



ВЕСТНИК

**ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА** № 33 (166)
2009

ISSN 1990-8504

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 14

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 **Спиридонов Е.К.**,

д.ф.-м.н., профессор **Телегин А.И.**,

д.т.н., профессор **Чернявский 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 законодательства в сфере массовых комму-
никаций и охране культурного наследия.

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

Решением Высшей аттестационной комиссии
Министерства образования и науки Российской Фе-
дерации журнал включен в «Перечень ведущих ре-
цензируемых научных журналов и изданий, в кото-
рых должны быть опубликованы основные научные
результаты диссертации на соискание ученой степени
доктора и кандидата наук».

Подписной индекс 29032 в объединенном катало-
ге «Пресса России».

Периодичность выхода – 2 номера в год.

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование

ФОРЕНТАЛЬ М.В. Динамика локального деформирования и разрушения металлической пластины	4
ХОЗЕНЮК Н.А. Алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки шатунных подшипников	12
ПАШНИНА Н.А. Аналитическое решение задачи о течении газа в профилированном капилляре с вибрацией его стенок	21
ПОЛУЯН Л.В. Использование стохастических моделей роста единичных коррозионных дефектов при оценке надежности трубопроводных систем	26
ЗИЗИН И.М. Синтез и анализ зацепления червячной передачи самоблокирующегося дифференциала в обобщающих параметрах	34
КОНДАКОВ С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации механизма поворота	38
МУРОГ И.А. Математическая модель рулевого управления с усилителем гидравлического типа	45
МАЛОЗЁМОВ А.А., ШИКИН А.С. Расчетно-экспериментальная оценка влияния уровня дефорсирования на ресурс конвертированного дизеля типа В-2	51
СМИРНОВ В.А. Параметрическая идентификация модели механизма с параллельными кинематическими цепями	57
ПЕТРОВА Л.Н. Особенности решения обратной задачи кинематики для ротопода	61
СЮСЬКИНА Ю.Л. Особые положения технологического оборудования с параллельными приводами рабочего органа	66
СМИРНОВ В.А., СУЛАЦКАЯ Е.Ю. Влияние конструктивных особенностей на жесткость оборудования, построенного на основе механизмов с параллельными кинематическими цепями	72
ЛАЗАРЕВ В.Е., ЛОМАКИН Г.В., ЛАЗАРЕВ Е.А. Снижение тепловой и гидродинамической нагруженности направляющего сопряжения «игла–корпус» распылителя	76
ФАДЕЕВ Д.Ю. Повышение эффективности теплоотвода двигателя воздушного охлаждения в отсеке с ограниченным воздухообменом	81

Контроль и испытания

КУПЕРШЛЯК-ЮЗЕФОВИЧ Г.М., ШКЕРБИН Ю.В., ИСАЕВА Н.Ю. К методике определения сопротивления материалов импульсному нагружению	84
РОМАНОВ В.А., КУКИС В.С. Оценка энергии отработавших газов поршневых ДВС, оборудованных каталитическим нейтрализатором	94

CONTENTS

Calculation and design

FORENTAL M.V. Dynamics of local deformation and fracture of a metal plate	4
HOZENJUK N.A. Solution algorithm of elastohydrodynamic task of rod bearing lubrication	12
PASHNINA N.A. Analytical solution of the problem of gas flow in profiled capillary with vibration of its walls	21
POLUYAN L.V. Usage of stochastic growth models of sporadic corrosive defects at reliability assessment of pipeline systems	26
ZIZIN I.M. Synthesis and analysis of engagement of no-spin differential worm- gear drive in generalizing parameters	34
KONDAKOV S.V. Increasing of high-speed tracked vehicle mobility by automation of rotary mechanism	38
MUROG I.A. Mathematical model of power steering of hydraulic type	45
MALOZEMOV A.A., SHIKIN A.S. Experiment-calculated estimation of derating level influence upon resource of converted B-2 type diesel engine	51
SMIRNOV V.A. Parametric identification of model of mechanism with parallel transmission routes	57
PETROVA L.N. Peculiarities of inverse solution of kinematics problem for rotopod	61
SYUSKINA J.L. Special regulations of technological equipment with parallel drives of operating element	66
SMIRNOV V.A., SULATSKAYA E.Y. Influence of design philosophy upon rigidity of equipment constructed on the basis of machinery with parallel transmission routes	72
LAZAREV V.E., LOMAKIN G.V., LAZAREV E.A. Decreasing of thermal and hydrodynamic load of the directing integration of “needle-body” nozzle	76
FADEEV D.J. Increase of efficiency of heat-removal of air-cooled engine in a compartment with limited ventilation	81

Verification and test

KUPERSHLYAK-YUZEFOVICH G.M., SHKERBIN Y.V., ISAEVA N.Y. To the method to define the impulse load strength of materials	84
ROMANOV V.A., KUKIS V.S. Estimation of energy of exhaust gases of reciprocating internal combustion engines equipped with catalyst converter	94

Расчет и конструирование

УДК 539.3

ДИНАМИКА ЛОКАЛЬНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ПЛАСТИНЫ

М.В. Форенталь

DYNAMICS OF LOCAL DEFORMATION AND FRACTURE OF A METAL PLATE

M. V. Forental

Рассмотрено решение задачи высокоскоростного ударного взаимодействия индентора и пластины в пакете LS-DYNA. Предложено применение двух типов конечных элементов – *формулировок* Лагранжа и Эйлера для одного тела (гибридная формулировка), что позволило минимизировать дефект массы и получить экспериментально наблюдаемые механизмы разрушения. Из независимых экспериментов идентифицированы параметры модели материала пластины при скоростях деформирования, близких к возникающим при ударе пульей. Результаты расчета скорости и массы обломков после пробоя по разработанной методике хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: высокоскоростной удар, метод конечных элементов, динамические механические свойства, пакет LS-Dyna, пробой, металлическая пластина, модель Джонсона–Кука.

The article considers the task solution of high-velocity impact interworking of indenter and plate in the LS-DYNA package. Application of two types of finite elements – formulations of Lagrange and Euler to one object (hybrid formulation) is offered. It allows minimizing the mass defect and obtaining experimentally observed fracture mechanisms. Out from independent experiments the parameters of the plate material model at deformation velocities close to ones at a bullet impact are identified. Results of calculation of velocity after breakthrough and mass of wreckage according to the developed technique agree well with the experimental data of breakthrough of the plate with the bullets 7H10 of assault rifle AK-74.

Keywords: high velocity impact, finite element method, dynamic material properties, LS-Dyna, penetration, metal plate, Jonson–Cook model.

Введение. Современная концепция проектирования средств индивидуальной защиты (бронезилетов) высокого класса (от автоматных и винтовочных пуль) состоит в использовании двухслойной структуры, состоящей из *пробиваемой* металлической пластины и многослойного пакета баллистических тканей за ней. Основной целью оптимального проектирования бронезилета является минимизация его массы при заданном стандартами уровне запреградного воздействия [1,2], а также при ограничениях на площадь защиты ЖВО.

Задача оптимизации может быть решена несколькими способами. Экспериментальный путь позволяет достаточно быстро определить оптимальное соотношение параметров для фиксированного воздействия (конкретного оружия и пули). Однако этот путь весьма затратный, поскольку необходимо изготовить набор пластин и тканевых пакетов различной толщины. Кроме того, параметры конструкции должны отрабатываться для каждой конкретной угрозы внутри одного класса защиты, определяемого стандартом. Чисто аналитических моделей, точно описывающих процесс пробоя, на данный момент не существует и, очевидно, их получение невозможно из-за сложности явлений, происходящих при ударном взаимодействии пули как с металлической пластиной, так и с тканевым пакетом.

На современном уровне развития компьютеров численные методы позволяют проводить анализ взаимодействий, происходящих при работе бронезилета, при минимуме допущений. Од-

нако алгоритмы такого анализа и применяемые конечно-элементные модели, учитывающие и описывающие экспериментально наблюдаемые механизмы разрушения, не являются общепринятыми.

Расчетная оценка эффективности бронежилета, имеющего двухслойную структуру, может быть проведена в два этапа. Первый этап – расчет пробоя металлической пластины для определения скорости, формы и массы осколков, нагружающих тканевый пакет. Второй этап – расчет взаимодействия упругого индентора с формой носка, массой и начальной скоростью, полученными по результатам первого этапа расчета, и тканевого пакета, лежащего на пластилиновом блоке. Такое разделение оправдано, поскольку в реальных конструкциях бронежилетов не обеспечивается постоянный поджим стальной пластины к тканевому пакету. В данной работе подробно рассмотрен лишь этап пробоя металлической пластины.

Частные формулировки методов конечных элементов. В настоящее время существует ряд программных пакетов, предназначенных для решения задач механики деформируемого твердого тела численными методами, в том числе методом конечных элементов. Обзор работ [3, 4] по расчету кинетики процесса пробивания показал, что одним из наиболее часто используемых пакетов для решения задач пробоя является LS-DYNA [5]. Это вызвано возможностью решения геометрически нелинейных задач с большими деформациями и разрушением, использованием явного алгоритма интегрирования по времени и, как следствие, учетом волновых процессов важных при расчете процессов пробоя, когда время распространения упругопластических волн в телах сравнимо с временем всего процесса. В связи с изложенным для расчета процесса пробоя пластины пулей с термически упрочненным сердечником был использован программный пакет LS-DYNA, который позволяет решать задачи упругопластического контактного взаимодействия тел с учетом их разрушения. Возможны различные формулировки методов конечных элементов: Эйлера и Лагранжа. Решение задачи пробоя в формулировке Лагранжа с разрушением имеет следующий недостаток: разрушение представлено исключением конечного элемента из расчета при выполнении в нем определенного условия, называемого критерием разрушения. Это приводит к дефекту массы и неустойчивостям при решении задачи контакта. После исключения конечного элемента, находящегося в контакте, между телами возникает зазор, на закрытие которого требуется время. Следовательно, непрерывное взаимодействие тел в контакте заменяется серией последовательных ударов, интенсивность и число которых зависит от размера конечного элемента и контактной жесткости. С другой стороны, формулировка Лагранжа позволяет корректно вычислять компоненты напряженно-деформированного состояния. В свою очередь, формулировка Эйлера позволяет рассматривать взаимодействие и разрушение тел без дефекта массы и контактных неустойчивостей, поскольку рассматривает движение материала через сетку, но при этом сложно оценить точность вычисления компонент напряженно-деформированного состояния.

Кроме решения задач в формулировках Эйлера и Лагранжа пакет LS-DYNA позволяет рассчитывать взаимодействие тел в различных формулировках в рамках одной задачи, что и было использовано.

Экспериментальные данные. При анализе результатов обстрела пластин толщиной 4–6 мм пулями с термически упрочненным сердечником 7Н10 автомата АК-74 с расстояния 10 м (данная дистанция оговорена стандартом на испытания бронежилетов) с начальной скоростью 900 – 930 м/с и замером остаточной скорости после пробоя было отмечено следующее: разрушение пластины происходило по механизму выбивания пробки, диаметр пробки был близок к калибру пули, аналогичный тип разрушения наблюдали при экспериментальном обстреле пластины сферическими ударниками (шарики из шарикоподшипников) (рис. 1). На ударной стороне пробки видны следы интенсивного пластического течения и уноса материала пластины.

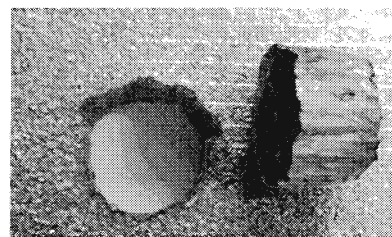


Рис. 1. Выбитая пробка

Механизм выбивания пробки связан с появлением полъс адиабатического сдвига. Были сделаны шлифы пластины в месте пробоя, и определена ширина полосы адиабатического сдвига, которая составила 0,02–0,05 мм. После пробоя от термически упрочненного сердечника оставалась задняя часть длиной около двух-трех диаметров, а передняя часть отсутствовала (фрагментов обнаружено не было). Это можно объяснить следующим. Сердечник имеет форму стержня и

Расчет и конструирование

в нем реализуется напряженное состояние близкое к одноосному. Материал термически упрочненного сердечника является хрупким, имеет малые деформации разрушения и быстропадающий модуль упрочнения, т.е. даже при незначительных пластических деформациях скорость упруго-пластической волны оказывается меньше материальной скорости частиц. Таким образом, замедление задней части сердечника происходит за счет распространения упругих волн, что не вызывает остаточных деформаций, а передняя часть «срабатывается».

Экспериментальные наблюдения позволяют сформулировать следующие требования к конечно-элементной модели.

1. Модель пластины должна допускать локализацию сдвиговых деформаций в направлении толщины пластины в областях с линейным поперечным размером, равным ширине полосы адиабатического сдвига. Вне этих полос конечные элементы не должны разрушаться, чтобы не вызывать дефект массы.

2. Модель пули должна описывать разрушение ее частей без дефекта массы, который приводит к занижению расчетной пробивающей способности, и иметь возможность описывать деформирование материала при скоростях, больших скорости упругопластической волны.

Конечно-элементная модель. С учетом сформулированных требований для численного моделирования пробоя пластины с получением реалистичной картины разрушения была создана конечно-элементная модель (рис. 2). Пуля, состоящая из термически упрочненного сердечника и оболочки, моделируется конечными элементами в формулировке Эйлера. Пластина смоделирована с использованием обеих формулировок – передняя сторона пластины в зоне удара моделируется в формулировке Эйлера, а тыльная часть пластины – в формулировке Лагранжа. Этим достигается описание значительного пластического деформирования ударной стороны пластины без дефекта массы и контактных неустойчивостей, связанных с разрушением. Для моделирования полос адиабатического сдвига в конечно-элементную сетку части пластины, моделируемой в формулировке Лагранжа, введена система концентрических колец из конечных элементов с линейным размером в направлении радиуса, равным ширине полосы адиабатического сдвига (0,02 мм) и меньшим, чем размер остальных элементов [6]. Этот подход позволяет избежать существенного дефекта массы и контактных неустойчивостей при взаимодействии, так как контактируют между собой материалы, движущиеся в сетке конечных элементов.

Расчет напряженно-деформированного состояния в пластине в зоне появления полосы адиабатического сдвига происходит в рамках подхода Лагранжа, что позволяет корректно учитывать механические характеристики материала пластины. Из условий симметрии задачи моделировали одну четвертую часть.

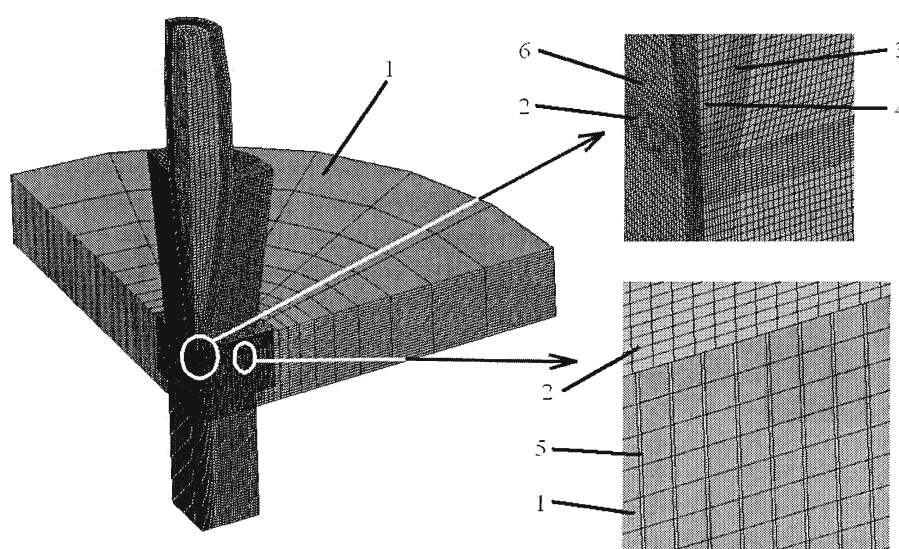


Рис. 2. Конечно-элементная модель: 1 – пластина (Лагранж); 2 – пластина (Эйлер); 3 – оболочка пули (Эйлер); 4 – сердечник пули (Эйлер); 5 – возможные полосы адиабатического сдвига (Лагранж); 6 – изначально пустой объем (Эйлер)

Модели материалов. Для корректного моделирования высокоскоростного контактного взаимодействия двух тел необходимо иметь механические характеристики материалов этих тел при соответствующих скоростях нагружения. В настоящее время неизвестны методы, позволяющие напрямую получать механические характеристики высокопрочных сталей со статической твердостью 52–55 HRC при скоростях деформирования до 10^6 1/с. Данная проблема может быть решена следующим образом: принимается какая-либо модель материала, учитывающая скорость нагружения, проводится идентификация ее параметров при статическом и динамическом нагружении материала, при этом при динамическом нагружении желателен иметь скорости, близкие к требуемым. После этого данная модель экстраполируется по скорости до нужных значений. Подробно данная методика описана в [7].

Одной из наиболее часто используемых моделей материала, учитывающей скорость деформирования, является модель Джонсона–Кука:

$$\sigma = \left(A + B \cdot \epsilon_p^n \right) \left(1 + C \cdot \ln(\dot{\epsilon}_p) \right) \left(1 - \left(\frac{T - T_0}{T_M - T_0} \right)^m \right),$$

где σ – текущее напряжение на поверхности текучести; ϵ_p – эквивалентная пластическая деформация; T_M – температура плавления; T_0 – температура, при которой определены параметры модели A, B, C, n, m – параметр модели.

При процессе пробивания пулей в пластине возникают значительные пластические деформации. Следовательно, при идентификации параметров A, B, n модели материала, описывающих зависимость напряжения на поверхности текучести от пластической деформации, в испытаниях необходимо иметь максимально возможные пластические деформации вплоть до разрушения. Одним из доступных методов статических испытаний материалов с высокой твердостью является трехточечный изгиб балок.

Определение параметров модели материала по диаграмме сила–прогиб является затруднительным. Однако данная задача может быть упрощена, если иметь радиус кривизны балки в пластическом шарнире. При испытаниях на изгиб параллельно с записью диаграммы производилась фотосъемка образца (рис. 3).

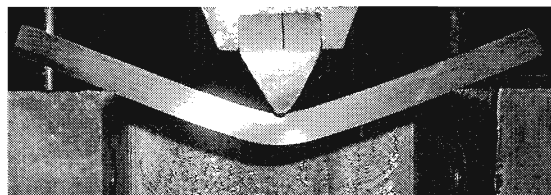


Рис. 3. Изгиб балки

После обработки изображений были получены значения кривизны образца и с учетом диаграммы деформирования – точки зависимости момент–кривизна. Были испытаны балки сечением 5×5 мм на базе 50 мм. Интегрированием по толщине балки получена зависимость момента в сечении от кривизны и параметров A, B, n . Путем минимизации среднеквадратического отклонения кривой момент–кривизна от экспериментальных точек были определены параметры A, B, n . Зависимость момент–кривизна и экспериментальные точки приведены на рис. 4, а «статическая» часть диаграммы деформирования модели Джонсона–Кука с идентифицированными параметрами приведена на рис. 5.

После определения параметров A, B, n было проведено численное моделирование процесса испытаний на изгиб методом конечных элементов в трехмерной постановке с учетом контактов,

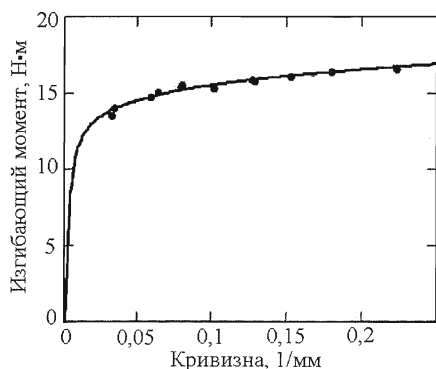


Рис. 4. Зависимость момент–кривизна

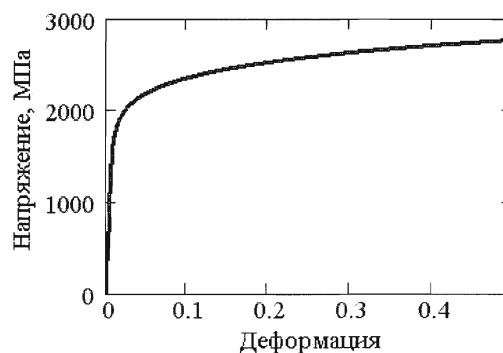


Рис. 5. Кривая напряжение–деформация

Расчет и конструирование

наличия радиуса нагружающей (средней) опоры и геометрической нелинейности. Расчетная и экспериментальная диаграммы показаны на рис. 6.

Параметр зависимости от скорости деформирования C для материала пластины был идентифицирован ранее [5]. Средняя скорость деформирования в зоне интенсивной пластической деформации при идентификации параметра C составляла $1,2 \times 10^5$ 1/с. При ударе пулей в пластине реализуются скорости деформации, не превышающие 10^6 1/с, таким образом, экстраполяция по скорости нагружения проводится меньше чем на порядок.

Для части пластины, моделируемой в формулировке Лагранжа, использован популярный деформационный критерий разрушения в виде

$$\varepsilon_f = a \cdot \exp\left(b \frac{p}{\sigma_{eff}}\right),$$

где ε_f – эквивалентная пластическая деформация при разрушении, p – давление (первый инвариант тензора напряжений, взятый с обратным знаком), σ_{eff} – эквивалентное напряжение, a , b – параметры модели.

Были экспериментально испытаны на трехточечный изгиб до разрушения балки двух типов: первый – сечением 5×5 мм, второй – 5×14 мм, база испытаний была 50 мм в обоих случаях. Балки сечением второго типа разрушались при меньшем прогибе, т.е. при меньшей деформации в пластическом шарнире. Проведено численное моделирование этих испытаний для определения напряженно-деформированного состояния в месте разрушения. Результаты расчета показали, что в балке сечением 5×5 мм в опасной точке реализуется одноосное напряженное состояние, тогда как в балке сечением 5×14 мм – двухосное напряженное состояние. По компонентам напряженно-деформированного состояния были определены первый инвариант, эквивалентное напряжение и эквивалентная пластическая деформация в опасной точке для обоих типов балок. После чего вычислены параметры a , b критерия разрушения.

Материал термически упрочненного сердечника является хрупким, но поскольку сердечник работает на сжатие, то использование для него формулировки Лагранжа и какого-либо (любого) критерия разрушения ведет к удалению конечных элементов и значительному дефекту массы, что снижает пробивную способность в сравнении с реальной. Поэтому сердечник моделируется конечными элементами в формулировке Эйлера, а его разрушение смоделировано спадающей ветвью диаграммы деформирования (рис. 7). Для материала сердечника также использована модель Джонсона–Кука, быстроспадающая ветвь диаграммы деформирования получена путем задания пониженной температуры плавления, таким образом, при возникновении пластических деформаций материал размягчается и диаграмма имеет спадающую ветвь.

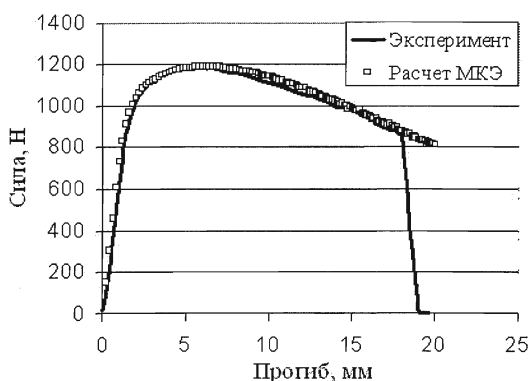


Рис. 6. Диаграмма испытаний

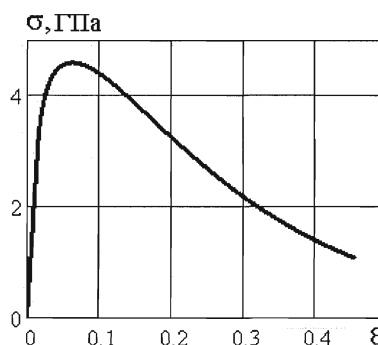


Рис. 7. Диаграмма деформирования материала сердечника

В связи с тем, что прочностные свойства материала оболочки пули малы в сравнении с гидродинамическим давлением, оказываемым ею, то для нее использована наиболее простая упругопластическая модель материала с постоянным модулем упрочнения.

Результаты расчета. По результатам моделирования пробоя пластины из стали типа 35ХН2МФА толщиной 5 мм пробка и сердечник пули имеют среднюю скорость 520 м/с, диаметр

отверстия в пластине оказался средним между диаметром сердечника и калибром пули. На рис. 8 приведено распределение концентрации материала сердечника при $t=20$ мкс (время от начала соударения), а на рис. 9 – распределение пластических деформаций для этого же времени.

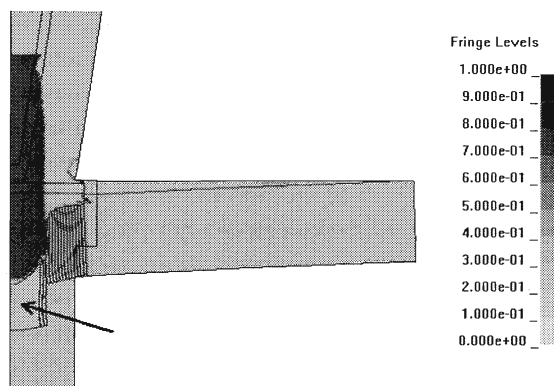


Рис. 8. Объемная доля материала сердечника через 20 мкс от момента удара

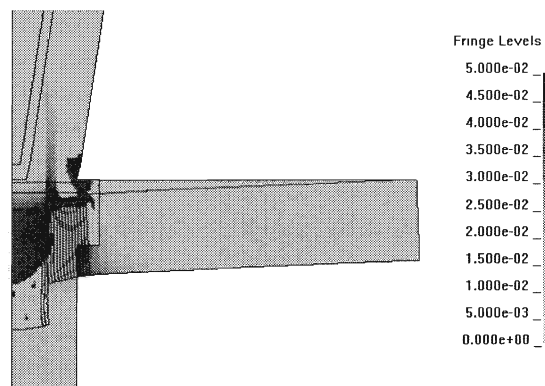


Рис. 9. Распределение пластических деформаций через 20 мкс от момента удара

Можно отметить, что размер части сердечника, в которой пластические деформации не достигли деформации 3–5%, равен примерно 2 диаметрам, что согласуется с экспериментальными данными. Пробка, показанная стрелкой на рис. 8, имеет массу 2,5–3 г вместе с остатком сердечника. Зависимость скорости пробки и сердечника от времени приведена на рис. 10. Средняя скорость после пробоя составляет 520 м/с. Эти результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными по прострелу пластин с замером запреградных параметров.

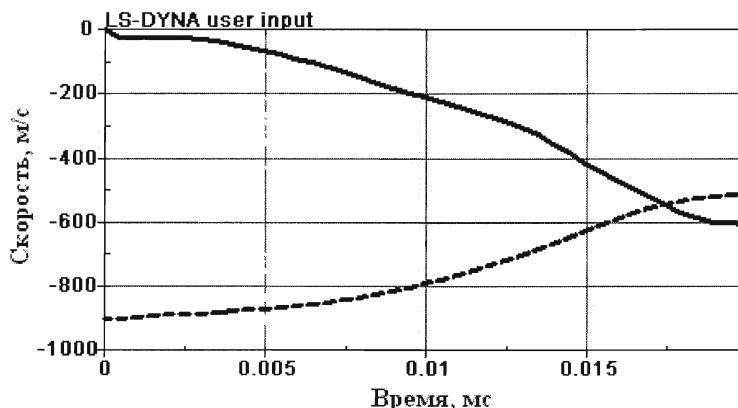


Рис. 10. Зависимость скорости сердечника (пунктир) и пробки (сплошная линия) от времени

Расчет пробоя металлической пластины пулей SS-109 винтовки М-16. Предложенный метод моделирования применен для расчета пробоя такой же пластины, как и в предыдущем случае, пулей, состоящей из пластичных материалов – пулей НАТО SS-109, состоящей из медной оболочки, пластичного стального сердечника и свинцового наполнителя за сердечником. Сетка конечно-элементной модели показана на рис. 11.

Механические характеристики, модели материалов и параметры этих моделей для материалов пули взяты из литературных источников.

Начальная скорость пули 1000 м/с. Толщина пластины 4,8 мм. Результат расчета приведен на рис. 12, показано распределение материалов через 16 мкс после начала взаимодействия. Характер зависимости скорости остающейся части пули и пробки от времени аналогичен показанному на рис. 10. Однако наполнитель из свинцового материала имеет одну особенность – в связи с высокой плотностью и низкими значениями модуля упругости и предела текучести скорость и интенсивность упругих волн, распространяющихся в материале, не могут обеспечить значительного замедления тыльной части свинцового наполнителя. Таким образом, тыльная часть свинцового

Расчет и конструирование

наполнителя оказывает существенное влияние на общее количество движения обломков пули и пластины после пробоя, что приводит к значительно большей средней скорости (вычисленной по массе и количеству движения обломков).

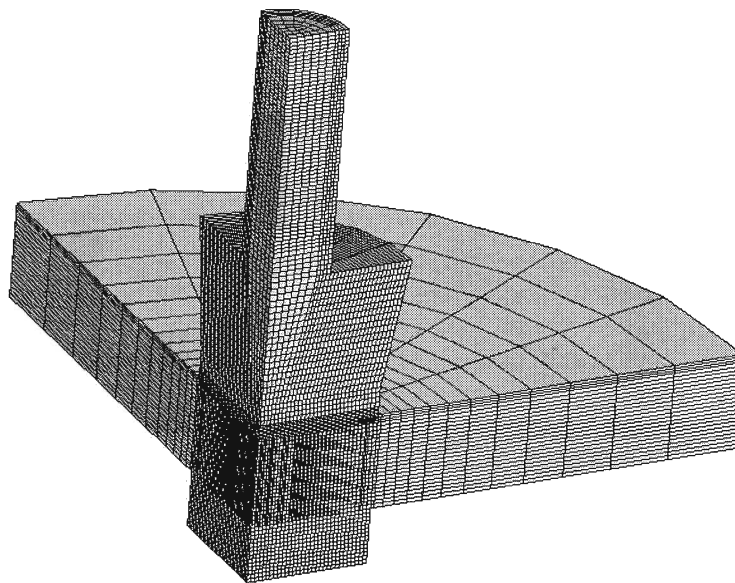


Рис. 11. Конечно-элементная сетка

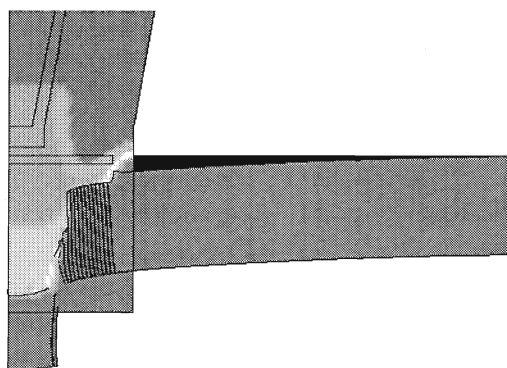


Рис. 12. Распределение материалов через 16 мкс от начала взаимодействия

Пробка и обломки пули после пробоя имеют общую массу 3,0–3,2 г и среднюю скорость 750 м/с (скорость тыльной части свинцового наполнителя 950 м/с, скорость пробки и стального сердечника 680 м/с, осреднение проведено из условия сохранения количества движения). Полученный результат по массе и скорости обломков, вылетающих из пластины, согласуется с экспериментальными данными.

Выводы. Предложенная гибридная формулировка для решения задачи пенетрации, совмещающая в себе использование связанных сеток конечных элементов в формулировках Лагранжа и Эйлера как для разных тел, так и для *одного* тела, позволила описать экспериментально наблюдаемые механизмы разрушения и получить качественно и количественно верные результаты по массовым и скоростным параметрам пробоя. Размеры, масса и скорость пробки и обломка сердечника могут быть использованы для расчетного исследования тканевого пакета и, следовательно, для получения расчетной оценки эффективности комбинированных средств индивидуальной защиты (металлотканевых бронежилетов).

Литература

1. ГОСТ Р50744-95. Бронедежда. Классификация и общие технические требования.– М.:Изд-во стандартов, 1995.

2. *NIJ Standard-0101.04. Ballistic Resistance of Personal Body Armor.*
3. *Resnyansky, A.D., "DYNA-Modelling of The High-Velocity Impact Problems With a Split-Element Algorithm", Int. J of Impact Eng. 27, 709-727, 2002.*
4. *Buchar J., Voldrich J., Rolc S., Lisy J. Ballistics performance of the dual hardness armor. Proc. of 20th International symposium on ballistics Orlando, 23-27 september 2002.*
5. *LS-DYNA Keyword user's manual. v.970. LSTC, 2003. – 1564 p.*
6. *Форенталь, М.В. Моделирование откольного разрушения материала при локальном высокоскоростном ударе в пакете LS-DYNA / М.В. Форенталь, С.Б. Сапожников. Вестник УГТУ-УПИ. Компьютерный инженерный анализ. Сб. тр. II Российской межвузовской конференции. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. – С. 97-102.*
7. *Форенталь, М.В. Идентификация параметров модели материала, учитывающей скорость деформирования / М.В. Форенталь // Наука и технологии: тр. XXVI Рос. шк. – М.: РАН, 2006. – Т. 1. – С. 62-67.*

Поступила в редакцию 26 августа 2009 г.

Форенталь Михаил Вольдемарович. Младший научный сотрудник кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика удара, композитные материалы

Mikhail V. Forental. Junior researcher at the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Material department of South Ural State University. Professional interests – impact dynamics, composite material.

АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ СМАЗКИ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ

Н.А. Хозенюк

SOLUTION ALGORITHM OF ELASTOHYDRODYNAMIC TASK OF ROD BEARING LUBRICATION

N.A. Hozenjuk

Рассмотрены основные уравнения упругогидродинамической задачи смазки для шатунных подшипников. Предложен алгоритм решения, основанный на прямой итерационной схеме. Приведены результаты решения для упругого подшипника двигателя Ruston & Hornsby 6 VEB-X МКШ, признанного эталонным в данной области.

Ключевые слова: смазка подшипников, упругогидродинамическая задача.

The basic equations of the elastohydrodynamic task of rod bearing lubrication are considered. The solution algorithm based on the direct iterative scheme is offered. The decision results for elastically supported bearing of Ruston & Hornsby 6 VEB-X МКШ engine which is accepted as a sample in this field are given.

Keywords: bearing lubrication, elastohydrodynamic task.

Введение. Различные разделы гидродинамической теории смазки сложнонагруженных подшипников жидкостного трения (СПЖТ) продолжают оставаться в поле зрения специалистов, что связано с большим влиянием этой теории на решение проблемы дальнейшего повышения надежности механизмов и машин.

До недавнего времени расчет гидродинамических подшипников выполнялся при условии, что поверхности трения являются абсолютно жесткими. Стремление конструкторов снизить материалоемкость машин, ведущее к ослаблению жесткости их деталей, возрастающие нагрузки привели к пониманию необходимости учитывать при расчетах гидромеханических характеристик (ГМХ) деформации поверхностей подшипников, максимальные прогибы которых могут быть соизмеримыми с рабочим зазором сопряжения, а размеры области деформирования – с характерными размерами поверхностей трения. Такие подшипники принято называть упругоподатливыми (УП), а режим их смазки – упругогидродинамическим (УГД).

Типичными представителями подшипников с упругоподатливым корпусом являются подшипники коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания. Для коренных, особенно шатунных подшипников характерно наличие непрерывного градиента поля деформаций независимо от места приложения нагрузки. Во многих экспериментальных исследованиях подшипников коленчатых валов показано, что существенные расхождения между результатами расчета по теории «жесткого» подшипника и экспериментом во многом обусловлены именно деформациями корпуса подшипника.

Цель решения УГД задачи смазки состоит в определении ГМХ УП подшипника. К основным ГМХ относят: наименьшее $\inf h_{\min}$ и среднее h_{\min}^* за цикл значения минимальной толщины смазочного слоя, наибольшее $\sup p_{\max}$ и среднее p_{\max}^* за цикл значения максимального гидродинамического давления, а также средние за цикл значения расхода смазочного материала Q^* , потерь на трение N^* и температуры T^* в смазочном слое.

Особенность УГД задачи смазки состоит в том, что гидродинамические давления, возникающие в смазочном слое, определяются не только реологическими характеристиками смазочного материала, характеристиками микро- и макрогеометрии поверхностей трения и скоростями их относительного движения, но и упругими перемещениями поверхностей трения. Последние вызваны действием гидродинамических давлений на упругий корпус подшипника.

Постановка задачи. В строгой постановке решение УГД задачи смазки СПЖТ должно опираться на систему взаимосвязанных уравнений, описывающих движение смазочной жидкости в пространстве зазора с учетом ее реологических свойств, реальной геометрии смазочного слоя, схемы подачи смазочного материала, макро- и микрогеометрии поверхностей трения, их упругих деформаций и произвольных движений под действием нагрузок, а также теплонапряженность трибосопряжения.

Определение поля гидродинамических давлений и области его формирования при известном зазоре (положении центра шипа и упругих перемещениях поверхности трения) является предметом гидродинамической части задачи УГД смазки подшипников скольжения.

До недавнего времени ее решение чаще всего основывалось на решении уравнения Рейнольдса относительно функции безразмерных гидродинамических давлений $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}), \quad (1)$$

при граничных условиях Свифта–Штибера (СШ), записанных в виде следующих ограничений на функцию $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \quad (2)$$

Здесь $\bar{h}, \bar{\rho}, \bar{\mu}_3, \bar{p}, a$ – безразмерные толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазки, гидродинамическое давление, ширина подшипника соответственно; φ, \bar{z} – координаты по углу и ширине подшипника; \bar{p}_a – безразмерное значение атмосферного давления; $\bar{\omega}$ – безразмерное значение относительной угловой скорости шипа. В работе, если не указано иное, используются обозначения статьи [1].

В области источников смазки Ω_Γ , где давление постоянно и равно давлению подачи p_Γ , выполняются условия:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_\Gamma \quad \text{на } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_\Gamma, \Gamma = 1, 2, \dots, \Gamma^*, \quad (3)$$

где Γ^* – количество источников.

Поле гидродинамических давлений, полученное решением уравнения (1) при граничных условиях (2), (3) не удовлетворяет условию неразрывности течения смазки, поскольку количество жидкости, покидающей активную область смазочного слоя на границе разрыва $\varphi_{раз}$, оказывается не равным количеству жидкости, втекающей в активную область на границе восстановления $\varphi_{вос}$.

Альтернативой условиям СШ являются граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО):

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = 0; \bar{p}(\varphi_{вос}, \bar{z}) = 0, \quad (4)$$

реализация которых обеспечивает выполнение условия неразрывности.

Алгоритмы, с помощью которых решается уравнение (1) при граничных условиях ЯФО, носят название «алгоритмов сохранения массы». Они приобрели популярность благодаря идее Элрода [2] определять поле давлений $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ не из уравнения Рейнольдса, а из универсального дифференциального уравнения для некоторой функции $\theta(\varphi, \bar{z})$, описывающей состояние смазки в зазоре подшипника как в несущей области, так и в области кавитации. Функции $\theta(\varphi, \bar{z})$ приписывается двоякий смысл. В активной (несущей) области смазочного слоя, где действуют гидродинамические давления, $\theta = \rho/\rho_c$ (ρ_c – плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c), в области кавитации $p = p_c, \rho = \rho_c$. Здесь $\theta(\varphi, \bar{z})$ определяет массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объема пространства между шипом и подшипником. В литературе представлено несколько примеров удачной реализации алгоритма сохранения массы к расчету подшипников скольжения с жестким корпусом. Так, в работе [1] предложены модификации уравнения Элрода, позволяющие получать устойчивые численные схемы решения, в том числе и для случая динамического нагружения.

Расчет и конструирование

Целесообразность определения гидродинамических давлений на основе модифицированного уравнения Эйлера при граничных условиях ЯФО в рамках решения УГД задачи смазки определяется следующим. Учет упругих свойств корпуса реального шатунного подшипника приводит к нерегулярному изменению геометрии смазочного слоя: его локальным увеличениям или уменьшениям и, как следствие, разрывам слоя смазки, условия реализации которых не могут быть точно описаны граничными условиями типа Свифта–Штибера для уравнения Рейнольдса.

В данной работе предлагается распределение давлений в смазочном слое УП подшипника определять на основе модификации уравнения Эйлера, подробно представленной в [1]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_3} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_3} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial t} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \}, \quad (5)$$

где g – функция переключения:

$$g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{если } \theta \geq 1; \\ 0, & \text{если } \theta < 1. \end{cases}$$

Функция $\Phi(\varphi, \bar{z})$ связана со степенью заполнения $\theta(\varphi, \bar{z})$, определяющей массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объёма зазора между цапфой и вкладышем, соотношением $\theta = 1 + (1-g) \cdot \Phi$. В области давлений $\Phi \geq 0$, $g = 1$, $\theta = 1$, а $\Phi = \bar{p}$, где \bar{p} – безразмерное гидродинамическое давление. В области кавитации $\Phi < 0$, $g = 0$, $\theta = 1 + \Phi$.

Безразмерная толщина смазочного слоя упругоподатливого подшипника, входящая в уравнение (3), определяется выражением

$$\bar{h}(\varphi, t, \bar{p}) = \bar{h}_{rig}(\varphi, t) + \bar{W}(\varphi, \bar{p}, t), \quad (6)$$

где $\bar{h}_{rig}(\varphi, t) = 1 + \bar{\Delta}_0(\varphi, t) - \chi(t) \cos(\varphi - \delta(t))$ – безразмерная толщина смазочного слоя в «абсолютно жестком» подшипнике; $\bar{\Delta}_0(\varphi, t)$ – безразмерные макроотклонения формы шипа и подшипника от круглоцилиндрической; $\chi(t), \delta(t)$ – безразмерный эксцентриситет центра шипа и угол положения линии центров; $\bar{W}(\varphi, \bar{p}, t)$ – безразмерный оператор упругих перемещений поверхности вкладыша от действующих нагрузок.

Определение «упругих» изменений зазора от известных гидродинамических давлений и других внешних воздействий является предметом «упругой» подзадачи УГД анализа УП подшипников скольжения.

Для шатунных подшипников весь комплекс нагрузок можно разделить на два класса: поверхностные и объемные. До недавнего времени считалось вполне приемлемым решение УГД задачи, в котором учитывались только распределенные по поверхности вкладыша гидродинамические давления и соответствующие им перемещения $\bar{W}_p(\varphi, p)$. В настоящее время доказано [3, 4, 5], что при расчете упругих деформаций корпуса шатунного подшипника влияние его сил инерции на упругое искажение формы поверхности трения $\bar{W}_m(\varphi, t)$ соизмеримо с влиянием гидродинамических давлений. Таким образом, упругие перемещения $\bar{W}(\varphi, \bar{p}, t)$ определяются выражением

$$\bar{W}(\varphi, \bar{p}, t) = \bar{W}_p(\varphi, \bar{p}) + \bar{W}_m(\varphi, t). \quad (7)$$

Известные решения УГД задачи смазки шатунных подшипников основываются на конечно-элементных моделях упругой подсистемы. В этом случае операторы $\bar{W}_p(\varphi, p)$ и $\bar{W}_m(\varphi, t)$ в матричном виде определяются выражениями:

$$\{ \bar{W}_p \} = [S] \{ f_p \}, \quad (8)$$

$$\{ \bar{W}_m \} = [C] \{ F_m \}, \quad (9)$$

где $\{ \bar{W}_p \}$, $\{ \bar{W}_m \}$ – векторы безразмерных перемещений узлов на поверхности трения вкладыша подшипника от гидродинамических давлений и инерционных нагрузок; $[S]$ – безразмерная матрица податливости поверхности трения, полученная последовательным приложением единичных нагрузок к каждому узлу поверхности трения; $[C]$ – полная матрица податливости, включающая

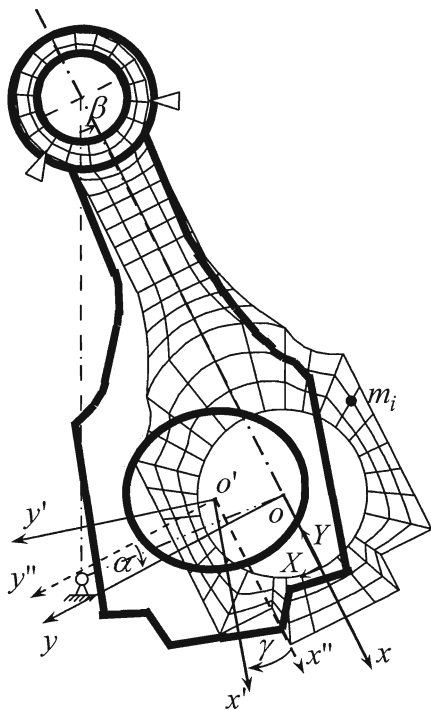
все узлы конечно-элементной (КЭ) модели; $\{f_p\}$ – вектор действующих безразмерных узловых нагрузок, полученных интегрированием гидродинамических давлений по площади поверхностного элемента; $\{F_m\}$ – вектор безразмерных узловых сил инерции.

Приведенные к узлам конечных элементов силы инерции и, следовательно, перемещения $\{\bar{W}_m\}$, изменяются во времени. При динамическом нагружении многократное использование соотношения (9) существенно увеличивает затраты времени и требуемой оперативной памяти. Учет особенностей динамики кривошипно-шатунного механизма позволил представить перемещения $\{\bar{W}_m\}$ суперпозицией четырех упругих решений. Опуская вывод, приведенный в работе [5], в декартовой системе координат проекции на оси x и y вектора безразмерных перемещений узлов на поверхности трения вкладыша нижней головки шатуна записаны как

$$\begin{aligned}\bar{W}_m^x &= w_{1x}^x \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + w_{1y}^x \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + w_2^x \omega_2^2 + w_3^x \varepsilon_3; \\ \bar{W}_m^y &= w_{1y}^y \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + w_{1x}^y \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + w_2^y \omega_2^2 - w_3^y \varepsilon_3.\end{aligned}\quad (10)$$

Здесь $w_{1x}^x, w_{1y}^x, w_{1x}^y, w_{1y}^y$ – базовые безразмерные перемещения в направлении осей x и y от проекций $\{f_{m1}^x\}, \{f_{m1}^y\}$ соответственно, $\{f_{m1}^x\} = \{f_{m1}^y\} = \{m\}$, где $\{m\}$ – вектор узловых масс; w_2^x, w_2^y – базовые безразмерные перемещения при одновременном приложении сил $\{f_{m2}^x\} = \{m_i x_i\}$ по оси x и $\{f_{m3}^y\} = \{m_i y_i\}$ по оси y ; w_3^x, w_3^y – базовые безразмерные перемещения при одновременном приложении сил $\{f_{m3}^x\}$ по оси x и $\{f_{m2}^y\}$ по оси y ; x_i, y_i – координаты узлов i -й массы m_i КЭ модели (см. рисунок); α – угол поворота коленчатого вала; β – угол качания шатуна; $\omega_1 = \dot{\alpha}$, $\omega_2 = \dot{\beta}$.

Использование зависимостей (10) позволяет получать перемещения от сил инерции для любого момента времени непосредственно, так как они определяются через базовые перемещения, которые не зависят от времени и режима работы двигателя и могут быть получены для каждой конструкции заранее.



Деформация модели подшипника

Трудности построения КЭ модели заключаются в адекватном описании граничных условий для корпуса шатунного подшипника. Обычно используются кинематические граничные условия, хотя в действительности ни одна из точек реального шатуна не закреплена. Следовательно, ограничение перемещений некоторых узлов КЭ модели может вносить погрешность в вычисления «упругого» изменения зазора. В работах [6, 7] приведена оценка влияния указанного фактора. Показано, что целесообразно использовать модель целого шатуна, закрепляя ее в районе поршневой головки.

Стыковка упругой и гидродинамической подзадач вызывает трудности с точки зрения единства системы координат. Уравнения (1)–(4) записаны в системе координат XU , связанной с подшипником (см. рисунок). Из-за деформирования стержня шатуна, а также самой кривошипной головки эта система координат смещается. Упругое поведение кривошипной головки может быть представлено суперпозицией двух состояний: изгиба стержня шатуна при условно «абсолютно жесткой» кривошипной головке и деформированного состояния нижней головки шатуна, определенного относительно ее «абсолютно жесткого» положения. Изгиб шатуна позволяет

определить смещение системы координат $W_0(\varphi, \bar{p}, t)$, в которой рассматриваются процессы в

Расчет и конструирование

смазочном слое. Тогда величины $\bar{W}(\varphi, \bar{p}, t)$, используемые при решении уравнений (1)–(4), представляют собой относительные смещения и определяются из соотношения

$$\bar{W}(\varphi, \bar{p}, t) = \bar{W}_p(\varphi, \bar{p}) + \bar{W}_m(\varphi, t) - \bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, t). \quad (11)$$

В выражении (11) $\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, t)$ – безразмерное относительное смещение системы координат, связанной с подшипником, определяемое как $\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, t) = \bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t) + \bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t)$, где $\bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t)$ – смещения узлов на поверхности трения, вызванные смещением начала координат системы $x''y''z''$; $\bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t)$ – смещения узлов на поверхности трения, вызванные поворотом системы координат $x''y''z''$ на угол γ (см. рисунок).

При расчетах величин $\bar{W}_0^0(\varphi, \bar{p}, t), \bar{W}_0^\gamma(\varphi, \bar{p}, t)$ учитываются как гидродинамические давления, так и инерционные нагрузки. Для вычисления линейного смещения и поворота системы координат используется метод наименьших квадратов и дополнительная матрица базовых углов поворота, определяемая при помощи МКЭ. Более подробно различные варианты расчета смещений системы координат, связанной с подшипником, рассмотрены в работе [5].

Таким образом, решение системы уравнений (5), (6), (11) позволяет при известном положении и скорости центра шипа определить области формирования и величины гидродинамических давлений в УП СПЖТ.

Положение центра шипа шатунного подшипника на смазочном слое $\chi(t), \delta(t)$ и его скорости в каждый момент времени цикла нагружения определяются из системы уравнений движения шипа, записанной в виде уравнений равновесия:

$$\begin{cases} F_x + f_{px} = 0; \\ F_y + f_{py} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Здесь F_x, F_y – проекции внешних сил, действующих на шип подшипника кривошипной головки шатуна; $f_{px} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega^-} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \cos(\varphi) d\varphi d\bar{z}$, $f_{py} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega^-} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \sin(\varphi) d\varphi d\bar{z}$ – проекции сил гидродинамических давлений; $\Omega^- = \Omega - \Omega_r$ – область смазочного слоя, не занятая источниками смазки.

Применение уравнений равновесия вместо формально более точных уравнений движения для высоконагруженных шатунных подшипников вносит в результаты погрешность не более 1–2 %.

При определении теплонапряженности УП трибосопряжений используется предположение об изотермичности течения смазки в зазоре. Считается, что все количество теплоты, рассеянное в смазочном слое A_N^* , отводится со смазкой, вытекающей в торцы подшипника. Уравнение теплового баланса

$$A_N^* = A_Q^* \quad (13)$$

записывается для цикла нагружения. Приращение температуры за цикл нагружения, определяемой на основании уравнения (13), в терминах работы [8] вычисляется по формуле

$$\Delta T = N / Q_T \rho c_m, \quad (14)$$

где N^* – среднее за цикл значение мощности, затрачиваемой на трение в смазочном слое; Q_T – среднее за цикл значение расхода смазочной жидкости через торцы подшипника; ρ и c_m – плотность и массовая теплоемкость смазки соответственно.

Алгоритм решения. Общий алгоритм решения УГД задачи смазки основан на использовании прямой итерационной процедуры с релаксацией перемещений.

Алгоритмом предусмотрен предварительный расчет, который заключается в построении матрицы податливости поверхности трения, матриц базовых перемещений для расчета смещений от инерционных нагрузок. Для этого может быть использован любой стандартный пакет метода конечных элементов, например, «Ansys». Также путем расчета динамики шатунного подшипника двигателя без учета податливости шатуна определяется начальное приближение среднеинте-

гральной температуры смазочного слоя и координат положения центра шипа, его вектора скорости и гидродинамических давлений в смазочном слое.

На основном отрезке, в процессе интегрирования уравнений (12), рассчитываются прогнозные значения координат положения шипа, исходя из которых и полученной на предыдущем временном шаге эпюры давлений, по формулам (8)–(11) определяются упругие деформации поверхности трения.

Для исключения влияния на сходимость итерационного процесса резких изменений величины деформаций выполняется их оценка, на основе которой выбирается стратегия расчета поля давлений: если изменение мало, значение релаксационного множителя k_{relax} принимается равным единице, если же приращение деформаций превышает заданную долю η толщины смазочного слоя, множитель $k_{relax} = k_{relax}^{l=0}$ полагается равным нулю, а затем постепенно увеличивается $k_{relax}^{l+1} = k_{relax}^l + \Delta k_{relax}$. Это позволяет поэтапно увеличивать долю деформаций в величине толщины смазочного слоя. Значение Δk_{relax} подбиралось на основе численных экспериментов. Установлено, что приращение Δk_{relax} зависит от величины абсолютных деформаций и градиента нагрузки, размера шага дискретизации по осям ϕ и \bar{z} и др. Для рассмотренных тестовых примеров шаг увеличения Δk_{relax} варьировался в пределах от 0,01 до 0,3 и его применение помогало добиваться устойчивой сходимости итерационного процесса даже при деформациях поверхности трения, сопоставимых с зазором.

Центральным является цикл для определения гидродинамических давлений. Использовалась конечно-разностная аппроксимация модифицированного уравнения Элрода, аналогичная предложенной в работе [1]:

$$P_{ij}\Phi_{ij} = W_{ij}\Phi_{i-1,j} + E_{ij}\Phi_{i+1,j} + S_{ij}\Phi_{i,j-1} + N_{ij}\Phi_{i,j+1} + b_{ij}. \quad (15)$$

Здесь

$$P_{ij} = \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\phi} (1 - g_{ij}) \bar{h}_{ij} + \frac{1}{\Delta_\phi^2} g_{ij} \left(\Gamma_{i+1/2,j} + \Gamma_{i-1/2,j} \right) + \frac{1}{\Delta_{\bar{z}}^2} g_{ij} \left(\Gamma_{i,j+1/2} + \Gamma_{i,j-1/2} \right) + \frac{(1 - g_{ij}) \bar{h}_{ij}}{\Delta\tau};$$

$$W_{ij} = \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\phi} (1 - g_{i-1,j}) \bar{h}_{i-1,j} + \frac{1}{\Delta_\phi^2} g_{i-1,j} \Gamma_{i-1/2,j};$$

$$E_{ij} = \frac{1}{\Delta_\phi^2} g_{i+1,j} \Gamma_{i+1/2,j}; \quad S_{ij} = \frac{1}{\Delta_{\bar{z}}^2} g_{i,j-1} \Gamma_{i,j-1/2}; \quad N_{ij} = \frac{1}{\Delta_{\bar{z}}^2} g_{i,j+1} \Gamma_{i,j+1/2};$$

$$b_{ij} = \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\phi} \left[(1 - g_{i-1,j}) \bar{h}_{i-1,j} - (1 - g_{ij}) \bar{h}_{ij} - f_\omega \right] + \frac{(1 - g_{ij}^n) (\bar{h}\Phi)_{ij}^n}{\Delta\tau} - \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau};$$

$$f_\omega = -\frac{(g\bar{h})_{i-1,j}}{2} (2 - g_{ij}) + \frac{(g\bar{h})_{i+1,j}}{2} g_{ij} + \frac{(g\bar{h})_{i,j}}{2} (2 - g_{i+1,j} - g_{i-1,j});$$

$$\Gamma_{i+1/2,j} + \Gamma_{i-1/2,j} = \Gamma_{i,j+1/2} + \Gamma_{i,j-1/2} = \frac{2\bar{h}_{i,j}^3}{12\bar{\mu}};$$

$$\Delta_\phi = l_\phi / (N - 1); \quad \Delta_{\bar{z}} = l_z / (M - 1),$$

где l_ϕ, l_z – протяжённости подшипника в направлении координат ϕ, \bar{z} ; N, M – количество узлов конечно-разностной сетки в направлении координат ϕ, \bar{z} ; $\Delta\tau$ – временной шаг интегрирования в УГД задаче.

Принималось следующее число узлов разностной сетки: $N = 96$, $\Delta_\phi = 0,0654$ рад; $M = 25$; $\Delta_{\bar{z}} = 0,0417a$.

Учитывая симметрию подшипника по координате \bar{z} , рассматривается только область $-a \leq \bar{z} \leq 0$. По оси ϕ ставилось условие периодичности, на сеточной линии $j = M/2 + 1$ – условие $\partial\Phi/\partial\bar{z} = 0$. На торце подшипников при $\bar{z} = -a$: $\Phi(\bar{z} = -a) = (\bar{p}_a - \bar{p}_c)$. Безразмерное атмо-

Расчет и конструирование

сферное давление \bar{p}_a соответствует величине $1 \cdot 10^5$ Н/м², безразмерное давление кавитации \bar{p}_c соответствует значению $0,9999 \cdot 10^5$ Н/м². На границе и в области, занятой источниками смазки, принималось, что $\Phi(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_\gamma$, где \bar{p}_γ – безразмерное значение давления подачи смазки.

Система линейных алгебраических уравнений (13) относительно Φ_{ij} решается методом Зейделя. Функция g обновляется немедленно после определения Φ_{ij} . Итерации продолжаются до выполнения условия

$$\sum_{ij} |\Phi_{ij}^{s+1}| - \sum_{ij} |\Phi_{ij}^s| / \sum_{ij} |\Phi_{ij}^s| \leq 10^{-4}. \quad (16)$$

Здесь s – номер итерационного цикла.

Если в ходе решения уравнения Элрода при заданных значениях \bar{h} после $s = 20$ итерационных циклов критерий сходимости (15) не выполняется, временной шаг Δ_τ уменьшается вдвое.

Необходимо отметить, что неточности в определении поля давлений приводят при расчете упругих деформаций к существенным изменениям толщины смазочного слоя, что, в свою очередь, при повторном решении уравнения Элрода приводит к колебаниям давлений и неустойчивости алгоритма решения УГД задачи смазки в целом.

При достижении сходимости решения уравнения Элрода и $k_{reka} = 1$ (упругие деформации в толщине смазочного слоя учтены полностью) определяются реакции смазочного слоя. Если прогнозные значения координат положения шипа принимаются – осуществляется шаг по времени, если нет – процедура повторяется. Максимальное значение Δt составляет 1° поворота коленчатого вала (п.к.в.) и изменяется в процессе расчета траектории в соответствии с известной процедурой Фаулера. По завершении полного цикла нагружения, равного 720° п.к.в., производится вывод на печать всех среднеинтегральных и экстремальных значений гидромеханических характеристик, в том числе эпюры гидродинамических давлений, действующих со стороны смазочного слоя на кривошипную головку шатуна.

Результаты тестовых расчетов. Выполнены расчеты для шатунного подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКШ, признанного эталонным в области УГД анализа. Имеются достоверные экспериментальные (полученные на двигателе и моделирующей установке) и многочисленные теоретические результаты расчета параметров движения шатунной шейки за цикл нагружения, а также гидромеханических характеристик этого подшипника в двух исполнениях: с кольцевой канавкой шириной 0,0127 м и без нее. Геометрические параметры трибосопряжения приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры трибосопряжения

Параметр	Размерность	Величина
Диаметральный зазор (номинальный)	мкм	165,0
Длина подшипника	м	0,127
Диаметр подшипника	м	0,203
Частота вращения шипа	мин ⁻¹	600

Рассчитывались гидромеханические характеристики абсолютно жесткого и упругоподатливого подшипников при граничных условиях Свифта–Штибера (СШ) и Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО). Во всех вариантах среднеинтегральная (расчетная) температура смазочного слоя принималась равной 100 °С (табл. 2). Расчеты выполнены при помощи программного комплекса «Упругость II» [9].

Из представленных данных видно хорошее соответствие полученных результатов с экспериментальными, а также полученными другими исследователями. Учитывая, что двигатель Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКШ является малонагруженным, а его шатун сравнительно жестким, влияние упругих деформаций на экстремальные гидромеханические характеристики не столь значительно: 30 % – для граничных условий Свифта–Штибера и 34 % – для граничных условий ЯФО. Однако снижение минимальной толщины смазочного слоя в характерных положениях кривошипа (280° и 640° поворота коленчатого вала) существенно больше. Аналогичным образом ве-

дет себя и максимальное гидродинамическое давление в диапазонах, когда поле давлений действует в направлении наибольшей податливости шатуна.

Значения экстремальных гидромеханических характеристик шатунного подшипника с кольцевой канавкой двигателя Ruston & Hornsby 6 VEB-X MKIII

Таблица 2

Модель	$\inf h_{\min}$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа
Модель «абсолютно жесткого» подшипника		
Граничные условия СШ	4,2	35,09
Граничные условия ЯФО	4,1	35,66
Модель податливого подшипника		
Граничные условия СШ	3,39	34,82
Граничные условия ЯФО	3,27	36,02
Экспериментальные результаты		
Эксперимент [4]	3,33	32,50
Результаты других исследований		
Упругий подшипник [10]	3,38	33,92
Упругий подшипник [11]	3,15	35,22

Таким образом, анализ результатов проведенного тестового исследования свидетельствует, что влияние упругих свойств корпуса на гидромеханические характеристики даже для сравнительно малоподатливого шатунного подшипника двигателя Ruston & Hornsby 6 VEB-X MKIII существенно, а результаты расчетов близки к экспериментальным.

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 годы» и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-0554).

Литература

1. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояринова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – №4. – С. 32–38.
2. Элрод. Алгоритм расчёта зоны кавитации / Элрод // ТАОИМ. Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1981. – № 3. – С. 28–32.
3. EHD analysis, including structural inertia effect and mass-conserving cavitation model / D. Bonneau, D. Guines, J. Frene, J. Toplosky // Journal of Tribology. – July 1995. – Vol. 117. – P. 540–547.
4. Myuhg-Rae Cho. Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing With Consideration of Thermal Effects: Comparison Between Theory and Experiment / Myuhg-Rae Cho, Dohg-Chul Han, Jae-Kwon Choi // Journal of Tribology. – October 1999. – Vol. 121. – P. 901–907.
5. Прокопьев, В.Н. Совершенствование модели шатуна в упругогидродинамической задаче смазки шатунной опоры коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Н.А. Хозенюк, С.С. Родин // Наука и технологии: сб. тр. – М.: РАН, 2002. – С. 152–164.
6. Хозенюк, Н.А. Моделирование упругого поведения шатунных подшипников в задаче упругогидродинамической смазки сложнонагруженных опор скольжения / Н.А. Хозенюк, Ю.В. Рождественский // СЛАВЯНТРИБО-3. Трибология и транспорт: материалы междунар. науч.-практ. симпозиума / РГАТА–МФ СЕЗАМУ. – Рыбинск, 1995. – Кн. 2. – С. 49–56.
7. Хозенюк, Н.А. Решение задачи УГД смазки для сложнонагруженных опор жидкостного трения / Н.А. Хозенюк, Ю.В. Рождественский // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С. 11–24.

8. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришинова, Е.А. Задорожная, И.В. Андриященко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – № 1(41). – Вып. 6. – С. 17–24.

9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610349. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик упругоподатливых подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания «Упругость II» / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Н.А. Хозенюк, П.А. Тараненко.

10. Abdallah A. Elsharkkawy G. An Inverse Analysis for Steady – State Elastohydrodynamic Lubrication of One – Layered Journal Bearings / Abdallah A. Elsharkkawy, Lotfi H. Guedouar // Journal of Tribology. – July 2000. – Vol. 122. – P. 524–533.

11. Piffeteau S. Influence of Thermal and Elastic Deformations on Connecting-Rod Big End Bearing Lubrication Under Dynamic Loading / S. Piffeteau, D. Souchet, D. Bonneau // Journal of Tribology. – January 2000. – P. 181–191.

Поступила в редакцию 2 июня 2009 г.

Хозенюк Надежда Александровна. Ассистент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. E-mail: kafat@susu.ac.ru. Область научных интересов – динамика сложнагруженных подшипников жидкостного трения, упругогидродинамическая теория смазки.

Nadejda A. Hozenjuk. Assistant at the Motor Transport department of South Ural State University. E-mail: kafat@susu.ac.ru. Professional interests – dynamics of complex-loaded bearings of fluid friction, elastohydrodynamic lubrication theory.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О ТЕЧЕНИИ ГАЗА В ПРОФИЛИРОВАННОМ КАПИЛЛЯРЕ С ВИБРАЦИЕЙ ЕГО СТЕНОК

Н.А. Пашнина

ANALYTICAL SOLUTION OF THE PROBLEM OF GAS FLOW IN PROFILED CAPILLARY WITH VIBRATION OF ITS WALLS

N.A. Pashnina

Построена математическая модель течения газа в профилированном капилляре с вибрацией его стенок. Получено аналитическое решение для функции давления и потока газа при использовании асимптотического анализа при бесконечно большой частоте вибрации. Рассмотрены частные варианты решения и показано их совпадение с решением Пуазейля. Произведено сравнение результатов аналитического решения с численным при конечном значении частоты вибрации.

Ключевые слова: вибрация, расход, давление, капилляр, профилирование, асимптотический анализ, численное решение.

A mathematical model of gas flow in a profiled capillary with vibration of its walls is made. The analytical solution for functions of pressure and gas flow at usage of asymptotic analysis at infinitely large vibration frequency is obtained. Particular alternate solutions are considered and their agreement with the Poiseuille solution is shown. The comparison of results of analytical solution with the results of numerical one at the finite value of vibration frequency is made.

Keywords: vibration, consumption, pressure, capillary, profiling, asymptotic analysis, numerical solution.

Введение. Пневматическое сопротивление типа капилляр является простейшим элементом пневмоавтоматики, характер течения газа в котором в линейном приближении полагают ламинарным, а процесс течения изотермическим. В таких условиях поток газа в капилляре определяется формулой Пуазейля [1]. Обычно формирует поток газа в капилляре перепад внешнего давления, но в качестве альтернативного решения может быть использованы профилирование и вибрация [2] и в этом случае у капилляра появляются компрессорные свойства, оценка которых дана в статье. Решение будем искать, используя хорошо зарекомендовавшую себя асимптотическую теорию вибронесущего газового слоя [4]. Данный аналитический подход предполагает использование бесконечно большой частоты вибрации стенок капилляра, поэтому для сравнительно малых частот результаты исследования имеют приближенный характер, а погрешность решения нуждается в оценке.

Аналитическая модель. На рис. 1 приведено схематическое изображение профилированного капилляра длиной L с входным r_1 и выходным r_2 радиусами, где $L \gg r_1$ и r_2 . Боковые поверхности капилляра совершают колебания с постоянной амплитудой h_v , за счет чего осуществляется высокочастотное периодическое сдавливание газа в капилляре. Функция радиуса капилляра в цилиндрической системе координат имеет вид

$$h(\bar{z}, \tau) = r_1 + \gamma \bar{z} + h_v \cos(\tau), \quad (1)$$

где γ – угол наклона боковой поверхности капилляра, формирующий профиль; \bar{z} – продольная координата ($0 \leq \bar{z} \leq L$); $\tau = \nu t$ – безразмерное время; ν – циклическая частота колебаний стенок капилляра; t – время.

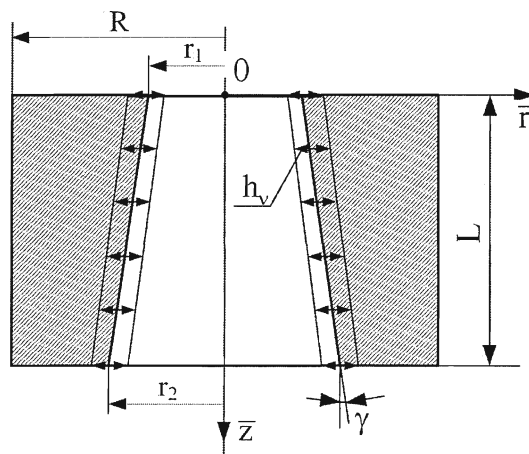


Рис. 1. Профилированный капилляр с вибрацией стенок

Расчет и конструирование

Допустим, что течение газа в капилляре вдоль оси $0\bar{z}$ с учетом вязкостных слагаемых определяется укороченным уравнением Навье–Стокса, которое в цилиндрической системе координат \bar{r}, θ, \bar{z} имеет вид

$$\frac{\partial p}{\partial \bar{z}} = \mu \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \frac{\partial V_{\bar{z}}}{\partial \bar{r}} \right), \quad (2)$$

где p – давление в газе, μ – динамический коэффициент вязкости, $V_{\bar{z}}$ – проекция скорости частиц газа на ось \bar{z} . Дополнительно принимаем условие $\partial p / \partial \bar{r} = 0$.

Уравнение неразрывности потока в цилиндрических координатах

$$\bar{r} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \bar{r}} (\rho V_{\bar{r}} \bar{r}) + \bar{r} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\rho V_{\bar{z}}) = 0, \quad (3)$$

где ρ – плотность газа, $V_{\bar{r}}$ – проекция скорости частиц газа на ось \bar{r} .

Интегрируя первое уравнение в (2) дважды и учитывая, что давление не зависит от координаты \bar{r} , получим:

$$\frac{\partial V_{\bar{z}}}{\partial \bar{r}} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} \bar{r} + \frac{c_1}{\bar{r}}; \quad V_{\bar{z}} = \frac{1}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} \bar{r}^2 + c_1 \ln(\bar{r}) + c_2. \quad (4)$$

Постоянные интегрирования в (4) определяем из граничных условий $V_{\bar{z}} = 0$ при $\bar{r} = h$ и $\partial V_{\bar{z}} / \partial \bar{r} = 0$ при $\bar{r} = 0$ и, следовательно, $c_1 = 0$, $c_2 = -h^2 / (4\mu) \partial p / \partial \bar{z}$. Выражение для скорости вдоль оси $0\bar{z}$ примет вид

$$V_{\bar{z}} = \frac{1}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} (\bar{r}^2 - h^2). \quad (5)$$

Проинтегрируем (3) по переменной \bar{r} в пределах от 0 до h с учетом (5):

$$\frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{1}{8\mu} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial (ph^2)^2}{\partial \bar{z}} - \frac{(ph^2)^2}{h^2} \frac{\partial h^2}{\partial \bar{z}} \right) \right] = \frac{\partial (ph^2)}{\partial t}. \quad (6)$$

Перепишем (6) в безразмерном виде, введя безразмерные величины

$P = p/P_a$, $z = \bar{z}/L$, $H = h/r_1$, $\tau = vt$ и вспомогательную функцию $\Psi = PH^2$:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial \Psi^2}{\partial z} - \frac{\Psi^2}{H^2} \frac{\partial H^2}{\partial z} \right] = \Lambda_v \frac{\partial \Psi}{\partial \tau}, \quad (7)$$

где $\Lambda_v = 8\mu L^2 v / (r_1^2 P_a)$ – безразмерный частотный параметр, P_a – атмосферное давление, $H = H_0 + H_\tau \cos(\tau)$ – безразмерная функция зазора, где $H_\tau = h_v/r_1$, $H_0 = 1 + k_{on}z$, $k_{on} = \text{tg}(\gamma)L/r_1$.

Отметим, что вспомогательная функция давления для капилляра равна произведению давления на квадрат функции зазора, что отличает ее от вида функции давления, вводимой для обычных вибронесущих смазочных слоев. Идея использования такой функции в асимптотическом анализе капилляра выдвинута совместно с С.Г. Некрасовым и ее асимптотический характер подтвержден в результате численного эксперимента. Применяя асимптотическую теорию [4], введем не зависящую от времени функцию давления Ψ_∞ , соответствующую условию $\Lambda_v \rightarrow \infty$. Проинтегрируем (7) по безразмерному времени τ в пределах от 0 до 2π и после преобразований получим средненное за период колебаний уравнение для распределения давлений

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial \Psi_\infty^2}{\partial z} - \Psi_\infty^2 \frac{2k_{on}}{\sqrt{H_0^2 - H_\tau^2}} \right] = 0. \quad (8)$$

Асимптотические граничные условия аналогичны условиям в работе [4]:

$$\Psi_\infty^2(z=0) = \left[H_0^4(z) + \frac{3}{8} H_\tau^4 + 3H_0^2(z)H_\tau^2 \right]_{z=0}; \quad (9)$$

$$\Psi_\infty^2(z=1) = K_p^2 \left[H_0^4(z) + \frac{3}{8} H_\tau^4 + 3H_0^2(z)H_\tau^2 \right]_{z=1}, \quad (10)$$

где K_p – отношение давлений на выходе $z = 1$ и входе $z = 0$ капилляра.

Асимптотическая краевая задача (8)–(10) является линейной и позволяет получить аналитическое решение для вспомогательной функции Ψ_∞ в виде

$$\Psi_\infty^2 = \left(H_0 + \sqrt{H_0^2 - H_\tau^2} \right)^4 \left[\frac{lt(1)rt(0)[fp(1) + sp(1)] - rt(1)lt(0)K_p^2[fp(0) + sp(0)]}{lt(1)lt(0)[fp(1) + sp(1) - fp(0) - sp(0)]} - \frac{rt(1)lt(0)K_p^2 - lt(1)rt(0)}{lt(1)lt(0)[fp(0) + sp(0) - fp(1) - sp(1)]} [fp(z) + sp(z)] \right], \quad (11)$$

где $lt(z) = \left(H_0 + \sqrt{H_0^2 - H_\tau^2} \right)^4$; $lt(1) = lt(z = 1)$; $lt(0) = lt(z = 0)$; $rt(z) = H_0^4(z) + \frac{3}{8} H_\tau^4 + 3H_0^2(z)H_\tau^2$;

$rt(1) = rt(z = 1)$; $rt(0) = rt(z = 0)$; $fp(z) = -4(H_0^2 - H_\tau^2)(6H_0^2 - H_\tau^2)\sqrt{H_0^2 - H_\tau^2}$; $fp(1) = fp(z = 1)$;

$$fp(0) = fp(z = 0); sp(z) = k_{on}z \left[\frac{120H_0^4 - 24k_{on}z \left[10H_0^3 - k_{on}z(10H_0^2 - k_{on}z(4k_{on}z + 5)) \right] - H_\tau^2 \left[120 \left(H_0^2 - \frac{k_{on}z}{3}(2k_{on}z + 3) \right) - 15H_\tau^2 \right]}{\dots} \right];$$

$sp(1) = sp(z = 1)$; $sp(0) = sp(z = 0)$.

Среднее за период колебаний избыточное давление в капилляре:

$$\bar{P} = \sqrt{\Psi_\infty^2} \frac{H_0}{(H_0^2 - H_\tau^2)\sqrt{H_0^2 - H_\tau^2}} - 1. \quad (12)$$

Средний за период массовый поток в направлении оси \bar{z} имеет вид

$$\bar{M} = -2\pi K_r \left[\frac{1}{2} \frac{\partial \Psi_\infty^2}{\partial z} - \Psi_\infty^2 \frac{2k_{on}}{\sqrt{H_0^2 - H_\tau^2}} \right], \quad (13)$$

где $K_r = \rho_a P_a r_1^4 / (16\mu L)$.

Выражение (13) для непрофилированного капилляра $k_{on} = 0$ с вибрацией $H_\tau \neq 0$ и профилированного капилляра $k_{on} \neq 0$ без вибрации $H_\tau = 0$ имеет вид

$$\bar{M} = -\pi K_r \left(1 + \frac{3}{8} H_\tau^4 + 3H_\tau^2 \right) (K_p^2 - 1) \text{ и } \bar{M} = -\pi K_r \frac{3(1 + k_{on})^3}{3 + 3k_{on} + k_{on}^2} (K_p^2 - 1). \quad (14)$$

При внешнем перепаде давлений и отсутствии профилирования и вибрации выражения для потока газа в капилляре (14) сводятся к известной формуле Пуазейля [1]:

$$M = \frac{\pi(2r_1)^4}{256\mu LRT} (P_a^2 - K_p^2 P_a^2) = -\pi \frac{r_1^4 \rho_a P_a}{16\mu L} (K_p^2 - 1) = -\pi K_r (K_p^2 - 1). \quad (15)$$

Сравнение результатов. Численная модель течения газа в профилированном капилляре с вибрацией построена при использовании метода, изложенного в [3]. Решение заключается в линеаризации модели (7) с использованием метода Ньютона–Канторовича, построении системы разностных итерационных уравнений с использованием интегро-интерполяционного метода. Решение полученной в результате алгебраической задачи на каждой итерации проводится методом исключения Гаусса до выполнения условия итерационной сходимости. Для получения решения обеспечивается установление переходного процесса при выполнении условия периодичности для искомой функции давления.

Сравним результаты средних за период потоков, полученных на основе асимптотического и численного решений. Зависимость безразмерного среднего за период потока от параметра профиля капилляра (рис. 2) практически линейна при значениях частотного параметра Λ_ν , больших 10, но при его уменьшении зависимость потока становится нелинейной и при малых значениях частотного параметра профиль практически перестает оказывать влияние на поток. При значении частотного параметра равного 150, зависимость потока приближается к асимптотической зависимости (13) при $\Lambda_\nu \rightarrow \infty$.

Расчет и конструирование

Зависимость среднего за период потока от амплитуды колебаний (рис. 3) нелинейна и с увеличением амплитуды поток значительно возрастает, что справедливо для всех рассмотренных параметров профиля капилляра. Так же, как и ранее, при значении частотного параметра равного 150, зависимость потока приближается к асимптотической зависимости (13) при $\Lambda_v \rightarrow \infty$.

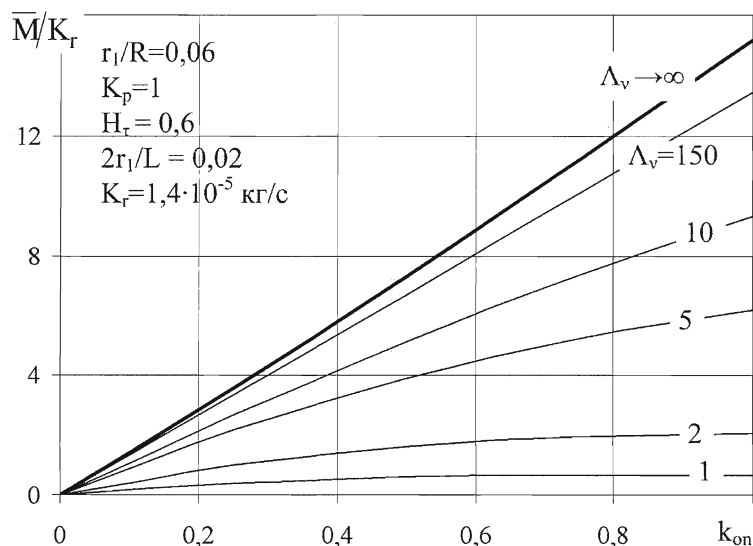


Рис. 2. Средний за период поток газа в капилляре в зависимости от параметра профиля $k_{он}$

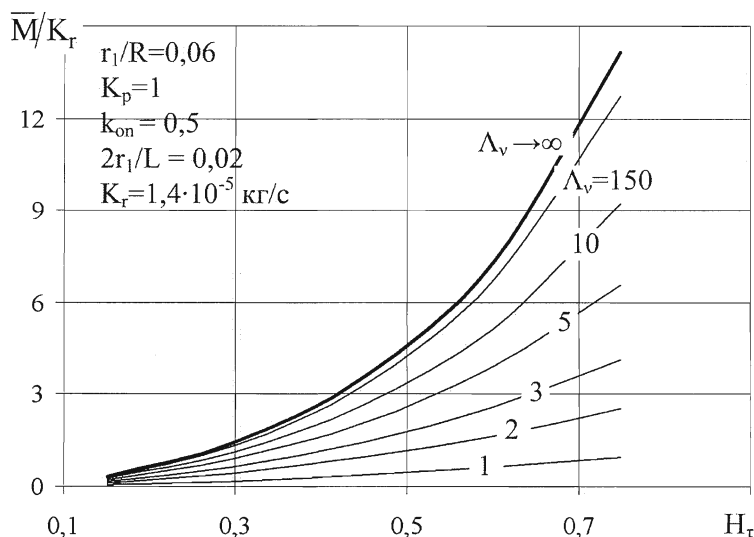


Рис. 3. Средний за период поток газа в капилляре в зависимости от амплитуды H_r

Выводы. Впервые построена аналитическая модель течения газа в профилированном капилляре с вибрацией его стенок и получено аналитическое решение для функции давления и потока газа. Решение было бы невозможно без введения новой в теории вибронесущего тонкого слоя асимптотической функции давления.

Рассмотрены частные решения и показано, что без вибрации выражение для потока газа совпадает с известной формулой Пуазейля.

Наличие потока газа (13) без приложенного по краям слоя внешнего перепада давлений говорит о наличии компрессорных свойств капилляра. Из рис. 2 и 3 видно, что возможно достижение значений расходов порядка 10^{-3} кг/с и больших при увеличении амплитуды колебаний.

Отметим, что аналитическое решение, полученное при использовании асимптотического приближения задачи, дает лишь оценочное решение для малых (реальных) значений частотного

параметра. Поэтому полученные аналитические решения (13) или частные случаи (14) можно использовать для предварительной оценки значений потока газа, генерируемого профилированным капилляром с вибрацией, которые следует уточнять.

Литература

1. Градецкий, В.Г. Основы пневмоавтоматики / В.Г. Градецкий, В.Н. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1979. – 360 с.
2. Пат. 2121612 РФ, МКИ В 05 В 17/04. Ультразвуковой газовый компрессор и ороситель на его основе / С.Г. Некрасов. – № 93032626/06; заявлено 21.06.93; опубл. 10.11.98, Бюл. 31.
3. Пашнина, Н.А. Численное исследование течения газа в тонких профилированных зазорах с вибрацией, объединенных в Т-образную структуру / Н.А. Пашнина, С.Г. Некрасов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 11. – № 10 (110). – С. 62–71.
4. Pan C.H.T. An Asymptotic Analysis of Gaseous Squeeze – Film Bearing // Journal of Lubrication Technology: Trans. ASME; Ser.F. – 1967. – Vol.89. – № 3. – P. 245–253.

Поступила в редакцию 12 сентября 2009 г.

Пашнина Надежда Александровна. Соискатель кафедры «Информационно измерительная техника» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – метрология и связанные с ней вопросы гидродинамической теории смазки.

Nadezhda A. Pashnina. Applicant for a degree at the Information Measuring Equipment department of South Ural State University. Professional interests – metrology and connected with it issues of hydrodynamic theory of lubrication/

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТОХАСТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РОСТА ЕДИНИЧНЫХ КОРРОЗИОННЫХ ДЕФЕКТОВ ПРИ ОЦЕНКЕ НАДЕЖНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Л.В. Полуян

USAGE OF STOCHASTIC GROWTH MODELS OF SPORADIC CORROSIVE DEFECTS AT RELIABILITY ASSESSMENT OF PIPELINE SYSTEMS

L.V. Poluyan

Предложен способ нахождения прогнозных оценок параметров коррозионных дефектов на основе фактических данных внутритрубной дефектоскопии. Получены оценки функций плотности распределения вероятностей глубины коррозии, являющейся функцией случайных величин начальной глубины коррозии, параметров уравнения скорости коррозии и времени эксплуатации трубопровода. Показано их применение в алгоритме оценки надежности дефектных сечений трубопроводов.

Ключевые слова: коррозионные дефекты, внутритрубная дефектоскопия, оценка надёжности трубопроводов.

The article offers a method to find the predictive estimates of corrosive defects parameters on the base of actual data of intratubal defectoscopy. The estimates of probability density functions of corrosion penetration which is the function of random variables of initial corrosion penetration, parameters of corrosion rate equation and time of pipeline maintenance are obtained. Their usage in the algorithm of defective pipeline sections reliability assessment.

Keywords: corrosive defects, intratubal defectoscopy, pipeline reliability assessment.

Постановка задачи. Пусть размер коррозионного дефекта (далее для определенности рассматривается его глубина $a(t)$) с течением времени растёт и этот процесс описывается дифференциальным уравнением [1]

$$\frac{da(t)}{dt} = Ka^n(t), \quad (1)$$

где $a(t)$ – некоторая функция независимой переменной t , принимающая в точке $t = t_0$ заданное начальное значение $a(t_0) = a_0$; K , n – некоторые эмпирические коэффициенты, численные значения которых получаются по данным наблюдений натуральных или лабораторных экспериментов, а также путем соответствующего анализа результатов внутритрубной дефектоскопии (ВТД).

Требуется, используя результаты ВТД (единственной или их последовательности) и зная время, прошедшее с момента пуска трубопровода в эксплуатацию, дать состоятельную статистическую оценку скорости роста коррозии и степени опасности каждого дефекта.

Поскольку $a(t)$ в любой момент времени $t \in [t_0, T)$ является случайной величиной, она имеет ту или иную функцию плотности распределения вероятностей (ФПВ) и задача сводится к определению ФПВ глубины коррозии $a(t)$ – функции случайной величины a_0 в любой момент времени $t \in [t_0, T)$.

Решение. Предположим, что $a(t)$ – взаимно однозначная функция, тогда ФПВ для плотности вероятности $f[a(t)]$ имеет вид [2]:

$$f[a(t)] = f\{a_0[a(t)]\} \left| \frac{da_0}{da(t)} \right|.$$

В случае если $a(t)$ не является взаимно однозначной, то необходимо разделить интервал изменения переменной a_0 на интервалы, в которых эта функция будет взаимно однозначной.

Рассмотрим алгоритмы построения $f[a(t)]$ в зависимости от вида входящих в уравнение (1) параметров K , n и начальной глубины дефекта a_0 для случаев, когда $a(t)$ – линейная и нелинейная относительно аргумента a_0 .

В табл. 1 приведены семь вариантов исходных данных.

Таблица 1

Исходные данные для построения ФПВ $f[a(t)]$

Вид функции $a(t)$	Вариант	Распределение начальной глубины дефекта $a(t_0) = a_0$ (СВ)	Параметры, входящие в уравнение (1)	
			K	n
Линейная	1	Экспоненциальное $f(a_0) = \lambda \exp(-\lambda a_0)$, $a_0 \in [0, a_{0\max}]$, λ – известный параметр распределения	const	1
	2	Логнормальное $f(a_0) = \frac{1}{a_0 \sqrt{2\pi d^2}} \exp\left[-\frac{(\ln a_0 - b)^2}{2d^2}\right]$, где b и d^2 – известные параметры распределения – математическое ожидание и дисперсия соответственно	const	1
	3	Произвольное	const	1
Нелинейная	4	Произвольное	const	$n < 0$
	5	Произвольное	const	$0 < n < 1$ $n > 1$
	6	Произвольное	const	const
	7	произвольное	СВ	СВ

Вариант 1. В любой фиксированный момент времени $t \in [t_0, T)$ преобразование a_0 в $a(t)$ описывается линейным оператором:

$$a(t) = a_0 \exp[K(t - t_0)], \tag{2}$$

поэтому вид распределения $a(t)$ не изменится. Выразив a_0 из (2), подставив его в $f(a_0)$ и умножив правую часть этого распределения на производную по $a(t)$:

$$\left| \frac{da_0}{da(t)} \right| = \frac{1}{\exp[K(t - t_0)]},$$

где левая часть – абсолютная величина якобиана преобразования, получим ФПВ $a(t)$, $t \in [t_0, T)$:

$$f[a(t)] = \frac{\lambda}{\exp[K(t - t_0)]} \cdot \exp\left\{-\frac{\lambda a(t)}{\exp[K(t - t_0)]}\right\}.$$

Расчет и конструирование

Вариант 2. Зная для a_0 зависимость между m , σ^2 и параметрами b , d^2 , определим матожидание m_t и дисперсию σ_t^2 функции $a(t)$ из системы уравнений:

$$\exp[K(t-t_0)] \cdot m = \exp\left(b_t + \frac{d_t^2}{2}\right),$$

$$\exp[2K(t-t_0)] \cdot \sigma^2 = \left[\exp(d_t^2) - 1\right] \exp(2b_t + d_t^2),$$

решая которую относительно неизвестных значений параметров b_t и d_t^2 функции распределения $f[a(t)]$, получим

$$f[a(t)] = \frac{1}{a(t) \cdot \sqrt{2\pi \ln\left(\frac{\sigma^2}{m^2} + 1\right)}} \times \exp\left[-\frac{\left\{\ln\frac{a(t)}{\exp[K(t-t_0)]} - \left[K(t-t_0) + \ln m - \frac{1}{2} \ln\left(\frac{\sigma^2}{m^2} + 1\right)\right]\right\}^2}{2 \ln\left(\frac{\sigma^2}{m^2} + 1\right)}\right].$$

Вариант 3

1. В распределении $f(a_0)$ подсчитаем число K известных параметров.
2. Возьмем K центральных моментов распределения $f(a_0)$.
3. Каждый центральный момент умножим на линейный множитель в соответствующей степени.
4. Решим систему уравнений относительно K неизвестных параметров.
5. Полученные K параметров и $a_0 = \varphi[a(t)]$ подставим в выражение для $f(a_0)$, затем правую часть умножим на производную $\left|\frac{da_0}{da(t)}\right|$ и для любого момента времени $t \in [t_0, T)$ определим распределение $f[a(t)]$.

Вариант 4. Следуя алгоритму, изложенному для варианта 3, придем к распределению:

$$f[a(t)] = f\left\{\left[a^{n+1}(t) - K(t-t_0)(n+1)\right]^{\frac{1}{n+1}}\right\} \cdot \frac{da_0}{da(t)}.$$

Аналогично определяется $f[a(t)]$ для варианта 5.

Вариант 6. Задаются t_0 , K , n и решается дифференциальное уравнение (1) в виде: $a(t) = \varphi(a_0, t)$, из которого определяются границы $a(t)_{\min}$ и $a(t)_{\max}$ изменения функции $a(t)$ при $t \in [t_0, T)$. Далее, следуя варианту 3, получим:

$$f[a(t)] = f\left\{\varphi^{-1}[a(t)]\right\} \cdot \frac{da_0}{da(t)}.$$

Пример. Для экспоненциального распределения a_0 имеем $f(a_0) = \lambda \exp(-\lambda a_0)$, $\lambda = 1$.

Пусть $t_0 = 0$, $K = 1$, $n = 1$, тогда решение (1) определится как $a(t) = a_0 \exp t$. При $a_{0 \min} = 0$, $a_{0 \max} = 5$ (мм) и $t = 1$ (год) определяются $a(t=1)_{\min} = a_{0 \min} \exp 1 = 0$; $a(t=1)_{\max} = a_{0 \max} \exp 1 \approx 13,6$ и т.д. для каждого момента времени t_2, t_3, \dots . Построенные ФПВ показаны на рис. 1.

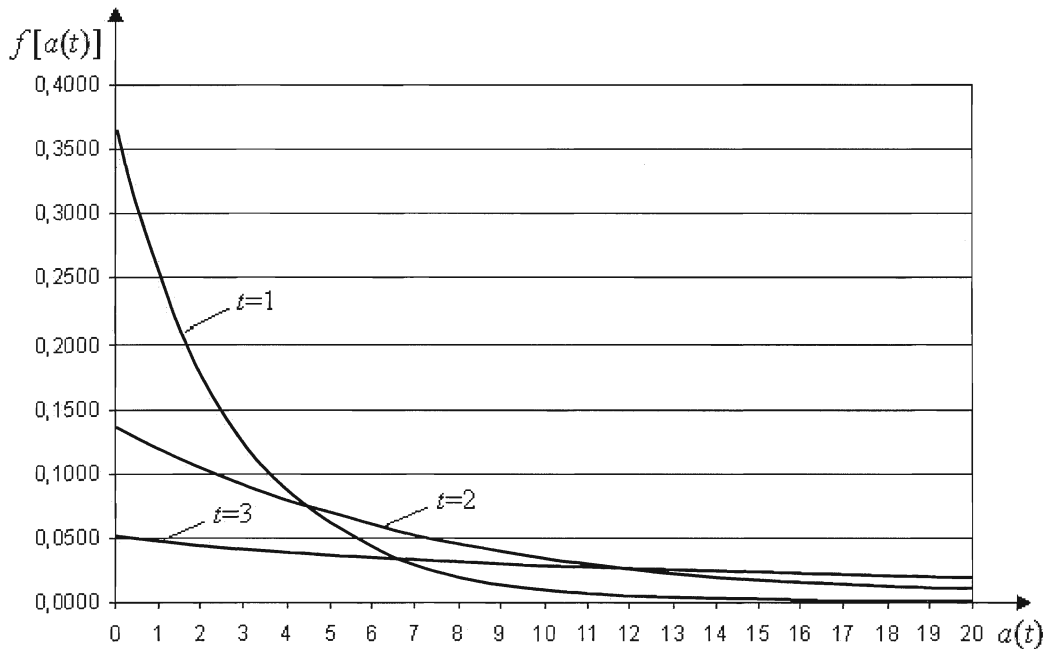


Рис. 1. Изменение ФПВ роста глубины дефекта во времени

Вариант 7. Параметры a_0, n в (1) являются случайными величинами с известными распределениями $f_a(a_0), f_k(k), f_n(n)$ на множествах возможных значений $a_0 \in A, k \in K, n \in N$. Находится общее решение дифференциального уравнения (1), разрешаемое относительно любой величины a_0, k, n (например, относительно k), и после ряда известных преобразований $f[a(t)]$ примет вид:

$$f[a(t)] = \int \int_{N A} f_k \left[\frac{a(t)^{-n+1} - a_0^{-n+1}}{t} \right] f_a(a_0) f_n(n) \left| \frac{(-n+1)a(t)^{-n}}{t} \right| da_0 dn, \tag{3}$$

интегрирование производится в пределах $N \in [0, \infty), A \in [0, \infty)$.

Например, при распределении параметров a_0, k, n по логнормальному закону первый сомножитель в (3) равен:

$$f_k = \frac{1}{\left[a(t)^{-n+1} - a_0^{-n+1} \right] \sqrt{2\pi d_k}} \exp \left\{ - \frac{\left[\lg \left(\frac{a(t)^{-n+1} - a_0^{-n+1}}{t} \right) - b_k \right]^2}{2d_k^2} \right\},$$

Расчет и конструирование

а два другие сомножителя определяются соответственно по формулам:

$$f_a(a_0) = \frac{1}{a_0 \sqrt{2\pi d_a}} \exp \left[-\frac{(\lg a_0 - b_a)^2}{2d_a^2} \right], \quad f_n(n) = \frac{1}{n \sqrt{2\pi d_n}} \exp \left[-\frac{(\lg n - b_n)^2}{2d_n^2} \right],$$

в которых значения параметров $d_k, b_k, d_a, b_a, d_n, b_n$ задаются специалистами.

Если a_0, k, n распределены по закону Вейбулла, то первый сомножитель в (3) равен:

$$f_k = \frac{\beta_k}{\gamma_k} \left[\frac{a(t)^{-n+1} - a_0^{-n+1}}{t\gamma_k} \right]^{\beta_k - 1} \exp \left\{ - \left[\frac{a(t)^{-n+1} - a_0^{-n+1}}{t\gamma_k} \right]^{\beta_k} \right\},$$

а два других сомножителя находятся аналогично предыдущему случаю.

Параметры β и γ во всех распределениях определяются, исходя из анализа фактических данных, накапливаемых в ходе эксплуатации и ремонта трубопроводов.

Модель роста дефекта может быть построена не только при использовании внутритрубных и верификационных измерений, но и с помощью комбинации метода моделирования Монте-Карло с дифференциальным уравнением (1) роста параметра дефекта [3].

Оценка надежности поперечного сечения трубопровода с дефектом произвольных размеров. Остаточная прочность трубопровода оценивается по методике ANSI/ASME B31G, модифицированной [4] при случайном характере ряда параметров, входящих в уравнения предельных состояний.

Согласно этой методике уравнение определения предельного давления разрушения трубы в зависимости от формы дефекта имеет вид

$$\begin{cases} P_f = 1,11 \frac{2\sigma_y t}{D} \left(\frac{1 - \frac{2d(T)}{3t}}{1 - \frac{2d(T)}{3t} M^{-1}} \right) \text{ для } \frac{l(T)^2}{Dt} \leq 20, \\ P_f = 1,11 \frac{2\sigma_y t}{D} \left(1 - \frac{d(T)}{t} \right) \text{ для } \frac{l(T)^2}{Dt} > 20, \text{ где } M = \sqrt{1 + 0,893 \frac{l(T)^2}{Dt}}, \end{cases}$$

P_f – предельное давление разрушения трубы; D – диаметр трубы; t – толщина стенки; σ_y – предел текучести материала трубы; M – фактор Фолиаса; T – время эксплуатации; $d(T)$ – глубина дефекта в момент времени T ; $l(T)$ – длина дефекта в момент времени T .

Функция предельного состояния (ФПС) единичного поперечного сечения трубопровода имеет вид

$$Y = Y(x_1, \dots, x_6, T) = \begin{cases} P_f(x_1, \dots, x_5) - P_{op}, \\ kx_1 - d(T), \end{cases} \quad (4)$$

где $x_1 = t$, $x_2 = D$, $x_3 = l_0$, $x_4 = d_0$, $x_5 = \sigma_y$, $x_6 = P_{op}$, k – параметр, имеющий смысл предупреждающего (тревожного) отказа (обычно равен 0,8). Величина P_f является случайной, так как зависит от общей геометрии трубы (D, t), прочностных свойств материала трубы и геометрии дефектов, ослабляющих рассматриваемое сечение трубопровода.

Параметры дефекта (глубина и длина дефекта) при активной коррозии изменяются во времени случайным образом и представляются следующими алгебраическими уравнениями [5]:

$$d(T) = d_0 + v_{rc} \cdot (T - T_0), \quad l(T) = l_0 + v_{ac} \cdot (T - T_0), \quad (5)$$

где T_0 – время инспекции/диагностики; d_0, l_0 – начальные значения параметров дефектов; v_{rc} , v_{ac} – детерминированные или случайные радиальная и продольно-осевая скорости коррозии соответственно.

ФПВ величин $d(T)$ и $l(T)$ находятся по ФПВ входящих в выражения (5) случайных величин при фиксированных T , согласно описанному выше алгоритму.

Вероятность отказов типа «течь» формально можно записать как

$$P_f^l(T) = \int_{kt}^{\infty} f(x, T) dx, \text{ где } f(x, T) \text{ – ФПВ глубины дефекта. А вероятность отказа типа «разрыв» равна}$$

$$P_f^b(T) = \int_{\Omega} f[P_{op}(T), P_f^d(T)] dP_{op} dP_f^d,$$

здесь $f(P_{op}, T)$ – распределение рабочего давления как СВ; $f(P_f^d)$ – распределение давления разрыва сечения трубы с дефектом случайного размера; Ω – область интегрирования.

Интегральная вероятность отказа, связанная с каждым дефектом, определяется по формуле

$$P_f^d(T) = P_f^b(d, T) + P_f^l(d, T) - P_f^b(d, T)P_f^l(d, T),$$

где $P_f^b(d, T)$, $P_f^l(d, T)$ – соответственно вероятности отказа из-за превышения или флуктуаций действующего рабочего давления (разрыв) и глубины дефекта больше допустимой (течь).

Для решения задачи оценки надежности сечения трубы в текущий момент времени T при заданных условиях прочности используем разложение функции надежности в ряд Грамма-Шарлье-Эджворта [2]:

$$P(z) = P(Y > 0) = \Phi(z) - \frac{S}{3!} \varphi^{(2)}(z) + \frac{E}{4!} \varphi^{(3)}(z) + \frac{10S^2}{6!} \varphi^{(5)}(z), \tag{6}$$

где $\Phi(z) = \int_{-\infty}^z \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{t^2}{2}\right] dt$, $\varphi(z) = \Phi'(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{z^2}{2}\right]$, $z = \frac{m_Y(T)}{\sigma_Y(T)}$, $\varphi^{(2)}(z) = (z^2 - 1)\varphi(z)$,

$\varphi^{(3)}(z) = (3z - z^3)\varphi(z)$, $m_Y(T) = Y(x_1 = m_{x1}, x_2 = m_{x2}, \dots, x_6 = m_{x6}; T)$, $\sigma_Y(T) = \sqrt{\mu_{2Y}(T)}$,

$S = \frac{\mu_{3Y}(T)}{\sigma_Y^3(T)}$, $E = \left(\frac{\mu_{4Y}(T)}{\sigma_Y^4(T)} - 3\right)$. Центральные моменты 2-го, 3-го и 4-го порядка для СВ Y полу-

чены с использованием линеаризации функции Y [2] и имеют вид:

$$\mu_{2Y}(T) = \sum_{i=1}^6 \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^2 \Big|_{m_{x1}, \dots, m_{x6}} \cdot \mu_{2x_i}(T) \right], \mu_{3Y}(T) = \sum_{i=1}^6 \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^3 \Big|_{m_{x1}, \dots, m_{x6}} \cdot \mu_{3x_i}(T) \right],$$

$$\mu_{4Y}(T) = \sum_{i=1}^6 \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^4 \Big|_{m_{x1}, \dots, m_{x6}} \cdot \mu_{4x_i}(T) \right] + 6 \sum_{\substack{i,k=1 \\ i < k}}^6 \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^2 \Big|_{m_{x1}, \dots, m_{x6}} \cdot \left(\frac{\partial Y}{\partial x_k} \right)^2 \Big|_{m_{x1}, \dots, m_{x6}} \right] \times \mu_{2x_i}(T) \mu_{2x_k}(T).$$

Ряд (6) позволяет в произвольный момент времени T эксплуатации трубы определить численное значение показателя надежности для поперечного сечения трубопровода с дефектом произвольных размеров при заданной функции предельного состояния (4).

Двусторонняя оценка вероятности отказа всего трубопровода определяется по формуле

$$\max_{i=1, \dots, n} P_f^{d_i}(T) \leq P_f^{PL}(T) \leq 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_f^{d_i}(T)),$$

где $P_f^{d_i}$ – вероятность отказа i -го опасного дефекта ($i = 1, \dots, n$); P_f^{PL} – вероятность отказа всего трубопровода.

Пример оценки надежности трубопровода. Рассмотрен участок трубопровода длиной 10 км со следующим набором дефектов (реальные данные): тип дефектов – внешняя поверхностная коррозия, число дефектов – 415, минимальная и максимальная глубина дефекта – 0,8 и 3,6 мм,

Расчет и конструирование

минимальная и максимальная длина дефекта – 9,0 и 3625 мм соответственно. Исходные данные приведены в табл. 2, 3. Предельно допустимая вероятность отказа $P_{th} = 0,05$.

Таблица 2

Исходные данные для детерминированных величин

Обозначение, размерность	Значение
T_0 , годы	0
v_{rc} , м/год	0,0006
v_{ac} , м/год	0,0005
T , годы	0–10

Таблица 3

Исходные данные для СВ

Обозначение, размерность	Матожидание, μ	Коэффициент вариации, $V = \sigma / \mu$
t , м	0,021	0,02
D , м	0,900	0,02
l_0 , м	0,200	0,02
d_0 , м	0,4 t	0,02
σ_y , МПа	358	0,07
P_{op} , МПа	7,8	0,1

Оценка вероятности отказа трубопровода выполнена методом ГШЭ для модифицированной нормы прочности В31G. Результаты расчета представлены на рис. 2, из которого видно, что для выбранного набора дефектов надежность трубопровода неизменна до времени $T = 11$ –12 лет.

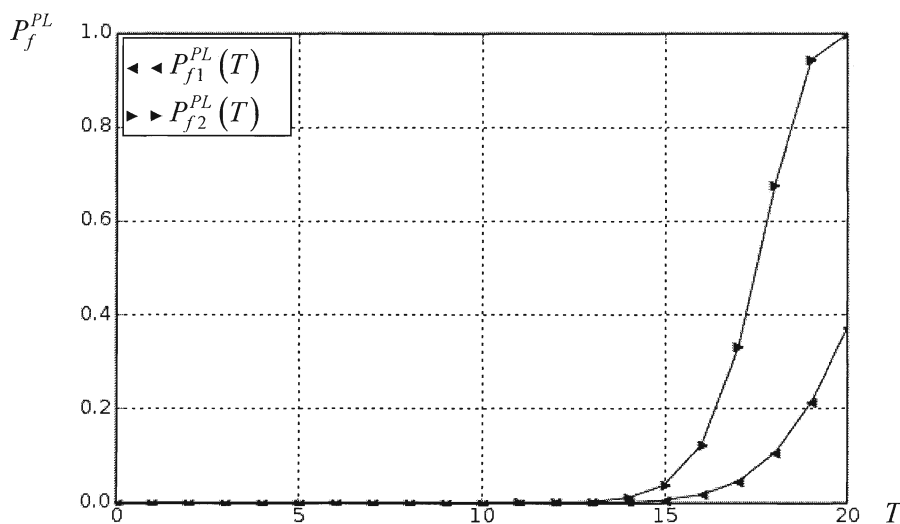


Рис. 2. Нижняя и верхняя оценки вероятности отказа трубопровода

Для реализации методики необходимо предварительно провести соответствующую сегментацию трубопровода путем его разделения на статистически однородные по отношению к процессу коррозии отрезки.

Выводы

1. Рассмотрена стохастическая модель активного роста коррозионного дефекта в трубопроводной системе, находящейся в условиях агрессивной внутренней или внешней окружающей среды.

2. Получены оценки функций плотности распределения вероятностей параметров коррозионных дефектов в зависимости от начальных величин параметров, имеющих различные виды распределения в условиях линейной и нелинейной зависимостей от времени, которые могут быть использованы для решения задач определения остаточной прочности и надежности дефектных сечений трубопроводов.

3. Построен алгоритм оценки надежности дефектных сечений трубопроводов на основе представления рядами Грамма–Шарлье–Эджворта всех функций плотности распределения вероятностей, описывающих стохастическое поведение различных параметров трубопроводной системы.

Литература

1. Тимашев, С.А. Надежность больших механических систем / С.А. Тимашев. – М.: Наука, 1982. – 184 с.
2. Пугачев, В.С. Теория вероятностей и математическая статистика / В.С. Пугачев. – М.: Наука, 1979. – 495 с.
3. On-line Method of Reliability Analysis of Pipelines with Growing Defects/ L.V. Poluyan, A.V. Bushinskaya, M.G. Malyukova, S.A. Timashev // ICOSAR. – Japan. – 2009.
4. ASME-B31G. Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines. A supplement to ASME B31G code for pressure piping. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1991.
5. Ahammed, M. Probabilistic estimation of remaining life of a pipeline in the presence of active corrosion defects/ M. Ahammed. – IJPVP 1998; 75:321–329.

Поступила в редакцию 27 июня 2009 г.

Полуян Людмила Владимировна. Заместитель директора по научной работе Научно-инженерного центра «Надежность и ресурс больших систем и машин» Уральского отделения РАН. Область научных интересов – надежность и безопасность критичных инфраструктур, вероятностные методы оценки надежности трубопроводных систем.

Poluyan Ludmila Vladimirovna. Deputy Director, Science and Engineering Center «Reliability and Resource of Large Systems and Machines», Ural Branch, Russian Academy of Sciences. Professional interests – reliability and safety of critical infrastructures, probabilistic methods for reliability assessment of pipeline systems.

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ САМОБЛОКИРУЮЩЕГОСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛА В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ

И.М. Зизин

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF ENGAGEMENT OF NO-SPIN DIFFERENTIAL WORM-GEAR DRIVE IN GENERALIZING PARAMETERS

I.M. Zizin

Определена предельная область существования червячного зацепления самоблокирующегося дифференциала для автомобиля «Урал» с червяком, нарезанным долбяком, и колесом, нарезанным червячной фрезой. В полученной области исследованы геометрико-кинематические возможности зацепления с целью получения наиболее благоприятного комплекса геометрических и кинематических показателей контакта, обеспечения соответствующих условий смазки активных поверхностей зубьев для заданных условий работы дифференциала.

Ключевые слова: червячные передачи, самоблокирующийся дифференциал.

The limiting existence domain of worm toothing of no-spin differential for the motor vehicle "Ural" with a worm gear cut with a cutter and a wheel cut with a hob gear is defined. In the obtained domain the geometrical-kinematic possibilities of toothing are studied for the purpose to find the most favourable complex of geometrical and kinematic indices of contact, to provide the appropriate conditions of lubrication of the active surfaces of teeth for the desired conditions of differential operation.

Keywords: worm gearing, no-spin differential.

По заданию Уральского автомобильного завода на кафедре технической механики филиала ЮУрГУ в г. Златоусте разработана конструкция самоблокирующегося дифференциала автомобиля «Урал», обладающего соответствующими противобуксовочными качествами транспортного средства при движении по труднопроходимой местности. Дифференциальный эффект происходит при повороте автомобиля, когда полуоси вращаются с различными числами оборотов, вызывая при этом вращение полуосевых шестерен 1 и сателлитов 2, которое сопровождается возникновением сил трения в дифференциале. Самоблокировка обеспечивается за счет низкого КПД дифференциала при прямолинейном движении, а также в случае, когда сцепление с грунтом одного из ведущих колес понижено, то есть в случае, когда отсутствует относительное перемещение деталей дифференциала и они вращаются от приводного колеса 3 как одно целое с корпусом (рис. 1).

Согласно техническому заданию коэффициент блокировки K проектируемого дифференциала должен составлять порядка 1,9...3.

Коэффициент блокировки K есть величина, обратная коэффициенту полезного действия червячной передачи дифференциала η , и определяется по формуле

$$K = 1/\eta = \operatorname{tg}(\lambda + \rho) / \operatorname{tg}(\lambda - \rho), \quad (1)$$

где $\rho = \operatorname{arctg}(f)$ – угол трения; f – коэффициент трения скольжения; λ – угол подъема витков червяка на делительном цилиндре.

По заданному значению $K = 1,972$ была рассчитана требуемая величина угла $\lambda = 23^{\circ}16'11''$.

Задачей являлось создание дифференциала в определенных габаритах для помещения его в картер существующей серийной модели автомобиля. Межосевой угол в зацеплении равен 90° . Дифференциал включает в себя 6 червячных передач (рис. 2).

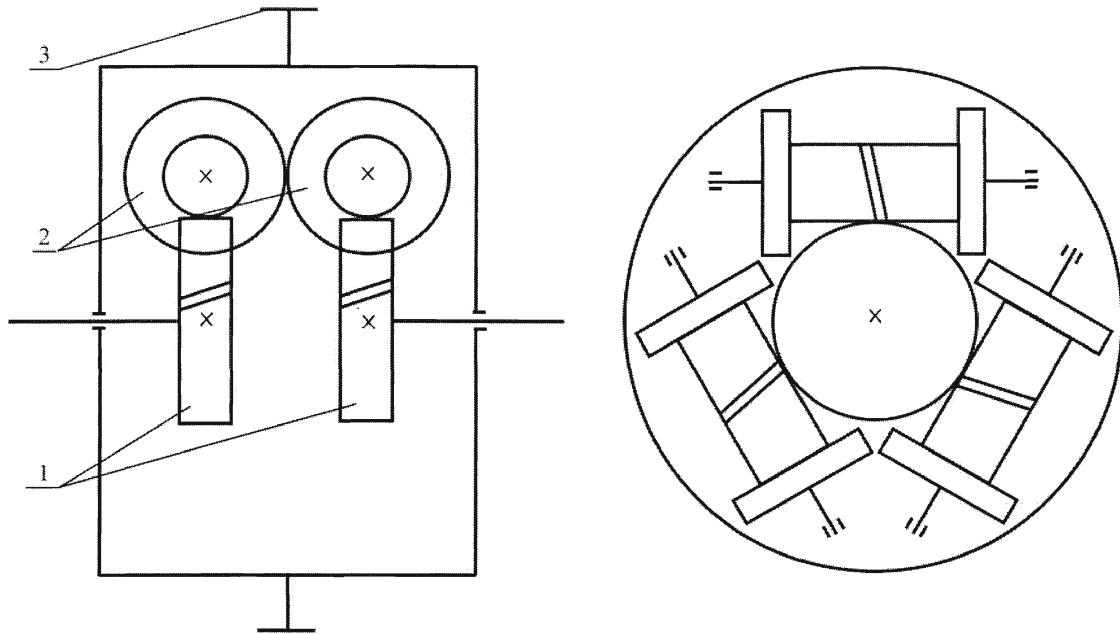


Рис. 1. Кинематическая схема дифференциала

Особенности конструкции дифференциала приводят к тому, что витки червяка требуется выполнить на участке вала, ограниченном с обеих сторон поверхностями большего, чем диаметр червяка, размера. Поэтому при изготовлении червяка возникают существенные технологические трудности: ни один из обычно используемых для нарезания червяков способов не является приемлемым, так как требуемый способ должен обеспечить получение многозаходных червяков на «закрытых» участках вала. Поэтому для нарезания червяка был предложен метод зуботочения витков червяка с помощью эвольвентного зуборезного долбяка. При этом червяк, полученный в таком станочном зацеплении, является неэвольвентным. Указанный метод может быть реализован на серийном вертикальном зубофрезерном станке.

Если червяк нарезается косозубым долбяком и сцепляется с косозубым цилиндрическим эвольвентным колесом, являющимся копией долбяка, то по 2-му способу Оливье в полученной передаче будет реализован линейный контакт. Локализацию контакта можно осуществить следующим образом: нарезанный косозубым долбяком червяк зацепляется с косозубым цилиндрическим эвольвентным колесом, имеющим число зубьев меньше, чем у долбяка.

Таким образом, объектом данного исследования является червячная передача дифференциала с червяком, нарезаемым долбяком на зубофрезерном станке, и колесом, нарезанным червячной фрезой. Основной целью работы было исследование всех геометро-кинематических возможностей зацепления таких передач. Для этого была использована методология геометрического синтеза и анализа неэвольвентных пространственных зубчатых зацеплений в обобщающих координатах, разработанная профессором, доктором технических наук О.Н. Цукановым [1].

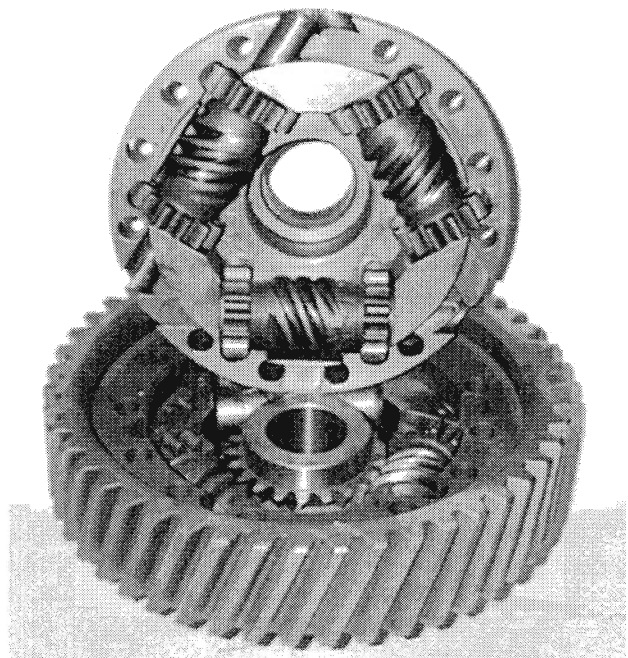


Рис. 2. Самоблокирующий дифференциал

Расчет и конструирование

Согласно указанной методологии уравнения эвольвентной винтовой поверхности зубцов исходного звена представляются в виде функций обобщающих координат поверхности зацепления: торцового угла зацепления α_{tw} и угла профиля эвольвентного зубца исходного звена α_y (рис. 3):

$$\begin{aligned} x &= r_b \cos \alpha_{tw} + l_b \sin \alpha_{tw}; \\ y &= r_b \sin \alpha_{tw} - l_b \cos \alpha_{tw}, \end{aligned} \quad (2)$$

где r_b – радиус основной окружности; l_b – линейный параметр, определяющий положение точки эвольвентного профиля зубца на нормали к нему [1].

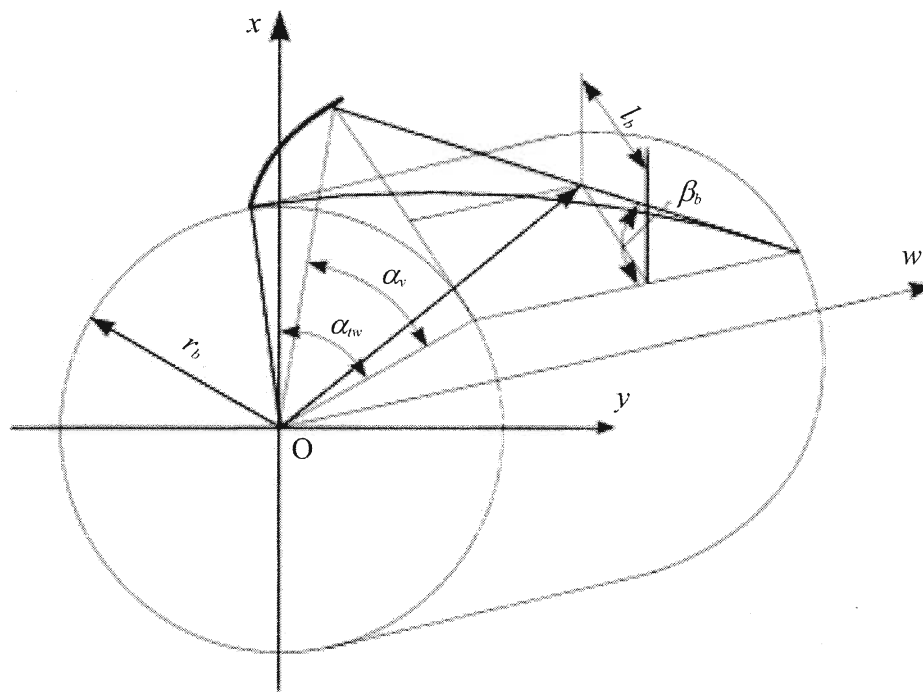


Рис. 3. Эвольвентная поверхность зубцов исходного звена в обобщающих параметрах

Радиус r_b является обобщающим параметром, определяющим масштаб передачи. Линейный параметр l_b является функцией обобщающих параметров r_b , α_y , угла наклона линии зубца на основном цилиндре β_b , аппликаты w торцового сечения исходного звена:

$$l_b = r_b \operatorname{tg} \alpha_y - w \operatorname{tg} \beta_b. \quad (3)$$

Уравнения поверхности зубцов огибающего звена червяка, их подрезания и заострения получены с помощью формул преобразования систем координат из общих зависимостей, приведенных в [1].

Уравнения поверхности имеют вид:

$$\begin{aligned} x_c &= x \cos \phi_c + w \sin \phi_c - r_w (1 - I/i) \cos \phi_c; \\ y_c &= -x \sin \phi_c + w \cos \phi_c + r_w (1 - I/i) \sin \phi_c; \\ w_c &= -y; \end{aligned} \quad (4)$$

где ϕ_c – угол поворота червяка; r_w – радиус начальной окружности исходного звена; $i = \omega_k/\omega_c$ – передаточное отношение передачи; $I = \cos \beta_{wk}/\cos \beta_{wc}$; β_{wk} , β_{wc} – углы наклона линии зубьев колеса и червяка на их начальных поверхностях соответственно.

Уравнение зацепления, получаемое из основной теоремы зацепления, приводится к виду

$$w = r_b \{ \operatorname{tg} \beta_b \operatorname{tg} \alpha_y + [-\cos \alpha_{tw} \operatorname{tg} \beta_b + \operatorname{tg} \beta_b (1 - I/i) \operatorname{sec} \alpha_{tw0} - 1/i] / (-\sin \alpha_{tw}) \} \cos^2 \beta_b. \quad (5)$$

Исследование геометро-кинематических показателей (ГКП) зацепления выполняется в обобщенной (предельной) области его существования, ограниченной линиями подрезания и заострения зубцов огибающего звена.

Для определения координат точек кривых подрезания при задаваемых значениях торцового угла зацепления α_{tw} угол α_y находится из уравнения

$$\operatorname{tg} \alpha_y = D_\alpha \operatorname{tg} \beta_b + l_b^* \operatorname{sec} \beta_b. \quad (6)$$

Параметр l_b^* определяется из квадратного уравнения

$$(-\sin \alpha_{tw}) l_b^{*2} + \{[-\operatorname{tg} \beta_b \cos \alpha_{tw} - 1/i] (\operatorname{tg} \beta_b + E_\alpha) + E_\alpha/i\} \cos \beta_b + \\ + [(1 - 1/i) \sec \alpha_{tw0} - \cos \alpha_{tw}] \sec \beta_b\} l_b^* - \cos \alpha_{tw} D_\alpha (\operatorname{tg} \beta_b + E_\alpha) = 0, \quad (7)$$

где

$$D_\alpha = [-\operatorname{tg} \beta_b \cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \beta_b (1 - 1/i) \sec \alpha_{tw0} - 1/i] (-\sin \alpha_{tw});$$

$$E_\alpha = \{[(1 - 1/i) \operatorname{tg} \beta_b \sec \alpha_{tw0}] - 1/i\} \cos \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \beta_b / \sin^2 \alpha_{tw}.$$

Для определения координат точек кривых заострения используется условие

$$y_L = y_R, \quad (8)$$

вытекающее из равенства $w_{KL} = w_{KR} = -y$.

Задавая α_{aR} и $\alpha_{aL} = -\alpha_{aR}$, варьируем α_{twR} в предполагаемом диапазоне. Из уравнения (8) находим α_{twL} . Расчет производится до получения значений меньше некоторых наперед заданных величин $\Delta x_{ч}$, $\Delta y_{ч}$. По полученным значениям α_{tw} , α_y строятся кривые заострения.

По расчетным значениям обобщающих координат строится обобщенная область существования зацепления (ООСЗ), ограниченная формой и положением кривых подрезания и заострения (рис. 4).

Далее в этой области отыскиваются геометро-кинематические показатели зацепления, наиболее полно удовлетворяющие требованиям технического задания, и соответствующие значения параметров исходного контура.

В настоящее время получены благоприятные ГКП зацепления (при $m = 4$ мм, числах зубьев $z_1 = 21$, $z_2 = 4$) для случая использования стандартного исходного контура по ГОСТ 13755–81:

- коэффициент перекрытия – 2,67;
- главные приведенные кривизны в полюсе зацепления – 0,025 и 0,042 мм⁻¹;
- скорости скольжения в крайних точках зацепления – 11 и 31 мм/с.

Дальнейшее исследование направлено на получение более благоприятных показателей без привязки к исходному контуру и данных о напряженно-деформированном состоянии зубьев, оценка которого выполняется в САД-системе методом конечных элементов.

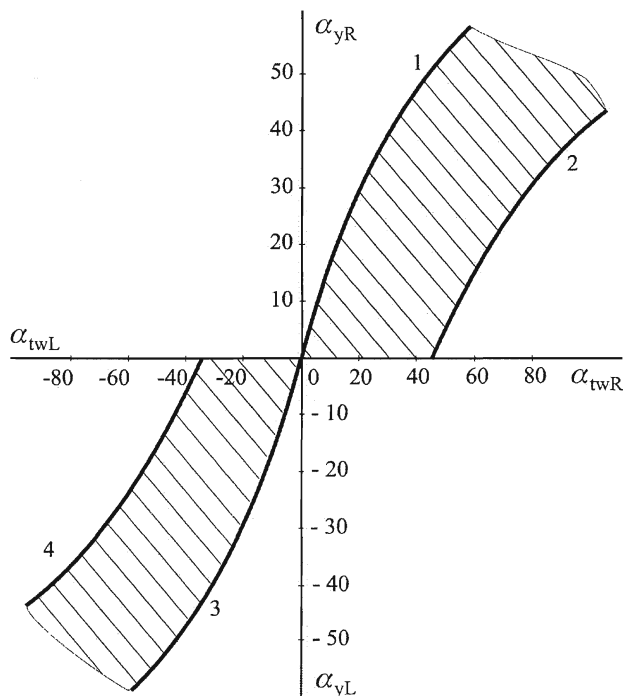


Рис. 4. Обобщенная область существования зацепления:
1, 3 – кривые подрезания; 2, 4 – кривые заострения

Литература

1. Лопатин, Б.А. Цилиндро-конические зубчатые передачи: монография / Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 200 с.

Поступила в редакцию 14 августа 2009 г.

Зизин Игорь Михайлович. Заведующий учебными лабораториями кафедры технической механики филиала Южно-Уральского государственного университета в г. Златоусте. Область научных интересов – червячные передачи.

Igor M. Zizin. Head of the training laboratories of the Engineering Mechanics department of South Ural State University branch (Zlatoust). Professional interests – worm gearing.

ПОВЫШЕНИЕ ПОДВИЖНОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПУТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

С.В. Кондаков

INCREASING OF HIGH-SPEED TRACKED VEHICLE MOBILITY BY AUTOMATION OF ROTARY MECHANISM

S.V. Kondakov

Приведены результаты имитационного моделирования движения машины при автоматизации дополнительного регулирования гидрообъемного механизма поворота, двигателя и тормозов с целью повышения точности управления поворотом, предотвращения заноса и увеличения средней скорости.

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

The author considers the mobility increasing problem of a high-speed tracked vehicle by automation of hydrostatic drive, vehicle and brakes in order to rise the exactness of turning drive, prevent skidding and increase the average speed.

Keywords: high-speed tracked vehicle, mathematic model, hydrostatic drive, rotary mechanism, curvature of trajectory, mobility increasing, driving criterion, driving algorithm, automation.

Введение. В технической литературе определены физические величины, характеризующие устойчивость и управляемость криволинейного движения быстроходной гусеничной машины [1–4]. Для оценки эффективности управления движением на больших скоростях предложено [5–7] использовать в качестве количественной оценки управляемости относительную разницу кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности. Переход от сравнения частот вращения корпуса, использованного в работах Академии бронетанковых войск [4], к сравнению кривизны траектории движения обеспечивает получение следующих преимуществ: 1 – водитель в процессе управления поворотом следит именно за траекторией движения, а не за угловой частотой вращения корпуса; 2 – для быстроходной гусеничной машины (БГМ) с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) и приводом гидрообъемной передачи (ГОП) от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) (Леопард-2, Мардер, БМП-3) кривизна траектории K является более общим критерием, так как включает в себя не только угловую скорость поворота корпуса ω , но и линейную скорость V : $K = \omega/V$. В указанных машинах ω и V могут, например, при движении на подъем изменяться независимо друг от друга; 3 – между управляющим воздействием и выходным сигналом помещаются основные искажения процесса (потери ГОП и буксование гусениц).

Количественная оценка управляемости. Одно из важных преимуществ ГОП в механизме поворота – его внешняя автоматичность. В работе [7] впервые предложено установить обратную связь в регулировании положения наклонной шайбы насоса ГОП по критерию разности кривизны траектории, задаваемой штурвалом K_{um} и реализуемой на местности K_d . Кривизна K_d вычисляется как отношение угловой скорости поворота машины в плане, измеряемой гироскопическим датчиком, к продольной теоретической скорости центра тяжести машины, оцененной по частоте вращения выходного вала коробки передач. Структурная схема системы регулирования приведена на рис. 1. Наклонная шайба ГОП соединена со штурвалом дифференциальной связью, позволяющей независимо от водителя подворачивать её на дополнительный угол. Обратная связь организована по правилам теории автоматического регулирования с включением интегрирующего звена:

$$\beta_{in} = k_1 \beta_{um} + k_2 \int (K_{um} - K_d) dt + k_3 (K_{um} - K_d),$$

где β_{in} – относительный угол поворота шайбы насоса ГОП; β_{um} – относительный угол поворота

штурвала управления поворотом; $K_{ум}$ – кривизна траектории по штурвалу; K_{δ} – действительная кривизна траектории центра масс на местности; k_1, k_2, k_3 – постоянные коэффициенты.

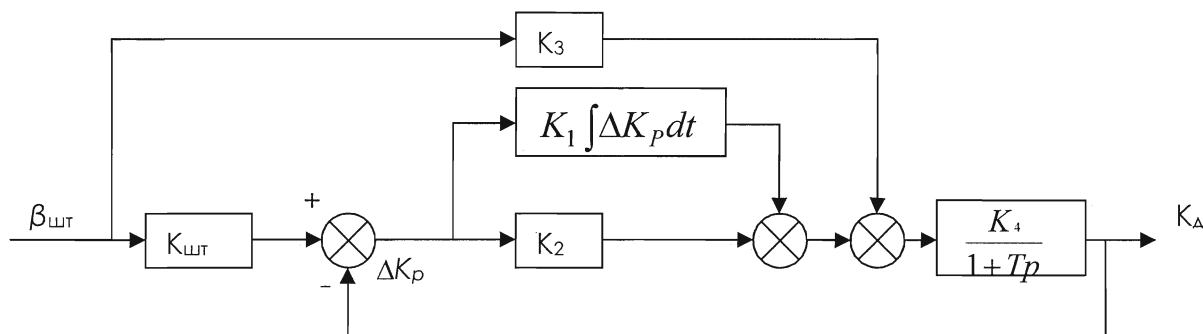


Рис. 1. Структурная схема дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП

В настоящее время теория криволинейного движения гусеничных машин трактует управляемость как качество [2] без количественной оценки. Введение системы дополнительного регулирования насоса ГОП по отклонению кривизны траектории движения машины логично потребовало количественной оценки управляемости:

$$O = \frac{K_{ум} - K_{\delta}}{K_{ум}} \cdot 100\%,$$

где O – ошибка управления, %, $K_{ум}$ – кривизна траектории по штурвалу, K_{δ} – кривизна, реализуемая на местности.

Имитационное моделирование движения БГМ в некоторых стандартных условиях показало следующие результаты.

1. Движение по кругу. Радиус траектории становится в полное соответствие штурвалу, без дополнительного регулирования радиус отличался от задаваемого штурвалом в 1,5 раза.

2. Изменение грунта «микст». Увеличение сопротивления в 2 раза под отстающей гусеницей (рис. 2) приводит к самопроизвольному уменьшению радиуса поворота на 8 м, изменение грунта под забегающей гусеницей влечет увеличение радиуса на 10 м, а при дополнительном регулировании наклонной шайбы ГОП радиус траектории сохраняется неизменным на любых грунтах.

3. При угрозе заноса дополнительное регулирование наклонной шайбы ГОП (уменьшение подачи вплоть до нуля) позволяет успешно совершить маневр. На рис. 3 кривая показывает, что машина уходит в занос на второй секунде движения, а при дополнительном регулировании ГОП (график 2) удается стабилизировать угол верчения.

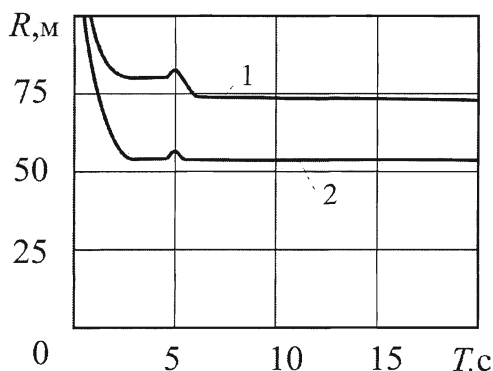


Рис. 2. Зависимость от времени радиуса траектории при входе в поворот и смене грунта под отстающей гусеницей: 1 – без дополнительного управления шайбой ГОП; 2 – с разработанным дополнительным управлением

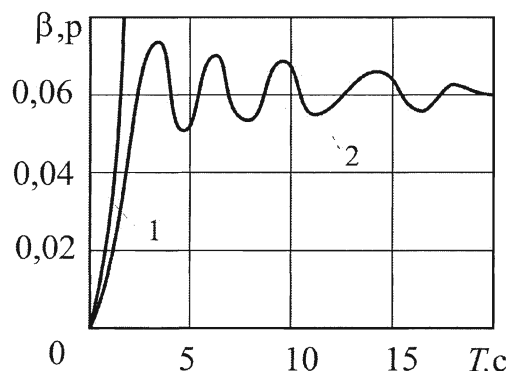


Рис. 3. Зависимость от времени угла β верчения корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс машины

Расчет и конструирование

4. Движение по трассе типа «змейка» и сменой грунта под одной из гусениц в момент времени $t=5$ с.

Показано, что при регулировании наклонной шайбы ГОП непосредственно от штурвала выходной сигнал (кривизна на местности) отличается от входного сигнала (кривизна, задаваемая штурвалом) на величину $\pm 0,006$ $1/m$ (рис. 4, график 2). Введение дифференциальной связи в регулирование наклонной шайбы насоса ГОП приводит к снижению этого показателя в 5 раз – до величины $\pm 0,0012$ $1/m$ (рис. 4, график 1).

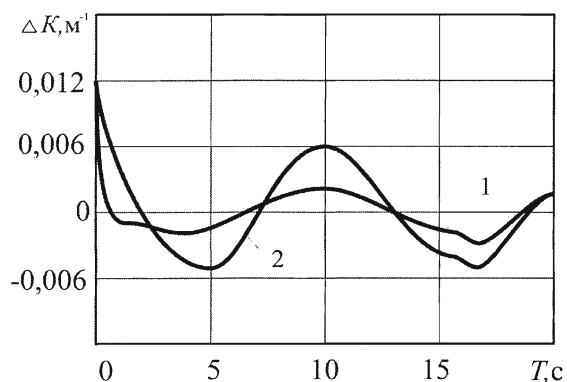


Рис. 4. Зависимость от времени разности управляющего воздействия водителя и реальной кривизны траектории

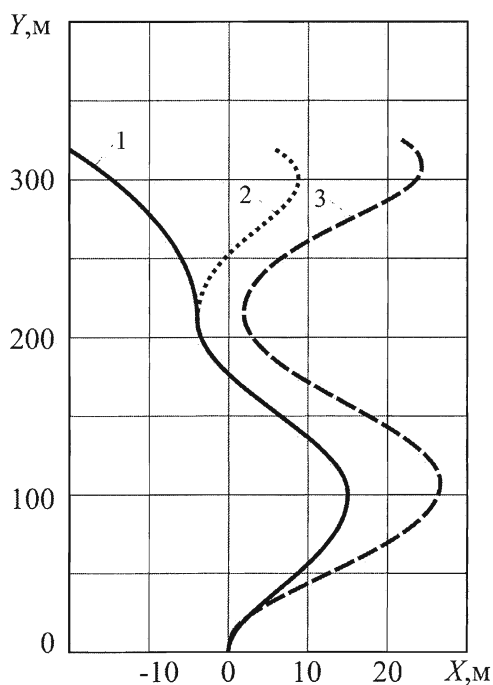


Рис. 5. Траектория движения при увеличении сопротивления под левой гусеницей

увеличении сопротивления под обеими гусеницами одновременно – амплитуда 15 м, период – 225 м. При увеличении сопротивления под одной гусеницей явный увод в сторону большего сопротивления, амплитуда траектории – 15 м, период – 225 м. С применением дополнительного регулирования увода нет, амплитуда – 25 м, период – 213 м при всех условиях.

Таким образом, применение выработанных законов дополнительного автоматического регулирования насоса ГОП позволяет компенсировать утечки гидрообъемного привода и буксование гусениц, что обеспечивает повышение точности управления поворотом и динамическую устойчивость поворота.

Предотвращение заноса. Дополнительное регулирование наклонной шайбы насоса ГОП снижает ошибку управления поворотом на порядок. В некоторых случаях удается стабилизировать машину в повороте. Однако этого бывает недостаточно. При резком повороте штурвала ма-

Если перейти к безразмерным величинам, разделив разность кривизны на текущее значение кривизны, задаваемой штурвалом, то получим ошибку управления в процентах. Её можно считать показателем качества управления поворотом или точностью управления. Самое главное – это количественный параметр. В приведенном ниже примере при регулировании наклонной шайбы по прототипу относительная ошибка управления составляет $\pm 100\%$, а при введении дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП ошибка снижается до $\pm 10\%$.

Рассмотрим траектории движения. В случае смены грунта под одной из гусениц (на «змейке») машина сходит с заданной траектории (кривая 1, рис. 5). При этом средняя скорость 16,8 м/с. Исходная траектория без смены грунта (кривая 2). Смена грунта под обеими гусеницами не приводит к сходу с траектории, но снижает среднюю скорость движения с 17,3 м/с до 16,8 м/с. Дополнительное регулирование насоса ГОП кардинальным образом изменяет траекторию движения центра тяжести (ЦТ) БГМ: она копирует на местности и во времени положение штурвала (кривая 3, рис. 5).

Смена грунта изменяет только линейную скорость движения машины (в данном примере с 17,3 до 16,3 м/с).

Анализ движения машины по «змейке» при смене грунта показал, что применение новых законов дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП существенно влияет на траекторию. При исходном значении сопротивлений амплитуда траектории – 18 м, при

шина неизбежно уходит в занос, несмотря на систему слежения и стабилизации траектории движения. Часто задаваемые водителем через штурвал траектории движения не могут быть реализованы на большой скорости. Опыт и квалификация водителя подсказывают ему, насколько нужно снизить скорость движения за счет уменьшения подачи топлива, торможения двигателем и штатными тормозами.

Математическая модель [5, 7] позволяет имитировать перечисленные выше операции. На местности в случае превышения кривизны траектории над задаваемой штурвалом подача топлива в двигатель прекращается и двигатель вместо источника энергии становится его потребителем в виде момента сопротивления, пропорционального частоте вращения ДВС. Как только ситуация с кривизной выправляется, подача топлива возобновляется. Однако процессы регулирования поворотом настолько динамичны, что торможения двигателем оказывается недостаточно.

Имитационное моделирование движения БГМ позволило отработать различные алгоритмы управления тормозами при угрозе заноса. Рассмотрены варианты принудительного торможения машины с помощью штатных тормозов. Торможение обеими гусеницами не приводит к желаемому результату, машина из заноса не выходит; торможение отстающего борта тем более, а торможение забегающего борта, как это не парадоксально, приводит к стабилизации поворота.

Анализ результатов показал, что выполнение маневра по входу в поворот благодаря введению в действие новых законов управления наклонной шайбы насоса ГОП, двигателя и тормозов стало возможным с большей средней скоростью: прототип может войти в круг диаметром 21 м только на 3 передаче со средней скоростью 11,5 м/с, а усовершенствованная машина – на 4 передаче со средней скоростью 14,7 м/с (на 27 % быстрее); на круге диаметром 27 м аналогично 11,5 м/с и 15,6 м/с (на 35% быстрее). Без дополнительного торможения забегающего борта машина не может избежать заноса при относительном повороте штурвала больше 0,5 на 4 передаче и 0,6 на 3 передаче. Тормоз забегающего борта включается автоматически при угрозе заноса в виде разности кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности.

Выводы справедливы для механической и гидромеханической трансмиссии. Во всех случаях, в том числе и на границе заноса дополнительное регулирование наклонной шайбы ГОП обеспечивает ошибку управления поворотом в пределах 10 % в переходном процессе и не более 5 % – в установившемся движении по кругу. При пропорциональной связи штурвала и наклонной шайбы ГОП ошибка составляла 50 % и более.

Дополнительное регулирование насоса ГОП для машин с ГМТ и приводом ГОП механизма поворота от ДВС. Известна проблема поддержания радиуса криволинейного движения для машин с гидромеханической трансмиссией и гидрообъемным механизмом поворота, в которых ГОП приводится по вращению от коленчатого вала ДВС («Леопард-2», БМП «Мардер», БМП-3). При такой компоновке подача насоса ГОП пропорциональна частоте вращения двигателя, а скорость движения машины пропорциональна частоте вращения турбины гидротрансформатора. При неизменном положении штурвала управления поворотом и увеличении нагрузки на ведущих колесах уменьшается скорость вращения турбины ГТ и скорость машины V , угловая же скорость ω остается неизменной, кривизна траектории изменяется независимо от водителя. Проведено имитационное моделирование криволинейного движения машины с ГМТ. Смоделирован рост сопротивления перемещению под обеими гусеницами в 4 раза с $\phi=0,02$ до $\phi=0,08$ в момент времени $t=5$ с.

По графику 2 (рис. 6) видно, что до момента смены грунта при $t=5$ с машина успевает войти в установившийся поворот с кривизной траектории $K=0,015$ 1/м. Рост сопротивления приводит к снижению частоты вращения турбины при сохранении частоты вращения ДВС (соответственно и насоса

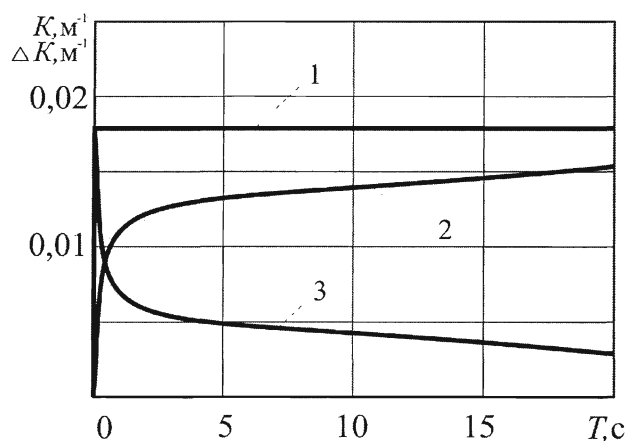


Рис. 6. Зависимость от времени кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), реализуемой на местности (2) и их разность (3). ГМТ без дополнительного регулирования наклонной шайбы насоса ГОП

Расчет и конструирование

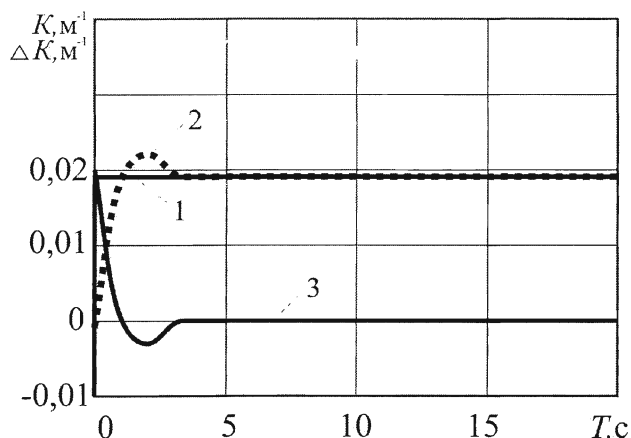


Рис. 7. Зависимость от времени кривизны траектории, задаваемой штурвалом (1), реализуемой на местности (2) и их разность (3). ГМТ с дополнительным регулированием наклонной шайбы насоса ГОП

ГОП). В целом это приводит к росту кривизны траектории до $K=0,018$ $1/м$ (на 20%), напомним — при неизменном положении штурвала. При этом средняя скорость за 20 с движения составила 14,3 м/с. Диаметр описываемого круга составляет 135 м, причем траектория меняется по кривизне в момент времени $t=5$ с. Введение дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП при тех же условиях входа в поворот и движения по кругу со сменой грунта в момент времени $t=5$ с приводит к результатам, изображенным на рис. 7. Отметим, что скорость движения и передаточное отношение гидротрансформатора протекают во времени так же, а траектория движения существенно изменяется.

Таким образом, введение дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП, привело к положительному эффекту для ГМТ, выразившемуся в следующем: ошибка управления уменьшилась с 25 % до 4 %; исключено влияние нагрузки на ведущие колёса, на кривизну траектории движения.

Движение по среднестатистической трассе. Любая трасса может быть разложена на составляющие элементы, такие как движение прямо, движение по дугам окружности различного радиуса и движение по траектории переменной кривизны типа синусоиды с различной амплитудой и периодом. В книге [8] приведена статистика дорог европейской части бывшего СССР. Их кривизна укладывается в диапазон $0,033 < K < 0,04$ $м⁻¹$. Наиболее вероятные фрагменты трассы включены в имитационную модель. Кривизна траектории, заданной штурвалом (рис. 8–9), соответствует графикам 1, а графики 2 соответствуют кривизне, реализуемой на местности.

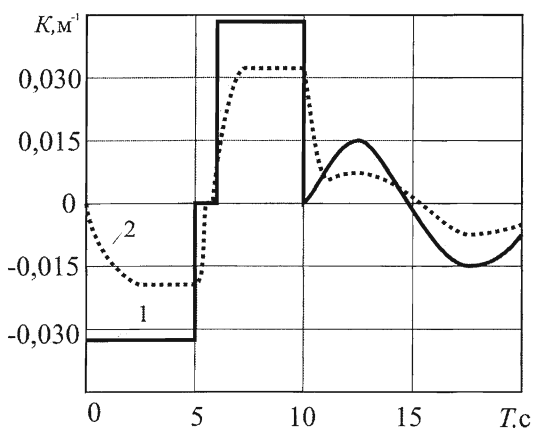


Рис. 8. Зависимость от времени кривизны траектории. Движение на 3 передаче (12 м/с) машины-прототипа

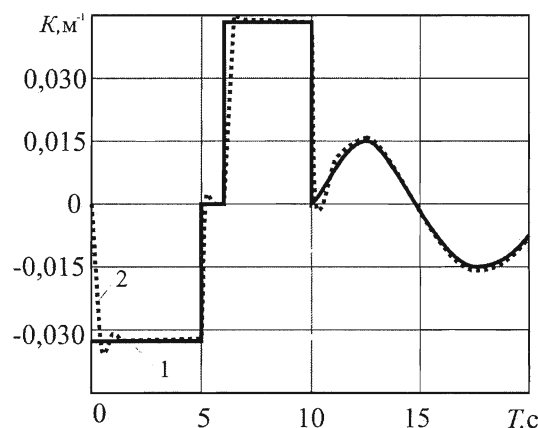


Рис. 9. Зависимость от времени кривизны траектории. Движение на 3 передаче (12 м/с) машины, оборудованной дополнительным регулированием насоса ГОП

Движение по реальной местности опасно участками с большой кривизной траектории. На третьем участке в первую очередь можно ожидать заноса. До тех пор, пока гарантирована плавность изменения траектории движения, и трасса состоит только из поворотов большого радиуса, преимущество реализации новых законов управления двигателем, ГОП и тормозов в процессе криволинейного движения заключается только в точности управления.

Благодаря системе дополнительного регулирования подачи насоса ГОП, центр тяжести БГМ перемещается по траектории, заданной штурвалом с ошибкой по кривизне не более 10% при рез-

ком перемещении штурвала и в пределах 2–3 % при плавном перемещении штурвала. Машина-прототип имеет ошибку по кривизне траектории 50 %.

При переброске штурвала на 4 передачу машина-прототип уходит в занос. Таким образом, прохождение этой трассы возможно машиной-прототипом только на 3 передаче со средней скоростью 10,1 м/с. Автоматизация системы управления криволинейным движением позволяет машине благополучно преодолеть трассу на 4 передаче со средней скоростью 13,5 м/с и ошибкой не более 3 %.

Таким образом, реализация новых закономерностей управления двигателем, насосом ГОП и тормозами позволила преодолеть трассу с опасными по заносу участками на 4 передаче вместо 3 и увеличить среднюю скорость движения с 10,1 м/с до 13,5 м/с, то есть на 33 %.

Выводы

1. Автоматизация управления поворотом БГМ позволила увеличить точность управления поворотом, снизить ошибку управления с десятков процентов до 2–3 % в установившемся повороте и до 10 % на переходных режимах.

2. Ошибка управления поворотом по разности кривизны траектории, задаваемой штурвалом и реализуемой на местности, позволила определить критерий управляемости количественно.

3. Имитационное моделирование подтвердило возможность предотвращения заноса торможением двигателем и торможением забегавшего борта.

4. Реализация новых закономерностей управления двигателем, насосом ГОП и тормозами при движении на границе заноса позволили преодолевать трассу с опасными по заносу участками на 4 передаче вместо третьей и таким образом увеличить среднюю скорость движения с 10,1 м/с до 13,5 м/с, то есть на 33 %.

5. Имитационное моделирование движения по кругу и по трассе типа «змейки» показало эффективность дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП, ошибка управления при этом снижается с 50 % до 3–4%.

6. Применение автоматизированной системы управления поворотом обеспечило стабильность траектории движения на «миксте».

7. Применение новых законов регулирования поворотом для гидромеханической трансмиссии с приводом насоса ГОП механизма поворота от двигателя (схема Леопарда-2) показало эффективность в поддержании кривизны траектории, заданной штурвалом, при увеличении сопротивления движению: ошибка управления по кривизне снижается с 50–80 % до 5–8 % на разных трассах и разных грунтовых условиях.

Литература

1. Динамика быстроходного танка / А.А. Благоднаров, С.Е. Бурцев, А.А. Дмитриев и др. – М.: Изд. АБТВ, 1968. – 505 с.

2. Красненьков, В.И. Основы теории управляемости транспортных гусеничных машин / В.И. Красненьков. – М.: МВТУ им. Баумана, 1977. – 264 с.

3. Держанский, В.Б. Критерии управляемости гусеничной машины и синтез оптимального управления: дис. ... д-ра техн. наук / В.Б. Держанский. – Курган, 1997. – 350 с.

4. Бекетов, С.А. Повышение средней скорости движения танка за счет улучшения управляемости: дис. ... канд. техн. наук / С.А. Бекетов. – М.: ВА БТВ, 1992. – 139 с.

5. Кондаков, С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения: монография / С.В. Кондаков. – 2-е изд., испр. и доп. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 102 с.

6. Кондаков, С.В. Моделирование взаимодействия гусениц с грунтом при неустановившемся повороте быстроходной гусеничной машины / С.В. Кондаков, С.И. Черепанов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 12. – № 23 (123). – С. 26–31.

7. Кондаков, С.В. Имитационное моделирование криволинейного движения быстроходной гусеничной машины с системой динамической стабилизации поворота / С.В. Кондаков // Сб. научных трудов, посвященный 100-летию со дня рождения М.Ф. Балжи. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – С. 95–100.

8. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.

Поступила в редакцию 20 июля 2009 г.

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

Kondakov Sergey Vladimirovich. Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Professor of the Special and Road-Building Machine department of South Ural State University. Professional interests – theory of movement, continuous variable transmissions, driving of curvilinear movement of a high-speed tracked vehicles.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ С УСИЛИТЕЛЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТИПА

И.А. Мурог

MATHEMATICAL MODEL OF POWER STEERING OF HYDRAULIC TYPE

I.A. Murog

Рассматривается модель работы рулевого управления с гидравлическим усилителем, обеспечивающим переменное реактивное действие. Модель позволяет анализировать адаптацию рулевого управления к различным условиям движения и к конструктивным изменениям при модернизации автомобиля.

Ключевые слова: рулевое управление, гидравлический усилитель.

The article considers the model of steering with hydraulic amplifier providing the alternate jet action. The model allows analyzing the adaptation of the steering to different driving conditions and to constructive changes at upgrading of a vehicle.

Keywords: steering, hydraulic amplifier.

Устойчивой тенденцией развития автомобильной техники является увеличение грузоподъемности и скорости движения, что предъявляет повышенные требования к качеству рулевого управления, обеспечивающего эффективность и безопасность эксплуатации. С этой целью возникает необходимость анализа большого количества конструктивных решений и выбора рационального решения, обеспечивающего переменное реактивное действие и позволяющего адаптировать рулевое управление к различным условиям эксплуатации. Такая же необходимость возникает при модернизации автомобилей, когда характеристики рулевого управления необходимо согласовать с новыми конструктивными характеристиками автомобиля. Решение таких задач наиболее эффективно выполнять методом теоретических исследований и расчетно-вычислительным экспериментом с использованием математических моделей.

При всем многообразии конструктивного исполнения рулевого управления с усилителем гидравлического типа для различных автомобилей характерно использование одинаковых конструктивных элементов. Приведенная на рис. 1 схема рулевого управления с усилителем гидравлического типа является типичной и отличается тем, что в ней конструктивные элементы представлены отдельными самостоятельными устройствами, хотя в других случаях они могут быть объединены в конструктивные блоки (все обозначения пояснены далее в тексте).

Математическая модель рулевого управления с гидравлическим усилителем, получившим наибольшее применение на автомобилях большой грузоподъемности, представлена следующими уравнениями, отображающими характеристики и работу основных конструктивных элементов.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра

$$m_c \frac{d^2 y_c}{dt^2} = F_{c1} p_1 - F_{c2} p_2 - \frac{c_2}{r_p} \left(\arcsin \left(\frac{l_0 + y_c}{l_r} \right) - \theta_c \right) - P_{tc} \operatorname{sign} \left(\frac{dy_c}{dt} \right),$$

где m_c – масса поршня силового цилиндра, кг,

y_c – перемещение поршня силового цилиндра, м;

F_{c1}, F_{c2} – левая и правая площади поршня соответственно, м²;

p_1, p_2 – давление рабочей жидкости в левой и правой полостях силового цилиндра соответственно, Па;

c_2 – жесткость привода управляемых колес, приведенная к правому шкворню управляемого колеса, Н·м/рад;

Расчет и конструирование

r_p – длина поворотного рычага управляемого колеса, м;

θ_c – угол поворота цапфы управляемого колеса, рад;

P_{tc} – сила трения поршня о стенки силового цилиндра, Н.

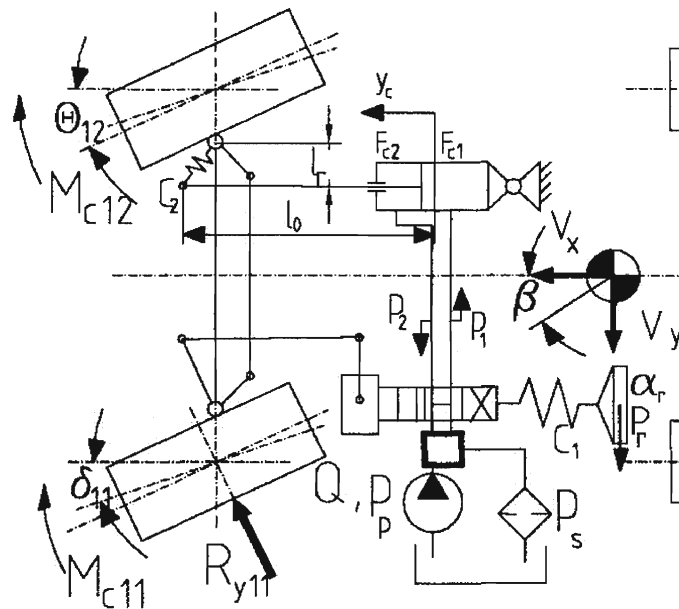


Рис. 1. Схема рулевого управления с силовым цилиндром у правого шкворня

Уравнение поворота управляемых колес

$$J_k \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} = c_2 \arcsin \left(\left(\frac{l_0 + y_c}{l_r} \right) - \theta_c \right) - M_c - M_t \operatorname{sign} \left(\frac{dy_c}{dt} \right),$$

где J_k – момент инерции управляемых колес в горизонтальной плоскости, приведенный к правому шкворню, кг · м²;

M_t – момент трения в рулевом приводе, приведенный к правому шкворню, Н · м.

Уравнения баланса мгновенных расходов жидкости:

$$Q_{r1} = F_{c1} \cdot \frac{dy_c}{dt} + \frac{V_1 + V_{1l}}{B_q} \cdot \frac{dp_1}{dt},$$

$$Q_{r2} = F_{c2} \cdot \frac{dy_c}{dt} - \frac{V_2 + V_{2l}}{B_q} \cdot \frac{dp_2}{dt},$$

где Q_{r1} , Q_{r2} – расходы жидкости, протекающей через распределитель в левую и правую полости силового цилиндра, м³/с;

V_1 , V_2 – объемы рабочей жидкости в левой и правой полостях силового цилиндра соответственно,

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= V_{01} + F_{c1} \cdot y_c \\ V_2 &= V_{02} - F_{c2} \cdot y_c \end{aligned} \right\},$$

где V_{01} , V_{02} – объемы рабочей жидкости в левой и правой полостях силового цилиндра при нейтральном положении поршня, м³;

V_{1l} , V_{2l} – объемы жидкости в левой и правой гидролиниях, соединяющих распределитель с соответствующими полостями силового цилиндра, м³;

B_q – модуль объемной упругости рабочей жидкости, Па.

Уравнения баланса расходов жидкости для распределителя:

$$Q_{r1} = k_{r1} x_r \sqrt{|p_p - p_6|} \cdot \text{sign}(p_p - p_1),$$

$$Q_{r2} = k_{r2} \cdot x_r \cdot \sqrt{|p_2 - p_6|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_6),$$

где x_r – перемещение золотника распределителя, м;

p_p – максимальное давление рабочей жидкости, Па;

p_6 – давление слива рабочей жидкости, Па;

k_{r1}, k_{r2} – удельные проводимости окон распределителя:

$$k_{r1} = \mu_{r1} \pi d_r \sqrt{2/\rho},$$

$$k_{r2} = \mu_{r2} \pi d_r \sqrt{2/\rho};$$

μ_{r1}, μ_{r2} – коэффициенты расхода окон распределителя;

d_r – диаметр золотника распределителя, м;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Уравнение перемещения распределителя

$$x_r = k_\alpha \alpha_r - k_\theta \theta_c,$$

где α_r – угол поворота рулевого колеса, рад;

k_α – коэффициент передачи по углу поворота рулевого колеса;

k_θ – коэффициент передачи по углу поворота цапфы.

Изменение усилия на рулевом колесе, обеспечиваемое гидроусилителем рулевого управления, условно разделим на три варианта.

1. Увеличение усилия на рулевом колесе до включения усилителя в работу. Данный этап выполняется при следующем условии:

$$P_{cв} + F_p p_6 + P_{fr} > \frac{M_c}{r_c \cdot u_{rp}} \eta_{rp},$$

где $P_{cв}$ – усилие сжатия центрирующих элементов, Н;

F_p – площадь реактивных плунжеров, м²;

P_{fr} – силы трения в приводе распределителя, Н;

r_c – радиус сектора рулевого механизма, м;

u_{rp} – передаточное число рулевого привода;

η_{rp} – КПД рулевого привода.

2. Увеличение усилия на рулевом колесе за счет реактивных элементов. Условие выполнения второго этапа:

$$P_{cв} + F_p p_1 + P_{fr} < \frac{M_c}{r_c \cdot u_{rp}} \eta_{rp} < F_{c1} P_p - P_{cв} - F_p p_1 + P_{fr}.$$

3. Увеличение усилия на рулевом колесе за счет суммирования физического усилия водителя и усилия, развиваемого реактивными элементами. Условие выполнения третьего этапа:

$$F_{c1} P_p - P_{cв} - F_p p_1 + P_{fr} < \frac{M_c}{r_c u_{rp}} \eta_{rp}.$$

Усилие на рулевом колесе для первого этапа определяем по следующему уравнению:

$$P_r = \left[J_r \frac{d^2 \alpha_r}{dt^2} + (P_{cв} + P_{fr} + F_p p_6 + c_1 \alpha_r + \frac{M_c}{r_c u_{rp}}) k_\alpha \right] / r_r,$$

где P_r – усилие на рулевом колесе, Н;

Расчет и конструирование

J_r – момент инерции рулевого колеса, кг/м²;

c_1 – жесткость центрирующих элементов распределителя, Н·м;

r_r – радиус рулевого колеса, м.

Для второго этапа с учетом усиления за счет реактивных элементов усилие на рулевом колесе определяется по формуле

$$P_r = \left[J_r \frac{d^2 \alpha_r}{dt^2} + (P_{ce} + P_{fr} + F_p p_1 + c_1 x_1) k_\alpha \right] / r_r.$$

Для третьего этапа с учетом усиления за счет суммирования физического усилия водителя и усилия, развиваемого реактивными элементами, получим для определения усилия на рулевом колесе следующее выражение:

$$P_r = \left[J_r \frac{d^2 \alpha_r}{dt^2} + (P_{ce} + P_{fr} - (F_{c1} - F_p) p_{\max} + c_1 x_1 + \frac{M_c}{r_c u_{rp}}) k_\alpha \right] / r_r.$$

Для описания процесса функционирования рулевого управления необходимо ввести условия, ограничивающие максимальные значения переменных.

1. Регулируемый расход насоса гидроусилителя $Q_{r1} \leq Q_{\max}$.

2. Регулируемое давление, создаваемое насосом гидроусилителя, $p \leq p_{\max}$.

3. Давление слива рабочей жидкости больше или равно давлению насыщенных паров $p_2 \geq p_{\min}$.

4. Перемещение золотника.

Основными способами обеспечения переменного реактивного действия являются регулирование производительности насоса, максимального давления, создаваемого насосом, и площади реактивных устройств. Для их задания в модели введем коэффициент, учитывающий изменение регулируемого фактора в зависимости от момента сопротивления повороту управляемых колес k_u . Тогда для регулируемых параметров получим следующие выражения.

Регулирование расхода насоса:

$$Q_p = \frac{Q_{\max}}{k_u}.$$

Регулирование давления на входе в распределитель:

$$p_p = \frac{p_{\max}}{k_u}.$$

Регулирование площади реактивных устройств:

$$F_p = \frac{F_{p\max}}{k_u}.$$

Модель представлена в обобщенном виде для различных типов, конструкций и размеров рулевых управлений с усилителем гидравлического типа. Для приспособления модели для конкретного автомобиля и конструкции рулевого управления необходимо ввести в исходные данные для математической модели следующие характеристики:

m_c – масса поршня силового цилиндра, кг,

F_{c1} – левая площадь поршня силового цилиндра, м²,

F_{c2} – правая площадь поршня силового цилиндра, м²,

c_2 – жесткость привода управления управляемых колес, приведенная к правому шкворню управляемых колес, Н·м / рад,

r_p – длина поворотного рычага управляемого колеса, м,

θ_c – угол поворота цапфы управляемого колеса (макс.), рад,

P_{tc} – сила трения поршня о стенки силового цилиндра, Н,

l_0 – длина штока силового цилиндра, м,

- l_r – расстояние от штока силового цилиндра до поворотного рычага правого колеса, м,
 M_t – момент трения в рулевом приводе, приведенный к правому шкворню, Н·м,
 B_g – модуль объемной упругости рабочей жидкости, МПа,
 p_s – давление слива рабочей жидкости, МПа,
 V_{01}, V_{02} – объемы рабочей жидкости в левой и правой гидролиниях при нейтральном положении поршня, м³,
 V_{1l}, V_{2l} – объемы рабочей жидкости в левой и правой гидролиниях, соединяющих распределитель с соответствующими полостями силового цилиндра, м³,
 p_p – максимальное давление рабочей жидкости, МПа,
 μ_{r1}, μ_{r2} – коэффициенты расхода окон распределителя,
 d_r – диаметр золотника распределителя, м,
 I_k – момент инерции управляемых колес в горизонтальной плоскости, приведенный к правому шкворню, кг·м²,
 ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³,
 k_α – коэффициент передачи к золотнику по углу поворота, рулевого колеса, м / рад,
 α_r – угол поворота рулевого колеса, рад,
 k_θ – коэффициент передачи к золотнику по углу поворота цапфы, м / рад,
 P_{ce} – усилие сжатия центрирующих элементов распределителя, Н,
 F_p – площадь реактивных плунжеров, м²,
 P_{fr} – сила трения в приводе распределителя, Н,
 r_c – радиус сектора рулевого механизма, м,
 U_{rp} – передаточное число рулевого привода,
 η_{rp} – КПД рулевого привода,
 J_r – момент инерции рулевого колеса и деталей рулевого привода, приведенный к шкворню, кг·м²,
 c_1 – жесткость центрирующих элементов распределителя, Н·м,
 r_r – радиус рулевого колеса, м
 p_{\max} – максимальное давление, создаваемое насосом, МПа,
 Q_{\max} – максимальное значение расхода насоса, м³/с,
 p_{\min} – давление насыщенных паров рабочей жидкости, МПа,
 x_{\max} – максимальное перемещение золотника, м.

Представленная модель рулевого управления с гидроусилителем предназначена для использования совместно с моделью криволинейного движения автомобиля при анализе эффективности управления и устойчивости движения [1]. Для экспериментальной проверки такой возможности и адекватности модели проведено сравнение расчетных и экспериментальных результатов для автомобиля УРАЛ-4320.

В качестве варьируемого фактора, определяющего силовое передаточное число рулевого управления для экспериментального исследования в объектовых условиях, было выбрано давление на входе в распределитель рулевого управления. Устанавливались значения давлений, ограничиваемых специально установленным для проведения испытаний регулятором давления: 0, 2, 4, 6, 8 МПа. Для эксперимента выбран маневр «вход в поворот» [2] на дорожном покрытии с низким коэффициентом сцепления, испытания проводились на ледяном поле стадиона. Температура воздуха при испытании была + 2 градуса по Цельсию. Дорожное покрытие представляло собой лед со снегом с коэффициентом сцепления 0,35.

Расчет и конструирование

В качестве критерия оценки управления автомобилем использовалась максимальная скорость выполнения маневра. Скорость заездов регистрировалась оператором с секундомером по времени проезда контрольного отрезка 10 м. Начальная скорость испытаний определялась на основе предварительных заездов и была принята равной 30 км/ч. Интервал варьирования скорости составлял 3 км/ч. При определении максимальной скорости приняты следующие условия: не допускается корректирующее действие водителя на рулевое колесо и наезды на ограничители, определяющие заданную траекторию движения. Сопоставление расчетных и экспериментальных результатов приведено на рис. 2.

Приведенные на рис. 2 результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных при повторных трех опытах, проведенных в одинаковых условиях, показали хорошее их совпадение с

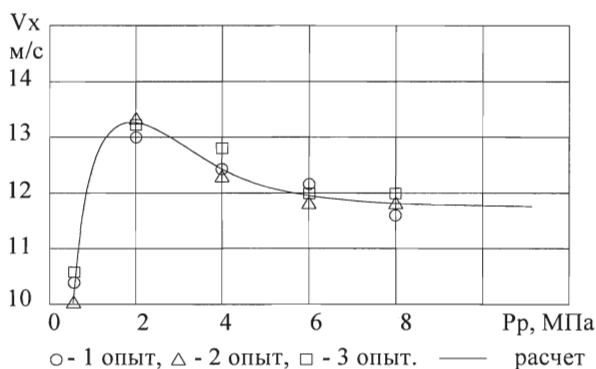


Рис. 2. Изменение максимальной скорости автомобиля при маневре «вход в поворот» от давления жидкости на входе в гидроусилитель

распределитель менее 2 МПа объясняется повышенным усилием на рулевом колесе, а при увеличении давления выше 2 МПа – низкой информативностью рулевого управления для водителя по усилию на рулевом колесе. В итоге водитель «плохо чувствует дорогу», и, чтобы выдержать заданную траекторию движения, вынужден снижать скорость выполнения маневра.

Разработанная модель позволяет анализировать возможность адаптации рулевого управления к различным условиям движения и к конструктивным изменениям при модернизации автомобиля.

Литература

1. Теория движения боевых колесных машин / под ред. А.А. Беспалова. – М.: ВАБТВ, 1993. – 386 с.
2. Брянский, Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей / Ю.А. Брянский. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.

Поступила в редакцию 11 сентября 2009 г.

Мурог Игорь Александрович. Кандидат технических наук, профессор. Начальник Челябинского высшего военного автомобильного командно-инженерного училища (военного института), полковник. Область научных интересов – автомобильная техника, управляемость, устойчивость движения.

Murog Igor Alexandrovich. Candidate of technical science, Professor. Commandant of Higher Military Automobile School (Military Institute) for Command and Engineer Staff (Tchelyabinsk), colonel. Field of research work – automotive engineering, controllability and stability of automobile movement.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УРОВНЯ ДЕФОРСИРОВАНИЯ НА РЕСУРС КОНВЕРТИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ ТИПА В-2

А.А. Малозёмов, А.С. Шикин

EXPERIMENT-CALCULATED ESTIMATION OF DERATING LEVEL INFLUENCE UPON RESOURCE OF CONVERTED B-2 TYPE DIESEL ENGINE

A.A. Malozemov, A.S. Shikin

Разработана физико-статистическая математическая модель расходования ресурса конвертированного дизеля типа В-2. Предложены уравнения для определения относительной скорости накопления повреждений двигателя в зависимости от конструктивных и регулировочных параметров, режимов нагружения объектов применения. Сформулированы рекомендации по выбору номинальных значений частоты вращения и мощности конвертированного дизеля типа В-2, обеспечивающих требуемые показатели долговечности.

Ключевые слова: дизель, надежность, долговечность, ресурс, математическая модель.

A physical-statistical mathematical model of consumption of recourse of converted B-2 type diesel engine is developed. Equations to define the relative speed of damage accumulation depending upon constructive and adjusting parameters, modes of application objects load are offered. Recommendations on choice of nominal values of rotation frequency and power of converted B-2 type diesel engine which provide the required life ratio are formulated.

Keywords: Diesel engine, reliability, durability, resource, mathematical model.

Проблема исследования. В настоящее время на основе дизелей специального назначения типа В-2 разрабатываются модификации двигателей, предназначенные для работы в составе гражданской техники (промышленных тракторов, инженерных и дорожно-строительных машин на их базе, транспортных машин, энергетических установок). Дизели военных гусеничных машин (далее – базовые двигатели) не в полной мере отвечают требованиям, предъявляемым к гражданской технике, и наоборот. Например, для использования дизеля в составе промышленного трактора, необходимо снизить удельный расход топлива на величину до 8 %, масла – в 1,5–5 раз, увеличить ресурс в 4–8 раз. При этом у конструкторов имеется резерв по снижению номинальной мощности (дефорсированию) в 2–5 раз.

Одна из основных проблем, с которыми приходится сталкиваться при разработке народнохозяйственных модификаций дизелей, это необходимость обеспечения требуемых показателей надежности для техники гражданского назначения существенно более высоких, чем для специальной. Данная проблема обычно решается дефорсированием двигателя по номинальной мощности и частоте вращения. Уровень дефорсирования должен определяться расчетным путем и подтверждаться результатами испытаний.

Существующие методики расчетной оценки параметров надежности основаны на статистических и полумпирических математических моделях изнашивания, недостатком которых является невозможность использования на стадии проектирования дефорсированных модификаций двигателя. Кроме того, по статистике вследствие износа случается от 18–65 % всех отказов, в то же время из-за поломок, трещин, разрушений и разрывов происходит 35–70 % отказов, поэтому при прогнозировании ресурсных показателей вместе с изнашиванием необходимо учитывать накопления механических и термических повреждений.

Математическая модель относительной скорости накопления повреждений дизеля. Анализ имеющихся по данной теме работ [1–3] и других исследователей показал, что в основу математической модели расходования ресурса двигателя должны быть заложены следующие принципы:

Расчет и конструирование

– предполагается, что ресурсные показатели базового двигателя, режимы эксплуатации базового и дефорсированного двигателя известны, закон распределения параметров надежности базового и дефорсированного двигателя одинаковы (т.е. можно оперировать с центром распределения ресурса и не учитывать разброс параметров);

– наработка двигателя до наступления параметрического (постепенного) отказа определяется скоростью процесса изнашивания, функционального (внезапного) отказа – скоростью процесса накопления повреждений, которая, в свою очередь определяется суммарным воздействием инерционных сил, газовых сил, тепловых нагрузок (макротеплосмен), переменного скоростного режима (ускорений);

– задача прогнозирования ресурса может быть решена с использованием математической модели, основанной на физических моделях изнашивания и накопления повреждений, и статистических данных по типичным режимам нагружения базового и дефорсированного двигателей в составе объектов применения, принципах линейного суммирования повреждений и суперпозиции.

В самом общем виде связь между нагрузкой (напряжением, амплитудой, размахом) S и числом циклов N при работе на разных режимах описывается уравнением Веллера [4]

$$S_i^m N_i = \text{const}, \quad (1)$$

где m – показатель степени, зависящий от свойств материала, характера действующей нагрузки, i – номер режима.

Суммарное накопление повреждений от j -го фактора за единицу времени по спектру эксплуатационных режимов определяется с учетом частоты f_i возникновения i -го режима:

$$C_j = \sum_1^l (N_i S_i^m f_i). \quad (2)$$

Относительная скорость накопления повреждений от j -го фактора дефорсированного двигателя (по отношению к базовому):

$$K_j = \frac{C_j}{C_j'}, \quad (3)$$

где символ «'» относится к базовому двигателю.

Скорость накопления повреждений от инерционных нагрузок, которые пропорциональны квадрату частоты вращения, после несложных преобразований уравнения (2) может быть представлена в виде

$$C_n = \sum_1^l (n_i^{2m+1} f_i), \quad (4)$$

где n_i – частота вращения коленчатого вала на i -м режиме.

Скорость накопления повреждений от газовых сил, амплитуда которых определяется максимальным давлением сгорания P_z :

$$C_{Pz} = \sum_1^l (P_{zi}^m n_i f_i). \quad (5)$$

Оценку влияния теплонапряженности на ресурсные показатели дизеля удобно производить по критерию фирмы «Доксфорд» [5]:

$$q = k \left(\frac{G_m}{F_n} \right)^a \frac{1}{(A n S_\Sigma \rho_\theta)^b}, \quad (6)$$

где G_m – часовой массовый расход топлива, F_n – площадь поршня, S_Σ – суммарный ход поршней, ρ_θ – плотность воздуха на входе в цилиндр, $A = \varepsilon / (\varepsilon - 1)$, где ε – степень сжатия, a и b – показатели степени, зависящие от рассматриваемой поверхности, k – коэффициент пропорциональности.

Параметры для оценки уровня теплонапряженности могут быть применены только для двигателей очень близких по конструктивному исполнению и сходных по параметрам рабочего процесса, каковыми являются рассматриваемые базовый и дефорсированный дизели. В нашем случае используем параметр q не для сравнения уровней теплонапряженности разных дизелей, а для оценки разных квазистационарных режимов одной и той же модели дизеля, т.е. оцениваем уровень форсирования по теплонапряженности для разных режимов в безразмерной форме, принимая каждый конкретный режим эксплуатации в квазистационарной форме. В этом случае для i -го

режима изменение критерия теплонапряженности относительно номинального режима:

$$K_{Ti} = \frac{q_i}{q_{nom}} = \frac{K \left(\frac{G_{m i}}{F_n} \right)^a \frac{1}{(AS_{\Sigma} \rho_{\epsilon i})^b n_i^b}}{K \left(\frac{G_{m nom}}{F_n} \right)^a \frac{1}{(AS_{\Sigma} \rho_{\epsilon nom})^b n_{nom}^b}}. \quad (7)$$

После преобразований:

$$K_{Ti} = \left(\frac{G_{m i}}{G_{m nom}} \right)^a \left(\frac{n_{nom} \rho_{\epsilon nom}}{n_i \rho_{\epsilon i}} \right)^b. \quad (8)$$

Плотность заряда на впуске [6]:

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\kappa} 10^6}{R_{\epsilon} T_{\kappa}}. \quad (9)$$

Температура воздуха на впуске для дизеля без наддува $T_{\kappa}=T_0$, с наддувом [6]:

$$T_{\kappa} = T_0 \left(\frac{P_{\kappa}}{P_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, \quad (10)$$

где n_{κ} – показатель политропы сжатия (для центробежного нагнетателя $n_{\kappa}=1,65$).

С использованием выражений (6)–(10) получим формулу для определения условной скорости накопления повреждений от воздействия макротеплосмен на i -м режиме:

$$C_{Ti} = \left(\frac{G_{m i}}{G_{m i nom}} \right)^a \left(\frac{n_{nom} \left(\frac{P_{\kappa nom}}{P_{\kappa i}} \right)^{0,61}}{n_i} \right)^b, \quad (11)$$

где P_{κ} – давление воздуха перед органами впуска, символ «*nom*» относится к режиму, выбранному в качестве номинального.

В таком случае скорость накопления повреждений от воздействия макротеплосмен:

$$C_T = \sum_1^i (C_{Ti}^m f_i n_i). \quad (12)$$

Скорость накопления повреждений от воздействия переменной частоты вращения (ускорений) ϵ :

$$C_{\epsilon} = \sum_1^i (|\epsilon|^m f_i n_i). \quad (13)$$

Относительная суммарная скорость накопления повреждений $K_{\Sigma\phi}$ дефорсированного двигателя, ведущих к функциональному отказу, определяется в соответствии с гипотезой линейного суммирования повреждений и принципом суперпозиции (независимости действия сил):

$$\frac{1}{K_{\Sigma\phi}} = \sum_1^i \left(\frac{1}{K_j} - 1 \right). \quad (14)$$

Скорость изнашивания двигателя может быть оценена с использованием известных зависимостей [7, 8, 9] либо по методике, изложенной ниже.

Износ двигателя обусловлен силами трения, которые пропорциональны давлению механических потерь P_m , определяемых формулой Chen–Flynn:

$$P_m = K_1 + K_2 P_z + K_3 c_n + K_4 c_n^2, \quad (15)$$

где c_n – средняя скорость поршня; K_{1-4} – константы.

Условная скорость изнашивания

$$C_{изн} = \sum_1^i (P_m f_i n_i). \quad (16)$$

Предложенная математическая модель расходования ресурса и методика прогнозирования ресурса имеет следующие преимущества (отличия) по сравнению с существующими:

– модель может быть использована на стадии расчета и проектирования дизеля (при отсутствии экспериментальных данных);

Расчет и конструирование

– модель включает подмодель расходования ресурса дизеля вследствие накопления усталостных и термических повреждений, что позволяет определить наработку двигателя не только до параметрического, но и до функционального отказа;

– предложено выражение для оценки влияния макротеплосмен на скорость накопления повреждений дизеля;

– учитывается влияние на скорость изнашивания как продолжительности действия газовых и инерционных сил, так и их амплитуд;

– скорость изменения основных параметров двигателя определяется в зависимости от скорости изнашивания.

Расчетная оценка влияния различных факторов на изменение ресурса дефорсированного двигателя типа В-2, предназначенного для работы в составе промышленного трактора. В качестве базового и дефорсированного двигателей были выбраны В-84М (12ЧН15/18) и В-31М2 (12Ч15/18), применяемые в составе военной гусеничной машины и промышленного трактора кл. 25 соответственно. Анализ особенностей и статистическая обработка данных наблюдений по режимам эксплуатации объектов применения двигателей позволили выявить частотное распределение возникновения факторов, влияющих на ресурсные показатели и их амплитуду (рис. 1, 2).

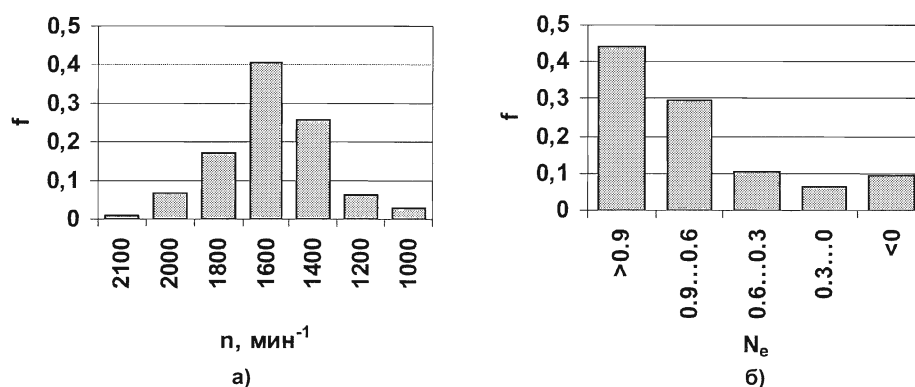


Рис. 1. Гистограммы суммарного распределения: а – частоты вращения коленчатого вала, б – уровня нагрузки базового двигателя по времени

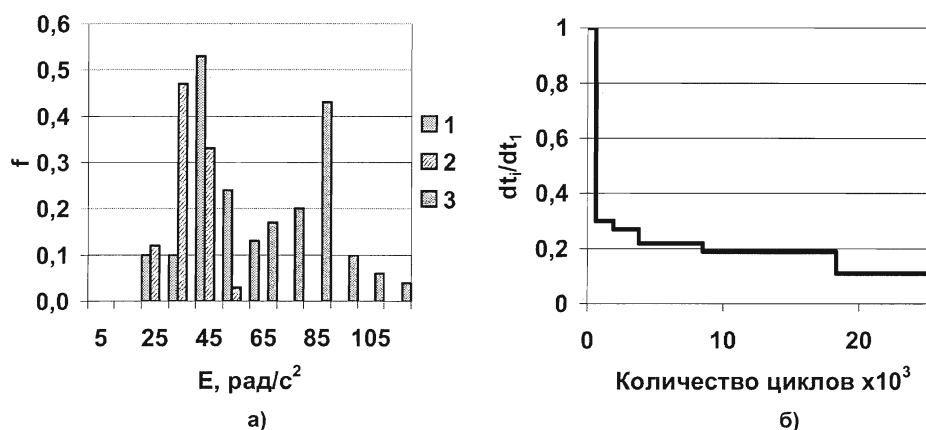


Рис. 2. Диаграммы распределения: а – максимальных угловых ускорений коленчатого вала двигателя при работе трактора в режиме бульдозирования: 1 – разгон, 2 – торможение, 3 – размах колебаний ускорений (разгон-торможение); б – макротеплосмен тракторного двигателя за 1000 часов (dt_i/dt_1 – отношение размаха i -й теплосмены к максимальной)

С использованием гистограмм распределения, влияющих на ресурс факторов, и разработанной математической модели (уравнения (1)–(5), (12)–(14)) была выполнена расчетная оценка изменения ресурса дефорсированного двигателя относительно базового. Расчетная величина (90 %) гамма-процентного ресурса тракторного двигателя превышает полученную по результатам длительных и эксплуатационных испытаний и записанную в технических условиях на 26 %, что подтверждает адекватность предложенной математической модели.

Проведен расчетный эксперимент по оценке влияния уровня дефорсирования дизеля по частоте вращения и мощности (выраженной через амплитудные значения газовых сил) на относительное изменение скорости расходования ресурса.

Зависимость относительной скорости накопления повреждений дефорсированного двигателя вследствие воздействия инерционных сил может быть аппроксимировано степенной функцией:

$$K_n = 3,17 \left(\frac{n}{n'} \right)^{8,6}, \quad (17)$$

газовых сил:

$$K_{P_z} = 1,21 \left(\frac{n}{n'} \right) \left(\frac{P_z}{P'_z} \right)^6, \quad (18)$$

макротеплосмен:

$$K_T = 7,48 \left(\frac{n}{n'} \right)^{1,13} \left(\frac{P_z}{P'_z} \right)^{10,6}. \quad (19)$$

Для практически значимого диапазона $1 \leq \frac{n}{n'} \leq 0,6$ и $1 \leq \frac{P_z}{P'_z} \leq 0,7$ была получена зависимость суммарной относительной скорости накопления повреждений:

$$\frac{1}{K_\Sigma} = -0,98 + 0,91 \left(\frac{P_z}{P'_z} \right)^{-8,05} + 0,77 \left(\frac{n}{n'} \right)^{-6,62}. \quad (20)$$

Зависимость относительной скорости изнашивания дефорсированного двигателя вследствие воздействия сил трения может быть представлена формулой без учета малозначающего параметра P_z :

$$K_{изн} = 1,83 \left(\frac{n}{n'} \right)^{1,85}. \quad (21)$$

Относительная скорость изменения номинальных параметров мощности, удельного эффективного расхода топлива и расхода масла на угар может быть представлена соответствующими выражениями:

$$K_{Ne} = 0,90 K_{изн}, \quad (22)$$

$$K_{ge} = 0,71 K_{изн}, \quad (23)$$

$$K_{gm} = 1,08 K_{изн}. \quad (24)$$

Установлено, что вследствие более выраженной цикличности режимов нагружения и высокой амплитуды изменения факторов, определяющих ресурсные показатели (особенно газовых сил и ускорений), при использовании базового двигателя типа В-2 без конструктивных и регулировочных изменений в составе промышленного трактора его ресурс уменьшится примерно на 30 %.

По результатам исследования сформулированы рекомендации по выбору номинальных значений уровня газовых сил и частоты вращения двигателя типа В-2, предназначенного для работы в составе промышленного трактора кл. 25, которые должны подбираться в соответствии с рис. 3.

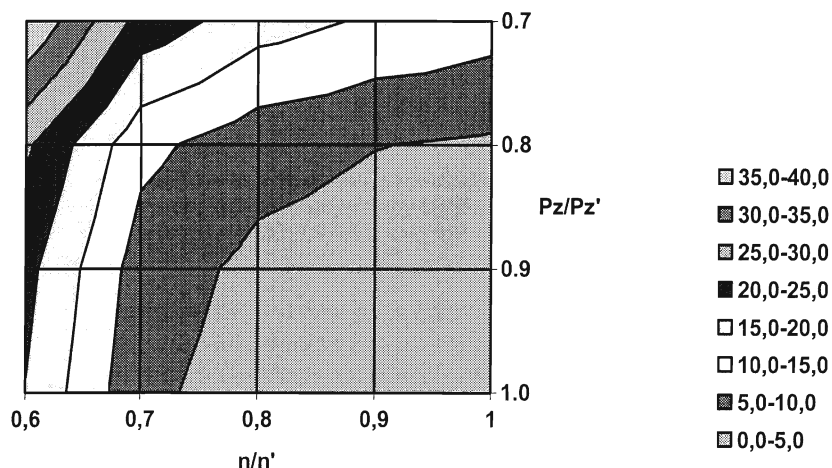


Рис. 3. Зависимость относительного увеличения ресурса дефорсированного двигателя от относительного изменения газовых сил и номинальной частоты вращения

Заключение. В ходе исследования разработана методика прогнозирования ресурса дизелей типа В-2, которая позволит снизить затраты времени и материальных средств на их доводку по параметрам долговечности. Систематизированы данные по эксплуатационным режимам нагружения дизельных двигателей типа В-2 и их дефорсированных модификаций в составе промышленного трактора, которые могут быть использованы при решении задач прогнозирования ресурса. Сформулированы рекомендации по определению необходимого уровня дефорсирования двигателя для обеспечения требуемых показателей долговечности.

Результаты исследования могут быть использованы при создании дефорсированных модификаций дизельных двигателей типа В-2, разработке аналогичных методик прогнозирования ресурса поршневых ДВС на стадии проектирования модификаций, отличающихся уровнем форсирования и объектами применения.

Разработанная на основе предложенной математической модели расчетная методика используется в ООО ГСКБ «Трансдизель» (г. Челябинск) и ОАО ХК «Барнаултрансмаш» (г. Барнаул) – при разработке гражданских модификаций двигателей типа В-2; ОАО «НИИ автотракторной техники» (г. Челябинск) – при проведении НИР по доводке ресурсных показателей дефорсированных модификаций дизелей типа В-2.

Литература

1. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
2. Гусятников, В.А. Влияние факторов эксплуатационного режима на тракторный двигатель / В.А. Гусятников // Улучшение тяговодинамических качеств сельскохозяйственных тракторов в условиях эксплуатации: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЧИМЭСХ, 1982. – С. 80–84.
3. Гусятников, В.А. Математическая модель термических нагрузок головок дизеля 8ЧВН15/16 в эксплуатации // Современные проблемы кинематики и динамики ДВС: тезисы докладов научно-технической конференции / В.А. Гусятников, С.П. Леонтьев, Д.В. Черняев. – Волгоград: Изд-во ВПИ, 1985, – С. 65–70.
4. Хевиленд, Р. Инженерная надежность и расчет на долговечность / Р. Хевиленд. – Л.: Энергия, 1966. – 232 с.
5. Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справочное пособие / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – М.: Машиностроение, 1979. – 220 с.
6. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
7. Григорьев, М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М.А. Григорьев, Н.Н. Пономарев. – М.: Машиностроение, 1976. – 248 с.
8. Ждановский, Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. – Л.: Колос, 1981. – 259 с.
9. Гурвич, И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыркин. – М.: Транспорт, 1984. – 141 с.

Поступила в редакцию 9 июня 2009 г.

Малозёмов Андрей Адиевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, эксперт Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в области сертификации двигателей внутреннего сгорания и электротехники. Область научных интересов – дизельные и газопоршневые электростанции, рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.

Andrey A. Malozemov. Candidate of engineering science, associate professor of the Special and Road Building Machines department of South Ural State University, expert of the Federal agency on technical regulation and metrology in the field of certification of internal combustion engines and electrical engineers. Professional interests – diesel and gas piston power stations, working process of internal combustion engines.

Шикин Андрей Сергеевич. Преподаватель Челябинского высшего военного автомобильного командно-инженерного училища (военного института). Область научных интересов – надежность двигателей внутреннего сгорания.

Andrey S. Shikin. Teacher of the Chelyabinsk higher military automobile command-engineering school (military institute). The area of scientific interests – reliability of internal combustion engines.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ

В.А. Смирнов

PARAMETRIC IDENTIFICATION OF MODEL OF MECHANISM WITH PARALLEL TRANSMISSION ROUTES

V.A. Smirnov

Показана возможность экспериментального уточнения параметров кинематической модели, описывающей реальный механизм с параллельными кинематическими цепями, используемый при построении технологического оборудования.

Ключевые слова: механизм с параллельными кинематическими цепями, идентификация параметров кинематической модели.

The article shows the possibility of experimental specification of kinematic model parameters which describes the real mechanism with parallel transmission routes used at construction of processing equipment.

Keywords: mechanism with parallel transmission routes, identification of kinematic model parameters.

Построение технологического оборудования на основе механизмов с параллельными кинематическими цепями (МПКЦ) и управление таким оборудованием предполагает использование кинематических моделей МПКЦ [1, 2]. Идеализированная кинематическая модель МПКЦ не в полной мере будет отражать кинематические свойства построенного на его основе оборудования. В частности, это связано с несоответствием геометрических размеров элементов модели МПКЦ и соответствующих элементов реального оборудования. Следовательно, возникает необходимость в экспериментальном уточнении геометрических параметров модели МПКЦ, т. е. требуется выполнить параметрическую идентификацию модели.

Рассмотрим МПКЦ (рис. 1). Данный механизм включает в себя подвижную платформу, связанную с основанием шестью штангами, имеющими длины L_j , $j = \overline{1, 6}$. Длины штанг могут меняться; примем величины L_j в качестве входных координат МПКЦ. Выходным звеном МПКЦ является подвижная платформа; в качестве выходных координат механизма целесообразно принять величины, определяющие пространственную ориентацию подвижной платформы как твердого тела.

Свяжем с подвижной платформой некоторый рабочий орган. Пространственная ориентация рабочего органа, а значит, и подвижной платформы, определяется тремя линейными координатами некоторой характерной точки (например, точки C) в связанной с основанием системе координат (СК) $OXYZ$ и тремя угловыми координатами, определяющими разворот осей связанной с рабочим органом СК $CX'Y'Z'$ относительно СК $OXYZ$.

Рассматриваемый механизм относится к классу гексаподов и имеет шесть степеней подвижности.

Кинематическая модель МПКЦ, показанного на рис. 1, сводится к следующей системе нелинейных уравнений [3]:

$$L_j^2 = (x_{A_j} - l_1 x'_{B_j} - l_2 y'_{B_j} - l_3 z'_{B_j} - x_C)^2 + (y_{A_j} - m_1 x'_{B_j} - m_2 y'_{B_j} - m_3 z'_{B_j} - y_C)^2 + (z_{A_j} - n_1 x'_{B_j} - n_2 y'_{B_j} - n_3 z'_{B_j} - z_C)^2, \quad j = \overline{1, 6}, \quad (1)$$

где $(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j})$ – координаты карданового шарнира, связывающего j -ю штангу с основанием, в

Расчет и конструирование

СК $OXYZ$; $(x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j})$ – координаты сферического шарнира, связывающего j -ю штангу с подвижной платформой, в СК $CX'Y'Z'$; (x_C, y_C, z_C) – координаты характерной точки C в СК $OXYZ$.

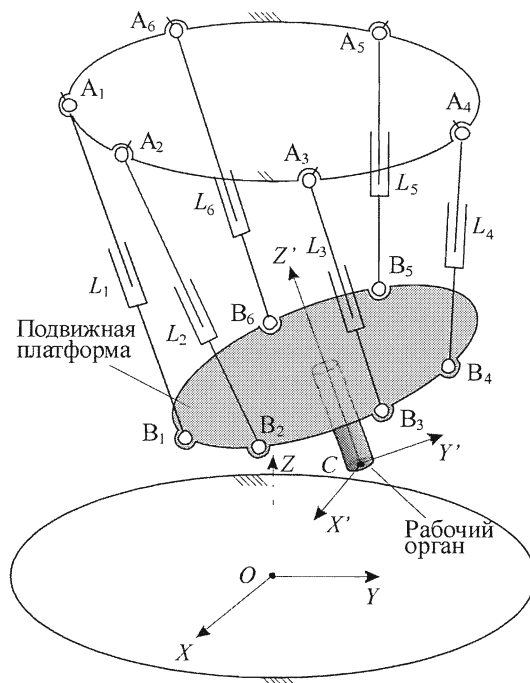


Рис. 1. МПКЦ, имеющий 6 степеней подвижности

Направляющие косинусы $l_k, m_k, n_k, k = \overline{1, 3}$, входящие в уравнения (1), определяют разворот осей связанной с рабочим органом СК $CX'Y'Z'$ относительно СК $OXYZ$. Данные направляющие косинусы целесообразно выразить через три угла, описывающих переход от СК $OXYZ$ к СК $CX'Y'Z'$ путем последовательных поворотов. В качестве этих углов могут выступать углы Крылова ψ, ϑ, γ [4]. В этом случае

$$\begin{aligned} l_1 &= \cos \psi \cos \gamma + \sin \vartheta \sin \psi \sin \gamma; \quad l_2 = \sin \psi \cos \vartheta; \quad l_3 = -\cos \psi \sin \gamma + \sin \psi \sin \vartheta \cos \gamma; \\ m_1 &= -\sin \psi \cos \gamma + \sin \vartheta \cos \psi \sin \gamma; \quad m_2 = \cos \psi \cos \vartheta; \quad m_3 = \sin \psi \sin \gamma + \cos \psi \sin \vartheta \cos \gamma; \\ n_1 &= \cos \vartheta \sin \gamma; \quad n_2 = -\sin \vartheta; \quad n_3 = \cos \vartheta \cos \gamma \end{aligned} \quad (2)$$

и кинематическая модель (1) может быть переписана в следующем виде [3]:

$$\begin{aligned} L_j^2 &= x_{B_j}^2 + y_{B_j}^2 + z_{B_j}^2 + (x_C - x_{A_j})^2 + (y_C - y_{A_j})^2 + (z_C - z_{A_j})^2 + \\ &+ 2 \left[(C\psi C\gamma + S\psi S\vartheta S\gamma) x'_{B_j} + S\psi C\vartheta y'_{B_j} + (S\psi S\vartheta C\gamma - C\psi S\gamma) z'_{B_j} \right] (x_C - x_{A_j}) + \\ &+ 2 \left[(C\psi S\vartheta S\gamma - S\psi C\gamma) x'_{B_j} + C\psi C\vartheta y'_{B_j} + (S\psi S\gamma + C\psi S\vartheta C\gamma) z'_{B_j} \right] (y_C - y_{A_j}) + \\ &+ 2 \left[C\vartheta S\gamma x'_{B_j} - S\vartheta y'_{B_j} + C\vartheta C\gamma z'_{B_j} \right] (z_C - z_{A_j}), \quad j = \overline{1, 6}, \end{aligned} \quad (3)$$

где для сокращения записи введены обозначения: $S\psi = \sin \psi$, $C\psi = \cos \psi$ и т. д.

В качестве параметров кинематической модели, требующих уточнения применительно к реальному МПКЦ, лежащему в основе технологического оборудования, выступают:

- координаты карданных шарниров $(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j})$, $j = \overline{1, 6}$ в неподвижной СК $OXYZ$;
- координаты сферических шарниров $(x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j})$, $j = \overline{1, 6}$ в связанной с подвижной платформой СК $CX'Y'Z'$;
- длины штанг $L_j^{<0>}$, $j = \overline{1, 6}$, соответствующих некоторому произвольному положению подвижной платформы, принятому за начальное (нулевое).

Общее количество подлежащих уточнению параметров – 42. Следовательно, определение этих параметров возможно из 42 независимых уравнений.

Точное знание этих величин позволит определять текущие значения входных и выходных координат МПКЦ. Текущие входные координаты определяются через известные приращения ΔL_j , формируемые при управлении оборудованием:

$$L_j = L_j^{<0>} + \Delta L_j;$$

текущие выходные координаты рассчитываются с использованием уравнений (2) – решается прямая задача кинематики о положениях.

Для определения указанных параметров воспользуемся метрологической оснасткой (рис. 2), имеющей элемент крепления к подвижной платформе и тонкую пластину, выполненную в форме равностороннего треугольника. После установки метрологической оснастки на подвижную платформу связанная с оснасткой СК $CX'Y'Z'$ будет полностью определять пространственную ориентацию подвижной платформы.

Пусть МПКЦ находится в начальном (нулевом) состоянии. При

этом состоянии механизма могут быть измерены координаты $(x_{S_k}, y_{S_k}, z_{S_k})$, $k = \overline{1, 3}$ вершин S_k треугольной пластины метрологической оснастки, что позволит определить координаты характерной точки C как точки пересечения высот треугольной пластины:

$$x_C = \frac{1}{3}(x_{S_1} + x_{S_2} + x_{S_3}), \quad y_C = \frac{1}{3}(y_{S_1} + y_{S_2} + y_{S_3}), \quad z_C = \frac{1}{3}(z_{S_1} + z_{S_2} + z_{S_3}). \quad (4)$$

Так как координаты $(x'_{S_k}, y'_{S_k}, z'_{S_k})$ точек S_k в СК $CX'Y'Z'$ известны, а пересчет этих координат в СК $OXYZ$ осуществляется с использованием матричного преобразования

$$\begin{pmatrix} x_{S_k} \\ y_{S_k} \\ z_{S_k} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_1 & l_2 & l_3 & x_C \\ m_1 & m_2 & m_3 & y_C \\ n_1 & n_2 & n_3 & z_C \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x'_{S_k} \\ y'_{S_k} \\ z'_{S_k} \\ 1 \end{pmatrix},$$

то с учетом (2) могут быть определены направляющие косинусы и углы Крылова. Таким образом, для начального состояния МПКЦ после измерения координат $(x_{S_k}, y_{S_k}, z_{S_k})$ можно определить все выходные координаты. Следовательно, в соответствующих этому состоянию уравнениях кинематической модели (3):

$$L_j^{<0>} = f_j(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j}, x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j}, x_C^{<0>}, y_C^{<0>}, z_C^{<0>}, \psi^{<0>}, \vartheta^{<0>}, \gamma^{<0>}), \quad j = \overline{1, 6} \quad (5)$$

в качестве неизвестных будут присутствовать только перечисленные выше подлежащие уточнению параметры.

Изменим длину одной из штанг (для определенности первой) на известную величину $\Delta L_1^{<1>}$.

В этом случае можно записать следующую систему уравнения:

$$\begin{aligned} \Delta L_1^{<1>} &= f_1(x_{A_1}, y_{A_1}, z_{A_1}, x'_{B_1}, y'_{B_1}, z'_{B_1}, x_C^{<1>}, y_C^{<1>}, z_C^{<1>}, \psi^{<1>}, \vartheta^{<1>}, \gamma^{<1>}) - L_1^{<0>}; \\ L_j^{<0>} &= f_j(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j}, x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j}, x_C^{<1>}, y_C^{<1>}, z_C^{<1>}, \psi^{<1>}, \vartheta^{<1>}, \gamma^{<1>}), \quad j = \overline{2, 6}, \end{aligned} \quad (6)$$

где функции f_j определяются уравнениями (3) кинематической модели.

Измерение для данного состояния МПКЦ координат $(x_{S_k}, y_{S_k}, z_{S_k})$, $k = \overline{1, 3}$ и определение по результатам этих измерений значений выходных координат $x_C^{<1>}, y_C^{<1>}, z_C^{<1>}, \psi^{<1>}, \vartheta^{<1>}, \gamma^{<1>}$ позволит использовать шесть уравнений (4) при расчете подлежащих уточнению параметров.

Так как для определения 42 подлежащих уточнению параметров модели МПКЦ требуется 42 уравнения, то системы уравнений (4) и (5) должны быть дополнены еще 30 уравнениями. Требуемые уравнения могут быть получены при последовательном изменении длин штанг:

– на величину $\Delta L_2^{<2>}$ изменяется длина второй штанги, тогда

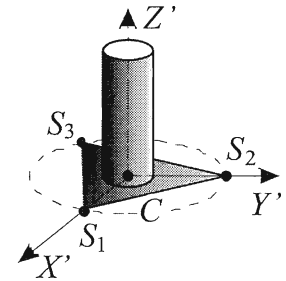


Рис. 2. Метрологическая оснастка

$$\begin{aligned} \Delta L_1^{<1>} &= f_1(x_{A_1}, y_{A_1}, z_{A_1}, x'_{B_1}, y'_{B_1}, z'_{B_1}, x_C^{<2>}, y_C^{<2>}, z_C^{<2>}, \psi^{<2>}, \vartheta^{<2>}, \gamma^{<2>}) - L_1^{<0>} ; \\ \Delta L_2^{<2>} &= f_2(x_{A_2}, y_{A_2}, z_{A_2}, x'_{B_2}, y'_{B_2}, z'_{B_2}, x_C^{<2>}, y_C^{<2>}, z_C^{<2>}, \psi^{<2>}, \vartheta^{<2>}, \gamma^{<2>}) - L_2^{<0>} ; \\ L_j^{<0>} &= f_j(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j}, x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j}, x_C^{<2>}, y_C^{<2>}, z_C^{<2>}, \psi^{<2>}, \vartheta^{<2>}, \gamma^{<2>}), j = \overline{3, 6} ; \\ &\text{– на величину } \Delta L_3^{<3>} \text{ изменяется длина третьей штанги, тогда} \\ \Delta L_1^{<1>} &= f_1(x_{A_1}, y_{A_1}, z_{A_1}, x'_{B_1}, y'_{B_1}, z'_{B_1}, x_C^{<3>}, y_C^{<3>}, z_C^{<3>}, \psi^{<3>}, \vartheta^{<3>}, \gamma^{<3>}) - L_1^{<0>} ; \\ \Delta L_2^{<2>} &= f_2(x_{A_2}, y_{A_2}, z_{A_2}, x'_{B_2}, y'_{B_2}, z'_{B_2}, x_C^{<3>}, y_C^{<3>}, z_C^{<3>}, \psi^{<3>}, \vartheta^{<3>}, \gamma^{<3>}) - L_2^{<0>} ; \\ \Delta L_3^{<3>} &= f_3(x_{A_3}, y_{A_3}, z_{A_3}, x'_{B_3}, y'_{B_3}, z'_{B_3}, x_C^{<3>}, y_C^{<3>}, z_C^{<3>}, \psi^{<3>}, \vartheta^{<3>}, \gamma^{<3>}) - L_3^{<0>} ; \\ L_j^{<0>} &= f_j(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j}, x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j}, x_C^{<3>}, y_C^{<3>}, z_C^{<3>}, \psi^{<3>}, \vartheta^{<3>}, \gamma^{<3>}), j = \overline{4, 6} \end{aligned}$$

и т. д.

В результате будут получены 42 нелинейных уравнения, которые можно сгруппировать в шесть систем по семь уравнений:

$$\begin{cases} f_1(x_{A_1}, y_{A_1}, z_{A_1}, x'_{B_1}, y'_{B_1}, z'_{B_1}, x_C^{<0>}, y_C^{<0>}, z_C^{<0>}, \psi^{<0>}, \vartheta^{<0>}, \gamma^{<0>}) - L_1^{<0>} = 0; \\ f_1(x_{A_1}, y_{A_1}, z_{A_1}, x'_{B_1}, y'_{B_1}, z'_{B_1}, x_C^{<k>}, y_C^{<k>}, z_C^{<k>}, \psi^{<k>}, \vartheta^{<k>}, \gamma^{<k>}) - L_1^{<0>} = \Delta L_1^{<1>}, \quad k = \overline{1, 6}, \end{cases}$$

$$\begin{cases} f_2(x_{A_2}, y_{A_2}, z_{A_2}, x'_{B_2}, y'_{B_2}, z'_{B_2}, x_C^{<i>}, y_C^{<i>}, z_C^{<i>}, \psi^{<i>}, \vartheta^{<i>}, \gamma^{<i>}) - L_2^{<0>} = 0, \quad i = \overline{0, 1}; \\ f_2(x_{A_2}, y_{A_2}, z_{A_2}, x'_{B_2}, y'_{B_2}, z'_{B_2}, x_C^{<k>}, y_C^{<k>}, z_C^{<k>}, \psi^{<k>}, \vartheta^{<k>}, \gamma^{<k>}) - L_2^{<0>} = \Delta L_2^{<1>}, \quad k = \overline{2, 6}, \end{cases}$$

.....

$$\begin{cases} f_6(x_{A_6}, y_{A_6}, z_{A_6}, x'_{B_6}, y'_{B_6}, z'_{B_6}, x_C^{<i>}, y_C^{<i>}, z_C^{<i>}, \psi^{<i>}, \vartheta^{<i>}, \gamma^{<i>}) - L_6^{<0>} = 0, \quad i = \overline{0, 5}; \\ f_6(x_{A_6}, y_{A_6}, z_{A_6}, x'_{B_6}, y'_{B_6}, z'_{B_6}, x_C^{<6>}, y_C^{<6>}, z_C^{<6>}, \psi^{<6>}, \vartheta^{<6>}, \gamma^{<6>}) - L_6^{<0>} = \Delta L_6^{<6>}. \end{cases}$$

Численное решение каждой из сформированных систем нелинейных уравнений позволит определить 7 подлежащих уточнению параметров модели МПКЦ: длину одной штанги и координаты соединяемых ею шарниров.

Необходимость в многократном измерении координат $(x_{S_k}, y_{S_k}, z_{S_k})$, $k = \overline{1, 3}$ с целью определения значений текущих выходных координат требует внесения в этот процесс элементов автоматизации. В частности, в метрологическую оснастку могут быть встроены датчики, способные регистрировать изменения ее пространственной ориентации относительно начального состояния. В этом случае возможно существенное ускорение процесса получения информации, необходимой для проведения идентификации модели МПКЦ.

Литература

1. Смирнов, В.А. Математическая модель трехкоординатного манипулятора с параллельной кинематической структурой / В.А. Смирнов, М.М. Тверской // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Выпуск 7. – № 14(54). – С. 19–22.
2. Смирнов, В.А. Алгоритм управления механизмом с параллельной кинематической структурой / В.А. Смирнов, В.Б. Федоров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Выпуск 7. – № 14(54). – С. 23–26.
3. Сулацкая, Е.Ю. Моделирование рабочего пространства станка с параллельной кинематикой / Е.Ю. Сулацкая, Л.Н. Петрова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 13. – № 11 (144). – С. 42–45.
4. Бранец, В.Н. Использование кватернионов в задачах ориентации твердого тела / В.Н. Бранец, И.П. Шмыгловский. – М.: Наука, 1973. – 320 с.

Поступила в редакцию 24 сентября 2009 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. Candidate of engineering science, associate professor at the Mechanical Assembly Production department of South Ural State University. Professional interests – modern methods of control of manufacturing equipments.

ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ ДЛЯ РОТОПОДА

Л.Н. Петрова

PECULIARITIES OF INVERSE SOLUTION OF KINEMATICS PROBLEM FOR ROTOPOD

L.N. Petrova

Показано, что при решении обратной задачи кинематики о положениях применительно к механизму с параллельными кинематическими цепями типа «ротопод» возникают неоднозначности в определении значений входных координат. Предложены условия, позволяющие осуществить выбор нужного значения для каждой входной координаты.

Ключевые слова: ротопод, механизм с параллельными цепями, обратная задача кинематики о положениях, углы Крылова.

The article shows that during the inverse solution of kinematics problem of positions applied to a mechanism with parallel transmission routes of “rotopod” type some ambiguities in definition of input coordinates values appear. Conditions letting to choose the needed value for each input coordinate are offered.

Keywords: rotopod, mechanism with parallel transmission routes, inverse kinematics problem of positions, Krylov angles.

На кафедре «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета ведутся разработки устройства формирования дополнительных технологических координат на основе механизма с параллельными кинематическими цепями, которое может быть альтернативой двухкоординатным поворотным столам.

На рис. 1 показана трехмерная модель такого устройства, которое состоит из подвижной платформы, основания, модуля привода, кольцевой направляющей, шести штанг и шести кареток, имеющих возможность движения по кольцевой направляющей. Выходным звеном механизма, лежащего в основе устройства, является подвижная платформа.

При кинематическом анализе данного устройства, а также при построении алгоритмов управления движением подвижной платформы возникла потребность в решении обратной задачи кинематики о положениях, которая формулируется как определение входных (управляемых) координат устройства по известным выходным.

На рис. 2 представлена упрощенная кинематическая схема механизма, состоящая из подвижной платформы (с полюсом C), соединённой с неподвижным основанием с помощью шести штанг постоянной длины. В литературе [1] такой механизм принято называть ротоподом. Сферические шарниры B_i ($i=1...6$) связывают штанги с подвижной платформой, координаты этих шарниров в связанной с платформой системе координат (СК) $CX'Y'Z'$ будем определять через углы φ_{B_i} :

$$x'_{B_i} = R_{пл} \cos \varphi_{B_i}, \quad y'_{B_i} = R_{пл} \sin \varphi_{B_i}, \quad i = 1...6. \quad (1)$$

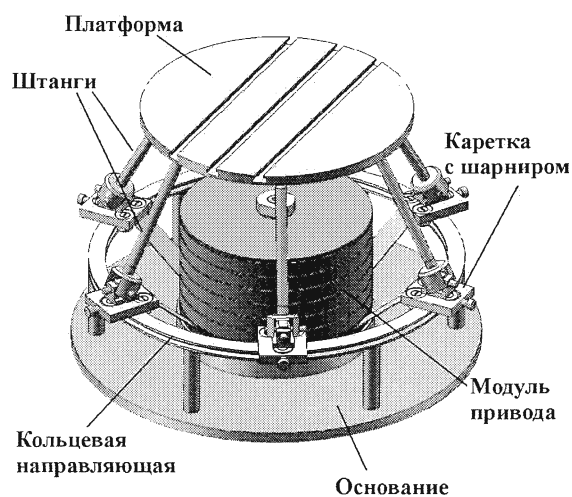


Рис. 1

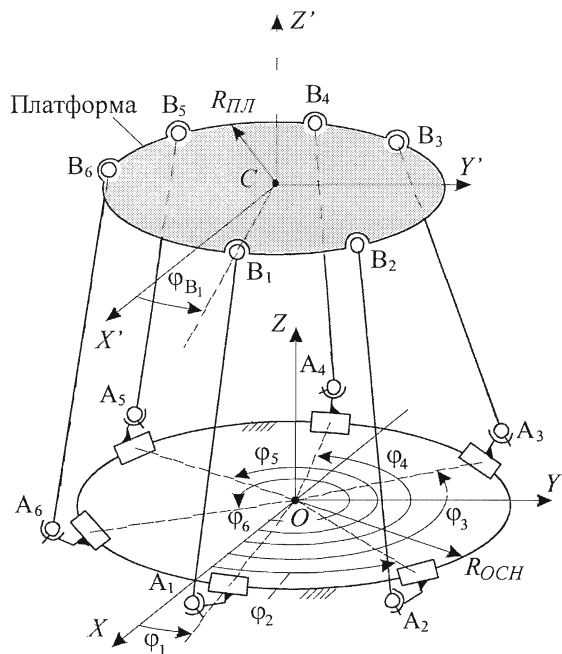


Рис. 2

В качестве линейных выступают координаты полюса C платформы в неподвижной СК $OXYZ$. Угловые координаты определяют разворот подвижной платформы вокруг полюса; в качестве этих координат могут использоваться, например, углы Крылова, определяющие разворот связанной с платформой СК $CX'Y'Z'$ относительно неподвижной СК $OXYZ$. Шесть описанных координат будут являться для рассматриваемого устройства выходными координатами.

Для получения уравнения математической модели ротопода, связывающей угловые координаты шарниров, расположенных на каретках, с выходными координатами воспользуемся уравнениями:

$$L_i^2 = (x_{A_i} - x_{B_i})^2 + (y_{A_i} - y_{B_i})^2 + (z_{A_i} - z_{B_i})^2, \quad i = 1 \dots 6, \quad (3)$$

которые с учётом уравнений (2) примут следующий вид:

$$L_i^2 = (R_{OCH} \cos \varphi_i - x_{B_i})^2 + (R_{OCH} \sin \varphi_i - y_{B_i})^2 + (z_{A_i} - z_{B_i})^2, \quad L_i = L = \text{const}, \quad i = 1 \dots 6, \quad (4)$$

где координаты $x_{B_i}, y_{B_i}, z_{B_i}$ сферических шарниров должны быть определены в неподвижной СК $OXYZ$. Пересчет координат сферических шарниров из связанной с платформой СК $CX'Y'Z'$, в которой они заданы, в неподвижную СК $OXYZ$ осуществляется с использованием следующего матричного преобразования:

$$\begin{pmatrix} x_{B_i} \\ y_{B_i} \\ z_{B_i} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_1 & l_2 & l_3 & X_C \\ m_1 & m_2 & m_3 & Y_C \\ n_1 & n_2 & n_3 & Z_C \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x'_{B_i} \\ y'_{B_i} \\ z'_{B_i} \\ 1 \end{pmatrix},$$

в котором направляющие косинусы l_k, m_k, n_k ($k = 1 \dots 3$) определяются через выходные угловые координаты следующим образом (в качестве выходных угловых координат использованы углы Крылова):

$$\begin{aligned} l_1 &= \cos \psi \cos \gamma + \sin \vartheta \sin \psi \sin \gamma; & l_2 &= \sin \psi \cos \vartheta; & l_3 &= -\cos \psi \sin \gamma + \sin \psi \sin \vartheta \cos \gamma; \\ m_1 &= -\sin \psi \cos \gamma + \sin \vartheta \cos \psi \sin \gamma; & m_2 &= \cos \psi \cos \vartheta; & m_3 &= \sin \psi \sin \gamma + \cos \psi \sin \vartheta \cos \gamma; \\ n_1 &= \cos \vartheta \sin \gamma; & n_2 &= -\sin \vartheta; & n_3 &= \cos \vartheta \cos \gamma. \end{aligned} \quad (5)$$

Угловые положения карданных шарниров A_i ($i = 1 \dots 6$), расположенных на каретках, могут изменяться за счёт перемещения кареток по круговой направляющей. При этом будут изменяться угловые координаты кареток φ_i ($i = 1 \dots 6$). Примем эти величины за входные (управляемые) координаты. Будем считать для простоты, что координаты карданных шарниров в неподвижной СК $OXYZ$ определяются этими же координатами следующим образом:

$$x_{A_i} = R_{OCH} \cos \varphi_i, \quad y_{A_i} = R_{OCH} \sin \varphi_i, \quad i = 1 \dots 6. \quad (2)$$

Координаты z_{A_i} карданных шарниров должны быть заданы; координаты z'_{B_i} сферических шарниров примем равными нулю.

Конструкция механизма обеспечивает движение инструмента (детали), закрепленного на подвижной платформе ротопода, по шести независимым координатам: трём линейным X_C, Y_C, Z_C и трём угловым ψ, ϑ, γ (на рис. 2 не показаны).

Раскрывая в (4) скобки и вводя следующие обозначения:

$$\alpha_i = -2R_{OCH}x_{B_i}, \beta_i = -2R_{OCH}y_{B_i},$$

$$\gamma_i = L^2 - R_{OCH}^2 - z_{A_i}^2 + 2z_{A_i}z_{B_i} - x_{B_i}^2 - y_{B_i}^2 - z_{B_i}^2, \quad i=1\dots 6, \quad (6)$$

запишем (4) в упрощенном виде:

$$\alpha_i \cos \varphi_i + \beta_i \sin \varphi_i - \gamma_i = 0, \quad i=1\dots 6. \quad (7)$$

Каждое из уравнений (7) можно представить в форме квадратного относительно $\sin \varphi_i$:

$$\xi_i \sin^2 \varphi_i + \eta_i \sin \varphi_i + \lambda_i = 0, \quad (8)$$

где $\xi_i = \alpha_i^2 + \beta_i^2$, $\eta_i = -2\gamma_i\beta_i$, $\lambda_i = \gamma_i^2 - \alpha_i^2$, $i=1\dots 6$.

Решение уравнений (7) позволит определить угловые координаты φ_i ($i=1\dots 6$) кареток (кардановых шарниров), соответствующие заданным выходным координатам $X_C, Y_C, Z_C, \psi, \vartheta, \gamma$, т. е. решить обратную задачу кинематики о положениях. Так как угловые координаты представляются действительными числами, то при решении уравнений необходимо контролировать выполнение следующих условий:

$$\eta_i^2 - 4\xi_i\lambda_i \geq 0;$$

$$|\sin \varphi_i| \leq 1.$$

Выражения для определения угловых координат кареток имеют следующий вид:

$$\varphi_i = \arcsin \left(\frac{-\eta_i \pm \sqrt{\eta_i^2 - 4\xi_i\lambda_i}}{2\xi_i} \right), \quad i=1\dots 6. \quad (9)$$

При вычислении углов φ_i используется круговая функция $\varphi = \arcsin x$ [2], главные значения которой лежат в диапазоне $[-\pi/2, \pi/2]$. Однако реальные углы φ_i должны принимать значения в диапазоне $[0, 2\pi]$ (см. рис. 2). Рис. 3 иллюстрирует случай, когда двум углам $\varphi^{<1>} = \frac{\pi}{6}$ и $\varphi^{<2>} = \frac{5\pi}{6}$ соответствует одно значение функции $\sin \varphi = 0,5$. Следовательно, при расчете углов φ_i с использованием (9) без учета этой особенности функции $\varphi = \arcsin x$ часть решений может быть потеряна.

Чтобы избежать потери решений, введем следующие условия:

– если определенная с использованием (9) угловая координата лежит в диапазоне $0 \leq \varphi \leq \pi/2$, то введем дополнительное значение $\varphi' = \pi - \varphi$;

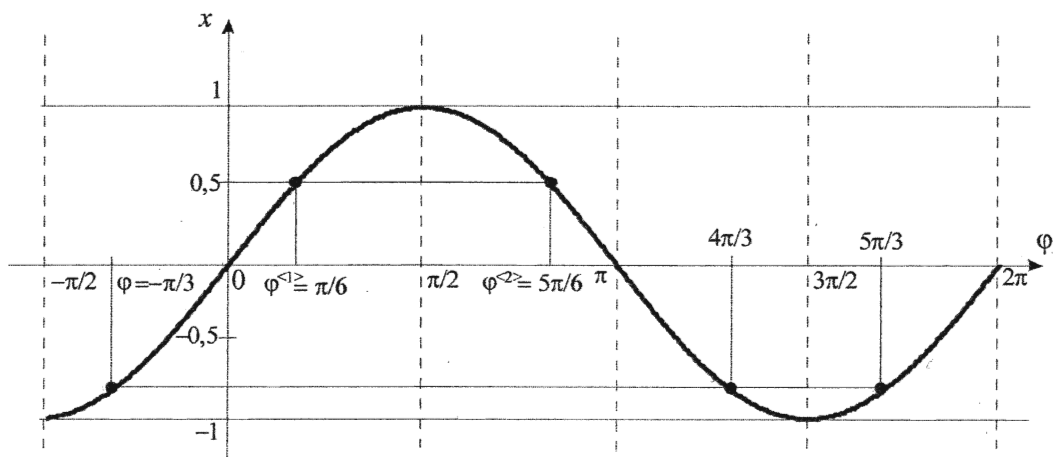


Рис. 3

Расчет и конструирование

– если определенная с использованием (9) угловая координата лежит в диапазоне $-\pi/2 \leq \varphi < 0$ (см. случай $\varphi = -\pi/3$ на рис. 3), то введем два дополнительных значения $\varphi' = \pi - \varphi$, $\varphi'' = 2\pi + \varphi$.

Наличие знака «±» в выражениях (9) приводит к двузначности решения уравнений (7). Каждому найденному с использованием (9) значению угловой координаты будут соответствовать два значения, лежащие в диапазоне $[0, 2\pi]$. В результате для каждой угловой координаты будет получено 4 значения, удовлетворяющего соответствующему уравнению (7).

Решение прямой задачи кинематики применительно к ротоподу, имеющему следующие геометрические параметры: $\varphi_{B_i} = [10 \ 50 \ 130 \ 170 \ 250 \ 290]$, $R_{OCH} = 200$ мм, $R_{ДП} = 100$ мм, $L = 143,5538$ мм, при выходных координатах $x_C = 0$, $y_C = 0$, $z_C = 100$ мм, $\psi = 0$, $\vartheta = 0$, $\gamma = 0$ привело к следующим результатам:

$$\varphi_1 = [0 \ 20 \ 160 \ 180], \varphi_2 = [40 \ 60 \ 120 \ 140], \varphi_3 = [40 \ 60 \ 120 \ 140],$$

$$\varphi_4 = [0 \ 20 \ 160 \ 180], \varphi_5 = [240 \ 260 \ 280 \ 300], \varphi_6 = [240 \ 260 \ 280 \ 300].$$

Для каждой из входных координат φ_i получено четыре значения. Следовательно, необходимо ввести некоторые условия, которые позволят осуществить выбор одного угла из четырех.

Одним из условий может быть контроль расстояния от шарнира B_i до возможных положений шарнира A_i , определяемых четырьмя значениями угла φ_i :

$$L_i^{<k>} = \sqrt{(R_{OCH} \cos \varphi_i^{<k>} - x_{B_i})^2 + (R_{OCH} \sin \varphi_i^{<k>} - y_{B_i})^2 + (z_{A_i} - z_{B_i})^2}, \quad k = 1 \dots 4.$$

Значения углов, для которых $L_i^{<k>} \neq L$, должны быть отброшены.

После того как будут проконтролированы расстояния $L_i^{<k>}$, для каждого шарнира каретки останется только два возможных значения его угловой координаты (рис. 4). На рис. 4, а показаны все возможные положения шарниров каретки, на рис. 4, б – только те, для которых выполняются условия $L_i^{<k>} = L$.

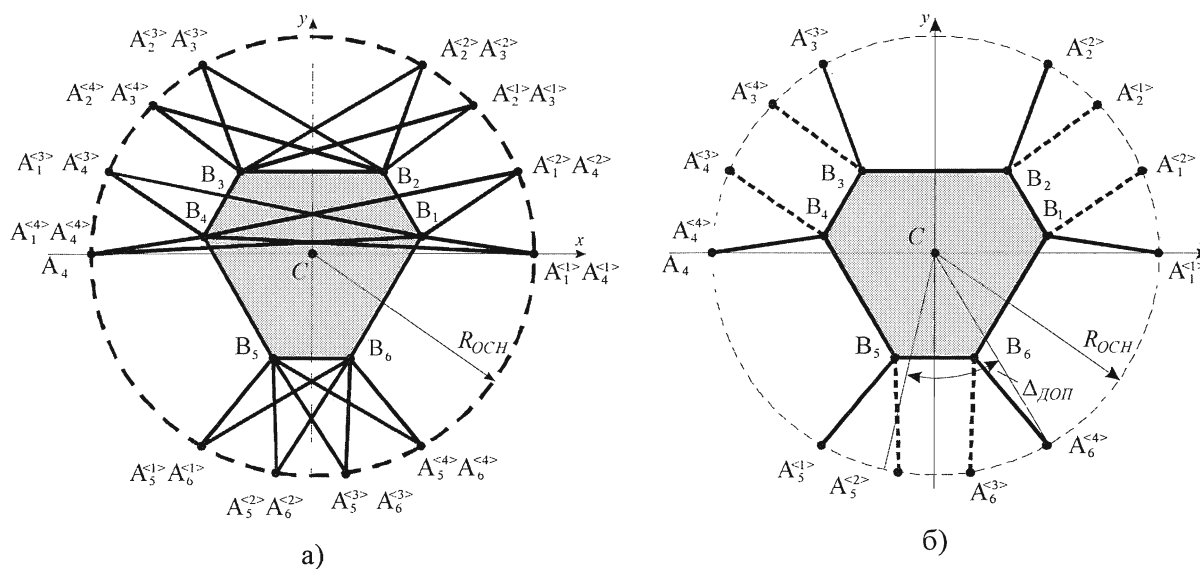


Рис. 4

При выборе одного из двух возможных положений шарнира каретки следует учитывать условие отсутствия соприкосновения кареток, которое сводится к проверке неравенств

$$|\varphi_i - \varphi_{i+1}| \geq \Delta_{ДОП},$$

где угол $\Delta_{ДОП}$ задается из конструктивных соображений. На рис. 4, б отвечающие данному условию положения штанг, обозначены сплошными линиями.

Дополнительное условие, которое будет влиять на выбор единственной угловой координаты для шарнира каретки, может быть сформулировано из анализа жесткости устройства в требуемом направлении (см. статью В.А. Смирнова и Е.Ю. Сулацкой в данном Вестнике).

Все рассмотренные выше условия должны быть учтены при разработке алгоритмов управления ротоподом.

Литература

1. Подзоров, П.В. *Механизмы параллельной кинематики в станкостроении* / П.В. Подзоров // *Справочник. Инженерный журнал. Приложение*. – 2005. – № 8. – С. 2–24.
2. Выгодский, М.Я. *Справочник по высшей математике* / М.Я. Выгодский. – М.: Физматгиз, 1963. – 872 с.

Поступила в редакцию 24 сентября 2009 г.

Петрова Лина Николаевна. Старший преподаватель кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – анализ и синтез оборудования на основе механизмов с параллельной кинематикой.

Lina N. Petrova. Senior lecturer of the Mechanical Assembly Production department of South Ural State University. Professional interests – analysis and synthesis of machinery on the basis of mechanisms with parallel kinematics.

ОСОБЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ПРИВОДАМИ РАБОЧЕГО ОРГАНА

Ю.Л. Сюськаина

SPECIAL REGULATIONS OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT WITH PARALLEL DRIVES OF OPERATING ELEMENT

J.L. Syuskina

Описан алгоритм определения особых положений механизма с параллельными приводами. Приведены примеры определения особых положений для двух вариантов двухкоординатных исполнительных механизмов с параллельными приводами.

Ключевые слова: механизмы с параллельными приводами, особые положения механизмов, якобиан.

The algorithm of definition of special regulations of a mechanism with parallel drives is described. The examples of definition of special regulations for two variants of biaxial actuating devices with parallel drives.

Keywords: mechanisms with parallel drives, special regulations of mechanisms, Jacobian determinant.

В современном машиностроении применяется оборудование, рабочий орган которого связан с основанием несколькими кинематическими цепями, часть из которых имеет приводы [4]. Достоинствами такого оборудования являются высокая жесткость и точность перемещений рабочих органов, малая металлоемкость, недостатками – сложность управления, относительно небольшое рабочее пространство и сложная его форма, а также наличие особых положений, при которых координаты входных звеньев становятся зависимыми друг от друга. Одним из критериев особого положения является равенство определителя матрицы Якоби (якобиана) нулю [1, 6].

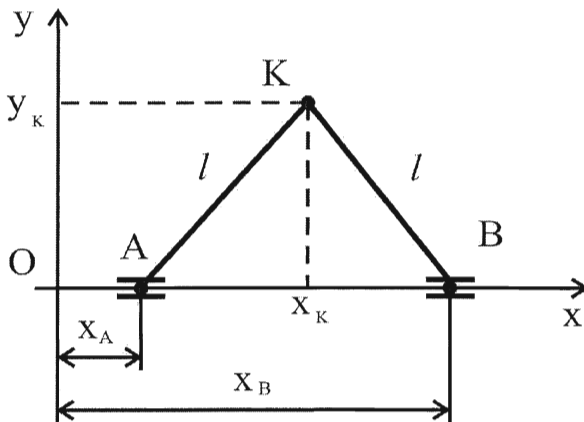


Рис. 1. Кинематическая схема двухкоординатного исполнительного механизма

Определим особые положения двухкоординатного исполнительного механизма с параллельными приводами (рис. 1).

Данный механизм состоит из ползунов А и В, которые перемещаются по оси Ох и соединены пальцем штангами постоянной длины. Примем длины штанг АК и ВК одинаковыми и равными l .

При решении прямой задачи геометрического анализа [6] исследуемого механизма функции положения имеют вид:

$$x_K = \frac{1}{2}(x_A + x_B);$$

$$y_K = \sqrt{l^2 - \left(\frac{x_B - x_A}{2}\right)^2}.$$

(1)

Якобиан для системы (1)

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial x_K}{\partial x_A} & \frac{\partial x_K}{\partial x_B} \\ \frac{\partial y_K}{\partial x_A} & \frac{\partial y_K}{\partial x_B} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \\ \frac{x_B - x_A}{4\sqrt{l^2 - \left(\frac{x_B - x_A}{2}\right)^2}} & \frac{x_A - x_B}{4\sqrt{l^2 - \left(\frac{x_B - x_A}{2}\right)^2}} \end{vmatrix} = \frac{x_A - x_B}{4\sqrt{l^2 - \left(\frac{x_B - x_A}{2}\right)^2}}. \quad (2)$$

Из равенства

$$\frac{x_A - x_B}{4\sqrt{l^2 - \left(\frac{x_B - x_A}{2}\right)^2}} = 0$$

следует, что в особом положении $x_A = x_B$ входные звенья А и В находятся в одной точке (рис. 2, а, б). В данном положении механизм теряет управляемость – «сдвоенная» штанга длиной l может занимать произвольное положение, вращаясь вокруг нижнего «сдвоенного шарнира» АВ.

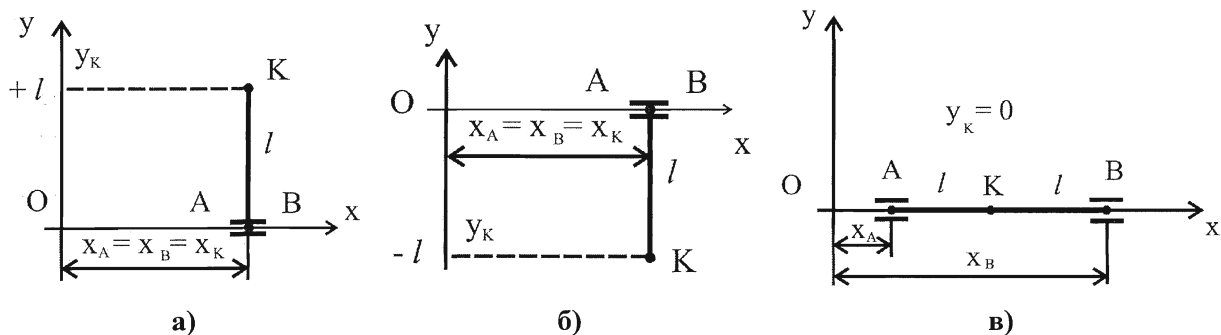


Рис. 2. Особые положения двухкоординатного исполнительного механизма

При решении обратной задачи геометрического анализа исследуемого механизма функции положения таковы:

$$\begin{aligned} x_A &= x_K - \sqrt{l^2 - y_K^2}; \\ x_B &= x_K + \sqrt{l^2 - y_K^2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Якобиан для системы (3)

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial x_A}{\partial x_K} & \frac{\partial x_A}{\partial y_K} \\ \frac{\partial x_B}{\partial x_K} & \frac{\partial x_B}{\partial y_K} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & \frac{-y_K}{\sqrt{l^2 - y_K^2}} \\ 1 & \frac{y_K}{\sqrt{l^2 - y_K^2}} \end{vmatrix} = \frac{-2y_K}{\sqrt{l^2 - y_K^2}}. \quad (4)$$

Из равенства

$$\frac{-2y_K}{\sqrt{l^2 - y_K^2}} = 0$$

следует, что в особом положении $y_K = 0$ – точки А, В и К находятся на оси Ox (рис. 2, в). В данном положении шарнир К может перемещаться только вдоль прямой, соединяющей шарниры А и В. Координаты x_A и x_B зависимы.

Расчет и конструирование

Итак, особые положения такого механизма:

- 1) центры шарниров А и В находятся в одной точке (рис. 2, а, б);
- 2) точки А, В и К находятся на одной прямой (рис. 2, в).

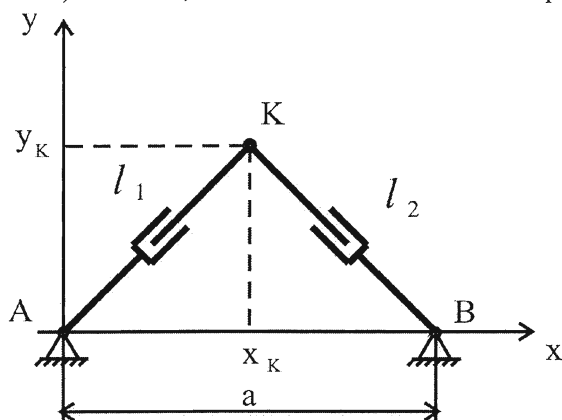


Рис. 3. Кинематическая схема двухкоординатного исполнительного механизма с переменными длинами штанг

Звено такого механизма – шарнир с центром в точке К соединяется с основанием с помощью двух стержней АК и ВК изменяемой длины l_1 и l_2 . Координаты шарниров А и В примем следующими: $x_A = 0, y_A = 0, x_B = a, y_B = 0$.

При решении прямой задачи геометрического анализа исследуемого механизма функции положения имеют вид:

$$x_K = \frac{l_1^2}{2a} - \frac{l_2^2}{2a} + \frac{a}{2};$$

$$y_K = \sqrt{l_1^2 - \left(\frac{l_1^2}{2a} - \frac{l_2^2}{2a} + \frac{a}{2} \right)^2}. \quad (5)$$

Якобиан для системы (5)

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial x_K}{\partial l_1} & \frac{\partial x_K}{\partial l_2} \\ \frac{\partial y_K}{\partial l_1} & \frac{\partial y_K}{\partial l_2} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{l_1}{a} & -\frac{l_2}{a} \\ l_1 - \frac{l_1}{a} \left(\frac{l_1^2}{2a} - \frac{l_2^2}{2a} + \frac{a}{2} \right) & \frac{l_2}{a} \left(\frac{l_1^2}{2a} - \frac{l_2^2}{2a} + \frac{a}{2} \right) \end{vmatrix} =$$

$$= \frac{l_1 l_2}{a \sqrt{l_1^2 - \left(\frac{l_1^2}{2a} - \frac{l_2^2}{2a} + \frac{a}{2} \right)^2}}. \quad (6)$$

Из равенства

$$\frac{l_1 \cdot l_2}{a \sqrt{l_1^2 - \left(\frac{l_1^2}{2a} - \frac{l_2^2}{2a} + \frac{a}{2} \right)^2}} = 0$$

следует, что в особых положениях у исследуемого механизма либо длина штанги АК $l_1 = 0, l_2 = a, x_K = y_K = 0$ (рис. 4, а), либо длина штанги ВК $l_2 = 0, l_1 = a, x_K = a, y_K = 0$ (рис. 4, б).

В результате расчетов при решении прямой задачи геометрического анализа был найден один вариант особых положений двухкоординатного исполнительного механизма с параллельными приводами, а при решении обратной задачи геометрического анализа – другой вариант. Это связано с тем, что в первом случае входными координатами данного механизма являются координаты ползунов А и В – x_A и x_B , выходными координатами – координаты шарнира К – x_K и y_K , а во втором случае – наоборот.

Проведем исследование особых положений другого двухкоординатного исполнительного механизма с параллельной кинематической структурой (рис. 3).

При решении обратной задачи геометрического анализа исследуемого механизма функции положения примут вид:

$$\begin{aligned}
 l_1 &= \sqrt{x_K^2 + y_K^2}; \\
 l_2 &= \sqrt{(a - x_K)^2 + y_K^2}.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

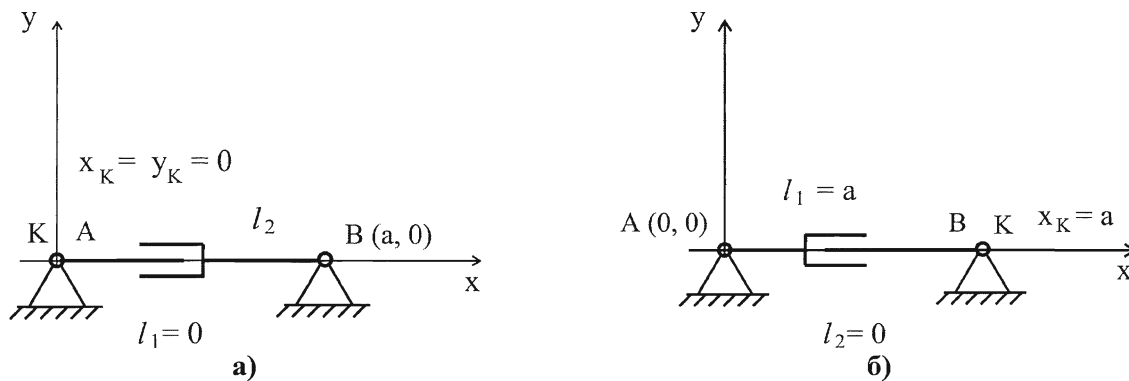


Рис. 4. Особые положения двухкоординатного исполнительного механизма

Якобиан для системы (8)

$$\begin{aligned}
 J &= \begin{vmatrix} \frac{\partial l_1}{\partial x_K} & \frac{\partial l_2}{\partial y_K} \\ \frac{\partial l_1}{\partial x_K} & \frac{\partial l_2}{\partial y_K} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{x_K}{\sqrt{x_K^2 + y_K^2}} & \frac{x_K - a}{\sqrt{(a - x_K)^2 + y_K^2}} \\ \frac{y_K}{\sqrt{x_K^2 + y_K^2}} & \frac{y_K}{\sqrt{(a - x_K)^2 + y_K^2}} \end{vmatrix} = \\
 &= \frac{y_K a}{\sqrt{(x_K^2 + y_K^2)((a - x_K)^2 + y_K^2)}}.
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Из равенства

$$\frac{y_K a}{\sqrt{(x_K^2 + y_K^2)}\sqrt{(a - x_K)^2 + y_K^2}} = 0$$

следует, что в особом положении $y_K = 0$ точки А, В и К находятся на одной прямой (рис. 5, а-в).

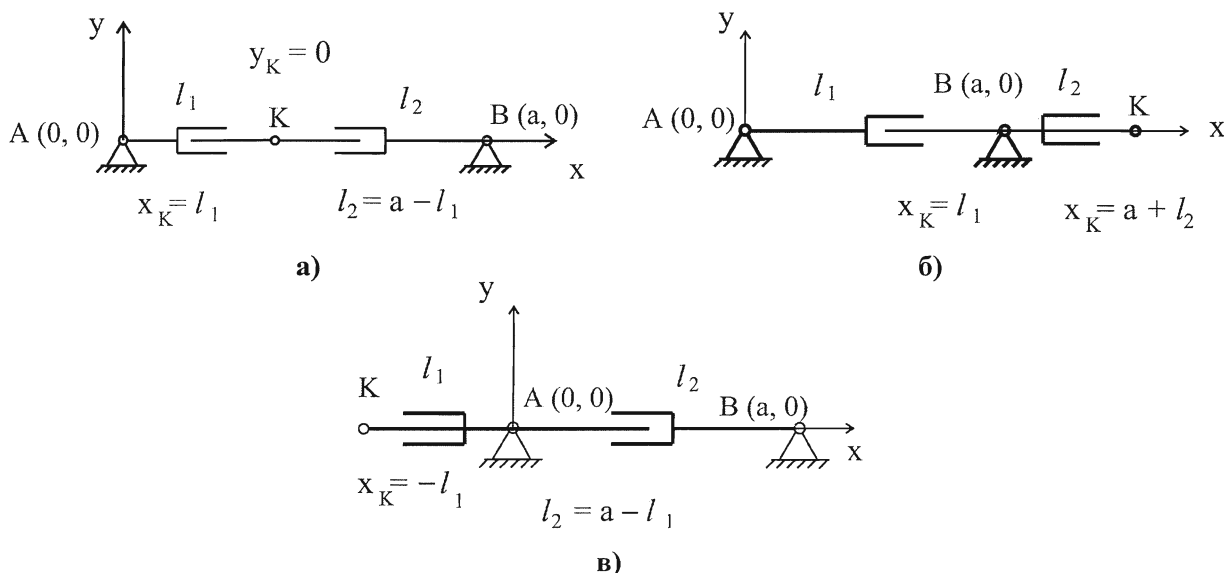


Рис. 5. Особые положения двухкоординатного исполнительного механизма с переменными длинами штанг

Расчет и конструирование

В более сложных случаях функции положения определяются в неявном виде [6]. Так, когда переменная y , являющаяся по смыслу задачи функцией аргументов x_1, x_2, \dots, x_n , задается посредством функционального уравнения

$$F(y, x_1, x_2, \dots, x_n) = 0, \quad (9)$$

говорят, что y как функция аргументов x_1, x_2, \dots, x_n задана неявно [2]. Для m функций (при $m = n$) F_1, F_2, \dots, F_m можно составить определитель Якоби (якобиан):

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial y_1} & \frac{\partial F_1}{\partial y_2} & \dots & \frac{\partial F_1}{\partial y_m} \\ \frac{\partial F_2}{\partial y_1} & \frac{\partial F_2}{\partial y_2} & \dots & \frac{\partial F_2}{\partial y_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial F_m}{\partial y_1} & \frac{\partial F_m}{\partial y_2} & \dots & \frac{\partial F_m}{\partial y_m} \end{vmatrix}.$$

Функции положения в неявном виде для двухкоординатного исполнительного механизма с переменными длинами штанг (рис. 3) имеют вид:

$$F_1 = x_K^2 + y_K^2 - l_1^2 = 0; \quad (10)$$

$$F_2 = (a - x_K)^2 + y_K^2 - l_2^2 = 0.$$

При решении прямой задачи геометрического анализа (при задании функции положения в неявном виде) определитель Якоби для системы (10)

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial l_1} & \frac{\partial F_1}{\partial l_2} \\ \frac{\partial F_2}{\partial l_1} & \frac{\partial F_2}{\partial l_2} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -2l_1 & 0 \\ 0 & -2l_2 \end{vmatrix}. \quad (11)$$

Приравняв определитель (11) нулю, получим

$$4l_1 l_2 = 0. \quad (12)$$

Чтобы найти координаты, соответствующие особому положению согласно [3], нужно выражение (12) объединить с одним из уравнений системы (10) и найти их совместное решение.

В результате исследований получим следующие варианты особых положений двухкоординатного исполнительного механизма с параллельными приводами:

- 1) длина штанги АК $l_1 = 0, l_2 = a, x_K = y_K = 0$ (см. рис. 4, а);
- 2) длина штанги ВК $l_2 = 0, l_1 = a, x_K = a, y_K = 0$ (см. рис. 4, б).

При решении обратной задачи геометрического анализа исследуемого механизма определитель Якоби для системы (10) (при задании функции положения в неявном виде) имеет вид

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x_K} & \frac{\partial F_1}{\partial y_K} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x_K} & \frac{\partial F_2}{\partial y_K} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2x_K & 2y_K \\ 2(x_K - a) & 2y_K \end{vmatrix} = 4y_K a. \quad (13)$$

Приравняв определитель (14) нулю, получим

$$4y_K a = 0. \quad (14)$$

Найдем координаты, соответствующие особому положению. Согласно [3] нужно выражение (14) объединить с одним из уравнений системы (10) и найти их совместное решение.

В результате исследований получили следующие варианты особых положений двухкоординатного исполнительного механизма с параллельными приводами: $y_K = 0, x_K = \pm l_1, x_K = a \pm l_2$, точки А, В и К находятся на одной прямой (см. рис. 5, а–в).

В результате исследований получили особые положения двухкоординатных исполнительных механизмов с параллельными приводами. Как следует из изложенного выше, процесс вычисления является сложным для рассмотренных простейших случаев. Однако для управления такими механизмами необходимо знать их особые положения, так как в этих положениях теряет-

ся управляемость механизмов и имеют место неблагоприятные условия для передачи сил и моментов [1, 4–6].

Поэтому варианты особых положений механизма с параллельными приводами можно найти по следующему алгоритму:

- 1) составить функции положения в явном или неявном виде по кинематической схеме механизма;
- 2) определить якобианы при решении прямой и обратной задач геометрического анализа и приравнять их нулю;
- 3) найти координаты, соответствующие особому положению.

Литература

1. Глазунов, В.А. *Пространственные механизмы параллельной структуры* / В.А. Глазунов, А.Ш. Колисков, А.Р. Крайнев. – М.: Наука, 1991. – 95 с.
2. Ильин, В. А. *Основы математического анализа: учебник для вузов: в 2 ч.* / В.А. Ильин, Э.Г. Позняк. – 7-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – Ч. 1. – 648 с.
3. Лунев, В.В. *Особые многообразия плоских и пространственных механизмов с несколькими степенями свободы* / В.В. Лунев, С.Ю. Мисюрин // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 1993. – № 1. – С. 102–109.
4. *Механика машин: учебное пособие для вузов* / И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский и др.; под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
5. Тверской, М.М. *Станок с параллельными приводами координатных перемещений рабочего органа* / М.М. Тверской // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2007. – Вып. 9. – № 11 (83). – С. 61–66.
6. *Теория механизмов и машин: учебное пособие для студентов высших учебных заведений* / М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов, А.В. Слоущ. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 560 с.

Поступила в редакцию 10 сентября 2009 г.

Сюськина Юлия Львовна. Ассистент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – использование технологического оборудования с параллельными приводами рабочего органа для повышения качества изделий.

Syuskina Julia Lvovna. Assistant of the Automation of the Mechanical Assembly Production department of South Ural State University. Professional interest – use of technological equipment with parallel drives of operating element in order to increase the product quality.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ НА ЖЕСТКОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ, ПОСТРОЕННОГО НА ОСНОВЕ МЕХАНИЗМОВ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ

В.А. Смирнов, Е.Ю. Сулацкая

INFLUENCE OF DESIGN PHILOSOPHY UPON RIGIDITY OF EQUIPMENT CONSTRUCTED ON THE BASIS OF MACHINERY WITH PARALLEL TRANSMISSION ROUTES

V.A. Smirnov, E.Y. Sulatskaya

Рассмотрено влияние конструктивных особенностей на жесткость механизма с параллельными кинематическими цепями с шестью степенями. Показано, что наибольшая жесткость соответствует механизму со сдвоенными шарнирами.

Ключевые слова: механизм с параллельными кинематическими цепями, жесткость.

The article considers the influence of design philosophy upon rigidity of mechanism with parallel transmission routes with 6 degrees. It is shown that the maximal rigidity corresponds to the mechanism with coupled joints.

Keywords: mechanism with parallel transmission routes, rigidity.

Конструкции незамкнутого типа, применяемые при построении традиционного технологического оборудования, имеют малую удельную жесткость и, следовательно, неудовлетворительные динамические характеристики [1]. Данных недостатков могут быть лишены механизмы, построенные на основе замкнутых кинематических цепей. К таким механизмам относятся механизмы с параллельными кинематическими цепями (далее МПКЦ). К достоинствам данного типа оборудования, помимо достижения высокой удельной жесткости конструкции, можно отнести возможность достижения шести степеней свободы, высокую точность, малую металлоемкость. Первая конструкция шестистепенного МПКЦ появилась в 40-е годы XX века. На выставке в Чикаго в 1994 г. компанией Giddings & Levis была представлена первая технологическая машина, построенная на основе МПКЦ.

Расчеты, оценивающие жесткость конструкции оборудования, построенного с использованием МПКЦ, необходимы как на этапе кинематического синтеза МПКЦ, так и на этапе детальной проработки элементов конструкции. На этапе кинематического синтеза можно проанализировать влияние основных геометрических размеров на жесткость механизма в целом, а также сравнить несколько кинематических схем по жесткости.

Расчеты, необходимые для проектирования сложного оборудования, с достаточной точностью могут быть выполнены только с использованием высокопроизводительных численных методов расчета, реализованных в таких программных продуктах как ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, COSMOS и др., основанных на методе конечных элементов.

Рассмотрим влияние расположения шарниров основания и платформы на жесткость МПКЦ (рис. 1). МПКЦ представляет собой платформу 1, соединенную посредством шести штанг 2 переменной длины с основанием 3. Соединение основания со штангами осуществляется при помощи кардановых шарниров 4, а с подвижной платформой – с помощью сферических шарниров 5. Штанги в таком МПКЦ испытывают только нагрузки в продольном направлении, т. е. работают только на растяжение-сжатие, изгибные напряжения в них отсутствуют.

Расчет жесткости был проведен в пакете ANSYS. В качестве элемента, используемого для моделирования штанг, был использован элемент LINK8.

Элемент LINK8 – трехмерный стержень (элемент фермы). Он может использоваться в различных инженерных задачах: при моделировании ферм, провисающего кабеля, связи, упругого элемента (пружины) и т. п. Трехмерный (3D) элемент стержня имеет одну ось, может воспри-

нимать растяжение и сжатие и имеет три степени свободы в каждом узле – перемещения в направлении осей X, Y и Z узловой системы координат. Как стержневой элемент он не имеет свойств изгиба, имеет свойства пластичности, ползучести, радиационного набухания, увеличения жесткости при наличии нагрузок и больших перемещений.

Расчетная конечно-элементная (КЭ) модель механизма, используемая для кинематического синтеза, представлена на рис. 2. Расчет проведен для механизма в положении, при котором платформа горизонтальна, все длины штанг равны и лежат в диапазоне $L_{\min} \leq L_i \leq L_{\max}$ ($i=1...6$). Тестовая сила приложена к центру нижней грани платформы в плоскости, параллельной OXY. Величина и направление прикладываемой силы неизменны.

Таблица демонстрирует относительные (в процентах от минимального значения) смещения точки приложения силы в направлении действия силы в зависимости от углового расположения шарниров платформы. За 100% принято смещение платформы, полученное для МПКЦ, угловые координаты шарниров платформы которого $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$, $\beta_3 = \beta_4 = 150^\circ$, $\beta_5 = \beta_6 = 270^\circ$. Угловые координаты α_i шарниров основания A_i приняты следующими: $\alpha_1 = 0^\circ$, $\alpha_2 = 60^\circ$, $\alpha_3 = 120^\circ$, $\alpha_4 = 180^\circ$, $\alpha_5 = 240^\circ$, $\alpha_6 = 300^\circ$.

Из таблицы видно, что по мере попарного сближения шарниров платформы смещение центра платформы уменьшается, следовательно, жесткость конструкции в выбранном направлении увеличивается; максимальное значение жесткости наблюдается при попарном совмещении шарниров (рис. 3, а).

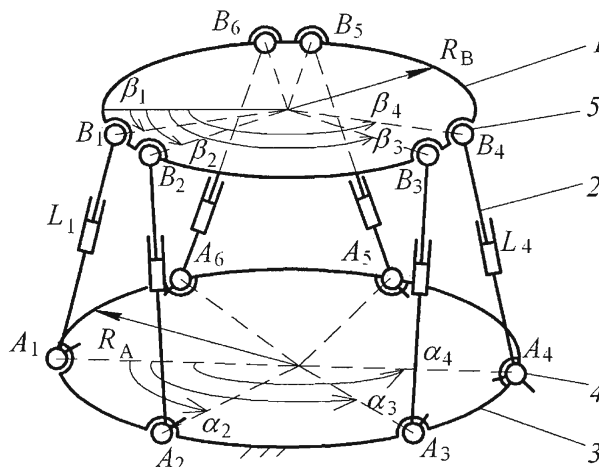


Рис. 1. Механизм типа 6-UPS и его конструктивные параметры

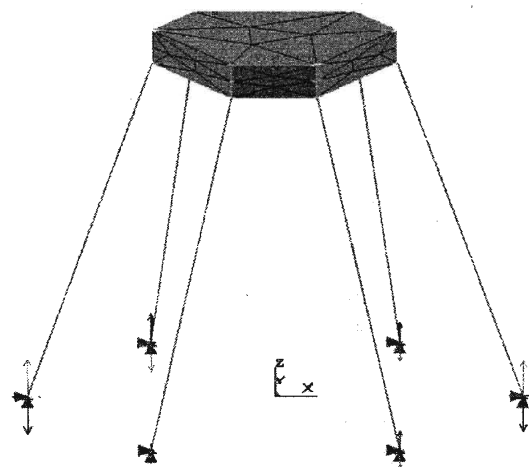
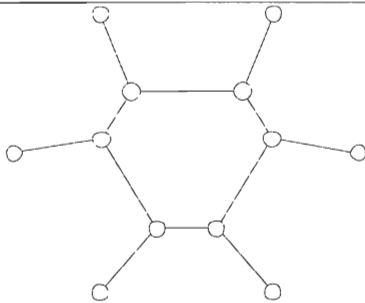
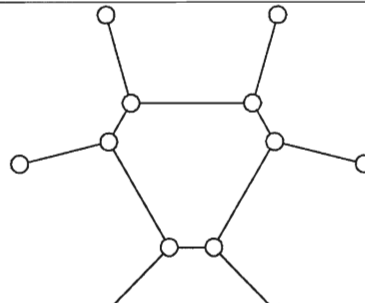
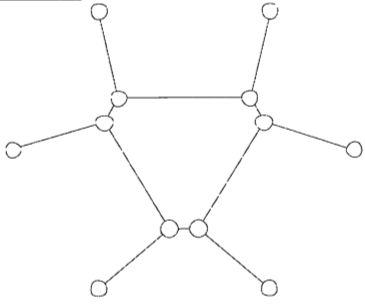
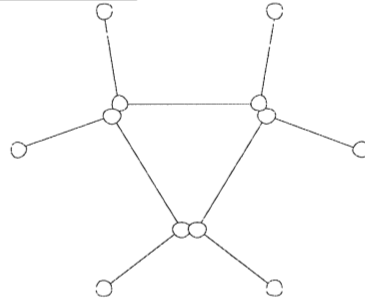


Рис. 2. КЭ-модель механизм типа 6-UPS

Влияние углового расположения шарниров платформы на смещение точки приложения силы

	$\beta_1 = 1^\circ$		$\beta_1 = 5^\circ$
	$\beta_2 = 59^\circ$		$\beta_2 = 55^\circ$
	$\beta_3 = 121^\circ$		$\beta_3 = 125^\circ$
	$\beta_4 = 179^\circ$		$\beta_4 = 175^\circ$
	$\beta_5 = 241^\circ$		$\beta_5 = 245^\circ$
	$\beta_6 = 299^\circ$		$\beta_6 = 295^\circ$

<p>3</p>  <p>4,40%</p>	<p>82</p>	$\beta_1 = 10^\circ$	<p>4</p>  <p>360,61%</p>	$\beta_1 = 15^\circ$
		$\beta_2 = 50^\circ$		$\beta_2 = 45^\circ$
		$\beta_3 = 130^\circ$		$\beta_3 = 135^\circ$
		$\beta_4 = 170^\circ$		$\beta_4 = 165^\circ$
		$\beta_5 = 250^\circ$		$\beta_5 = 255^\circ$
		$\beta_6 = 290^\circ$		$\beta_6 = 285^\circ$
<p>5</p>  <p>200,54%</p>	<p>82</p>	$\beta_1 = 20^\circ$	<p>6</p>  <p>130,02%</p>	$\beta_1 = 25^\circ$
		$\beta_2 = 40^\circ$		$\beta_2 = 35^\circ$
		$\beta_3 = 140^\circ$		$\beta_3 = 145^\circ$
		$\beta_4 = 160^\circ$		$\beta_4 = 155^\circ$
		$\beta_5 = 260^\circ$		$\beta_5 = 265^\circ$
		$\beta_6 = 280^\circ$		$\beta_6 = 275^\circ$

Моделирование влияния угловых координат α_i шарниров основания A_i на жесткость конструкции показало аналогичные результаты. Анализ проводился для МПКЦ, угловые координаты β_i шарниров платформы B_i которого приняты следующими: $\beta_1 = 0^\circ$, $\beta_2 = 60^\circ$, $\beta_3 = 120^\circ$, $\beta_4 = 180^\circ$, $\beta_5 = 240^\circ$, $\beta_6 = 300^\circ$. Шарниры основания A_i сближались попарно с интервалом 5° .

Жесткость конструкции резко снижается при приближении к положению, при котором угловые координаты шарниров $\alpha_1 = \beta_1 = 0^\circ$, $\alpha_2 = \beta_2 = 60^\circ$, $\alpha_3 = \beta_3 = 120^\circ$, $\alpha_4 = \beta_4 = 180^\circ$, $\alpha_5 = \beta_5 = 240^\circ$, $\alpha_6 = \beta_6 = 300^\circ$ (вариант 1). Это объясняется наличием особого положения, возникающего, когда платформа горизонтальна, длины всех штанг одинаковы и штанги лежат на прямых, сходящихся в одной точке [2].

Аналогичные качественные результаты получены при изменении направления тестовой силы F . Точка приложения силы остается неизменной.

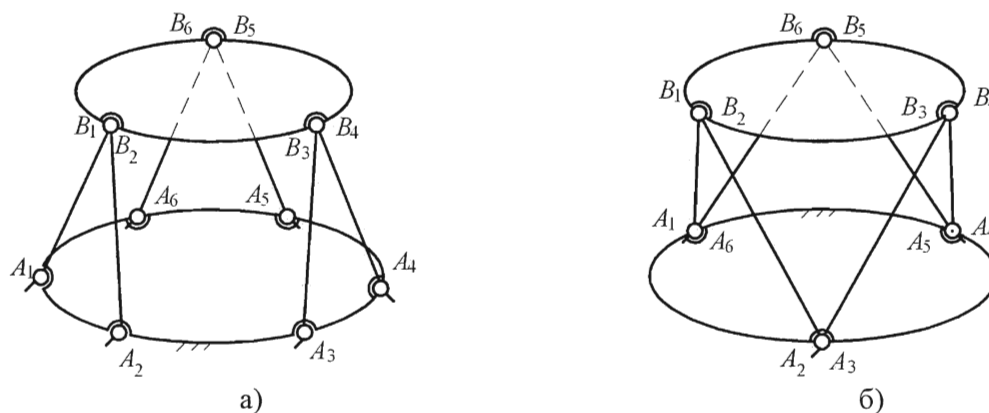


Рис. 3. МПКЦ с различным положением шарниров

Максимальная жесткость соответствует механизму со сдвоенными шарнирами, как показано на рис. 3, б. Однако создание оборудования по данной схеме является практически не достижимым из-за трудностей проектирования сдвоенных шарниров. По сути сдвоенный шарнир представляет собой несколько тел, имеющих 2 или 3 степени свободы и способных вращаться вокруг одной точки (рис. 4, а). Создание такой конструкции шарнира сопряжено не только с конструкторскими, но и с технологическими сложностями. Жесткость и углы качания такого шарнира будут значительно снижены по сравнению с традиционным исполнением.



Рис. 4. Конструкции сферических шарниров

Рациональным является конструкция механизма, шарнирные узлы которой попарно сдвинуты на расстояние, обеспечивающее их раздельное размещение на платформе или основании (рис. 4, б). Такое размещение шарниров платформы может соответствовать 5- и 6-му вариантам таблицы.

Литература

1. Хант, К. Кинематические структуры манипуляторов с параллельным приводом / К. Хант // *Конструирование*. – 1983. – № 4. – С. 201–210.
2. *Манипуляционные системы роботов* / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др.; под общ. ред. А.И. Корендясева. – М.: Машиностроение, 1989. – 472 с.

Поступила в редакцию 15 сентября 2009 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. Candidate of engineering science, associate professor at the Mechanical Assembly Production department of South Ural State University. Professional interests – modern methods of control of manufacturing equipments.

Сулацкая Елена Юрьевна. Инженер кафедры «Автоматизация механосборочного производства». Область научных интересов – анализ и синтез оборудования на основе механизмов с параллельной кинематикой.

Sulatskaya Elena Yurievna. Engineer at the Mechanical Assembly Production department of South Ural State University. Professional interests – analysis and synthesis of equipment on the base of machinery with parallel kinematics.

СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО СОПРЯЖЕНИЯ «ИГЛА–КОРПУС» РАСПЫЛИТЕЛЯ

В.Е. Лазарев, Г.В. Ломакин, Е.А.Лазарев

DECREASING OF THERMAL AND HYDRODYNAMIC STRESS LOADING DIRECTING INTERFACE "NEEDLE–CASE" OF SPRAY

V. E. Lazarev, G.V. Lomakin, E.A. Lazarev

С помощью компьютерного твердотельного трехмерного конечно-элементного моделирования определено тепловое состояние направляющего прецизионного сопряжения иглы и корпуса распылителя топлива в дизеле. Совершенствование конструкции распылителя типа DLA, обладающего жестким корпусом и относительно короткой иглой, для реализации повышенных давлений впрыскивания топлива достигается изменением геометрических параметров иглы и использованием элементов локального охлаждения.

Ключевые слова: топливная аппаратура, прецизионное сопряжение иглы и корпуса распылителя.

By means of computer solid-state three-dimensional finite-element modeling the thermal condition of directing precision interface of a needle and the case of spray is certain. Perfection of spray of type DLA design possessing the rigid case and concerning a short needle, for realization raised (up to 200 MPa) pressure of fuel injection is reached by changing of geometrical parameters of a needle and use age of local cooling elements. The expediency of modifying of directing interface to preservation of overall dimensions of the case of spray is proved.

Keywords: fuel equipment, precision interface of a needle and the case of spray.

Направляющее прецизионное сопряжение является элементом распылителя форсунки дизеля, определяющим гидравлическую плотность, подвижность и устойчивость иглы при перемещении ее в корпусе. Запирающее прецизионное сопряжение выполняет функцию герметизации гидравлического тракта распылителя и топливной магистрали высокого давления в целом, отделяя их от внутрицилиндрового пространства. Работоспособность и ресурс прецизионных сопряжений распылителя форсунки в дизеле определяются особенностями теплового (температурой рабочих газов в цилиндре), гидродинамического (давлением топлива) и механического (пружиной форсунки) нагружений, обуславливающих изнашивание контактных поверхностей. Опыт эксплуатации отечественных дизелей свидетельствует, что до 75 % вышедших из строя распылителей имеют потерю гидравлической плотности вследствие преждевременного достижения предельного износа прецизионных сопряжений. Механические, температурные, монтажные деформации и повышенный износ вызывают нарушение соосности иглы и отверстия в корпусе и, как следствие, неустойчивое положение иглы распылителя, обусловленное появлением в направляющем сопряжении неуравновешенной радиальной силы N давления топлива. Эта сила, действуя в направляющем прецизионном сопряжении на иглу, вызывает непосредственный контакт поверхности иглы с поверхностью корпуса, износ которых вызван упругопластическим деформированием при трении. Повышение температуры распылителя сопровождается уменьшением зазора и утечек в направляющем прецизионном сопряжении вследствие неравномерного теплового расширения иглы и корпуса. Это приводит к увеличению давления впрыскивания топлива и площади его воздействия вследствие изменения геометрических параметров иглы при тепловом расширении. В итоге дополнительно (на 16 %) повышается радиальная сила давления топлива, действующая на иглу, при увеличении температуры сопряжения на 60 % [1]. Очевидно, что уменьшение темпера-

туры направляющего прецизионного сопряжения способствует снижению его гидродинамической нагруженности. В автотракторных дизелях применяются распылители форсунок с коротким (типа DLA) и удлиненным (типа DLLA) корпусами (по классификации фирмы Bosch).

Отличительными особенностями конструкции распылителей типа DLLA являются удаленное расположение направляющего прецизионного сопряжения от огневой поверхности головки блока цилиндров и уменьшенный диаметр выступающей части корпуса с целью снижения тепловоспринимающей поверхности. Такое расположение направляющего прецизионного сопряжения и изменение геометрии корпуса преследуют цель снижения тепловой нагруженности для повышения ресурса. Конструкция распылителей типа DLLA обладает рядом недостатков. Так, существенное снижение жесткости удлиненной выступающей части приводит к появлению трещин и уменьшению прочности корпуса, особенно в связи с тенденцией повышения давления впрыскивания топлива. Удлинение иглы усложняет технологию изготовления распылителя, а также затрудняет обеспечение надежной работы запирающего прецизионного сопряжения вследствие возможного перекоса иглы при движении. Уменьшение диаметра выступающей части корпуса вопреки ожиданиям не сопровождается радикальным снижением температуры в области распыливающих отверстий, а следовательно, не решает проблемы коксования топлива в них. Кроме того, уменьшение диаметра выступающей части корпуса затрудняет размещение повышенного числа распыливающих отверстий распылителя, что необходимо, например, при реализации наддува в дизелях с объемным способом смесеобразования.

Указанные недостатки конструкции удлиненного распылителя определяют необходимость совершенствования конструкции распылителя типа DLA, обладающего значительно более жестким коротким корпусом и относительно короткой иглой (рис. 1, а). Анализ конструкции распылителей типа DLA свидетельствует о наличии резервов в ее совершенствовании изменением геометрических параметров иглы и использованием элементов локального охлаждения. С учетом вышеизложенного для реализации повышенных давлений впрыскивания топлива в дизелях высокого форсирования авторами разработана оригинальная конструкция опытного распылителя типа DLA с модифицированными иглой и гидравлическим трактом корпуса (рис. 1, б).

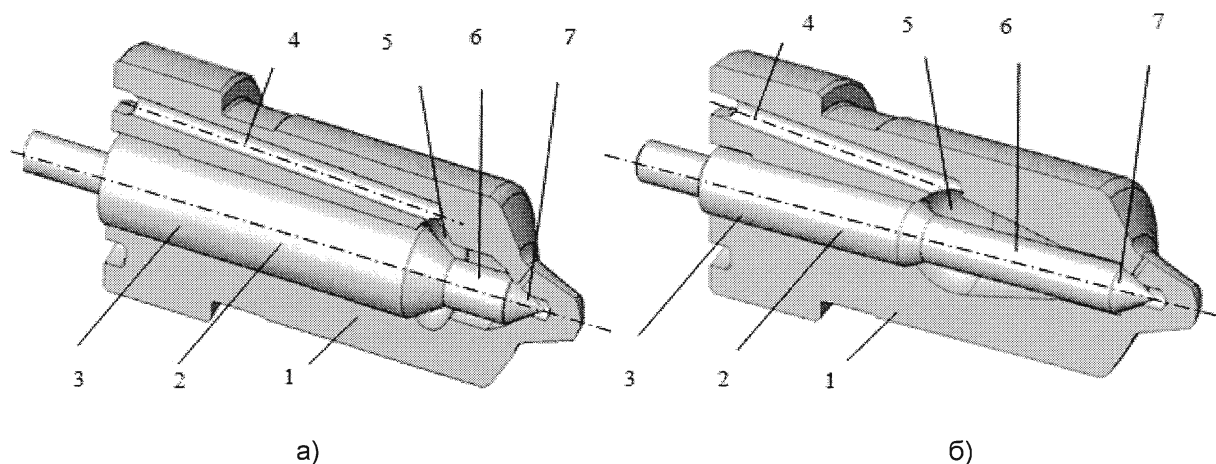


Рис. 1. Штатный (а) и опытный (б) распылители типа DLA: 1 – корпус, 2 – игла, 3 – направляющее сопряжение, 4 – каналы в корпусе, 5 – полость корпуса, 6 – стержень иглы, 7 – запирающее сопряжение

Разработанная конструкция опытного распылителя типа DLA для высокофорсированных дизелей предусматривает при сохранении габаритных размеров корпуса реализацию следующих конструктивных решений.

1. Уменьшение длины с 18 мм до 12 мм и диаметра с 6 мм до 4,5 мм направляющего сопряжения 3 иглы 2 и соответственно удаление его от огневой поверхности головки цилиндров способствует снижению радиальной силы в сопряжении.

2. Увеличение диаметра стержня 6 иглы для сохранения ее жесткости.

3. Развитие охлаждающей полости 5 в корпусе.

4. Уменьшение хода иглы 2 с 0,45 мм до 0,30 мм для снижения пути трения в сопряжении.

Расчет и конструирование

5. Увеличение числа топливоподводящих каналов с 4 до 5–6 для интенсификации локального охлаждения корпуса распылителя.

Изменение геометрических параметров иглы снижением радиальной силы в направляющем сопряжении уменьшает почти в 1,5 раза ее массу. Уменьшение массы иглы снижает ударную нагрузку на запирающее сопряжение 7, что положительно скажется на работоспособности последнего. Особенностью конструкции рассматриваемого распылителя является развитие системы внутреннего охлаждения с локализацией охлаждающих полостей в области направляющего прецизионного сопряжения при сохранении жесткости корпуса, позволяющей выдерживать высокий уровень давления впрыскивания топлива. Увеличение при этом тепловоспринимающей поверхности полости интенсифицирует отвод теплоты от иглы и корпуса распылителя в топливо, циркулирующее в полости охлаждения при впрыскивании.

Для оценки эффективности конструктивных решений по совершенствованию элементов распылителя типа DLA, широко распространенного в транспортных (тракторных и специального назначения) дизелях повышенной размерности 15/16, 15/18 и 15/20,5, выполнен сравнительный расчетный анализ температурного состояния штатного (производства ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК») и опытного распылителей типа DLA. В этих целях осуществлено компьютерное твердотельное трехмерное моделирование с последующим созданием конечно-элементных моделей исследуемых распылителей. Анализ температурного состояния распылителей выполнялся с использованием конечно-элементного моделирования в программном комплексе ANSYS с учетом граничных условий, определенных по методике, предложенной в работе [2]. Опытный распылитель представляет собой распылитель повышенной эффективности с реализацией основных конструктивных изменений, перечисленных выше по пунктам 1–4.

Результаты конечно-элементного анализа температурного состояния исследуемых распылителей, представленных на рис. 2, свидетельствуют о том, что уменьшение диаметра с 6 мм до 4,5 мм, длины с 18 мм до 12 мм направляющей иглы и развитие охлаждающей полости обеспечивают снижение тепловой и гидродинамической нагруженности направляющего сопряжения. При этом существенно снижается радиальная сила N в направляющем сопряжении, определенная расчетом по известному уравнению Т. Башты [3], во всем исследуемом диапазоне изменения среднего эффективного давления P_e дизеля (рис. 3, а).

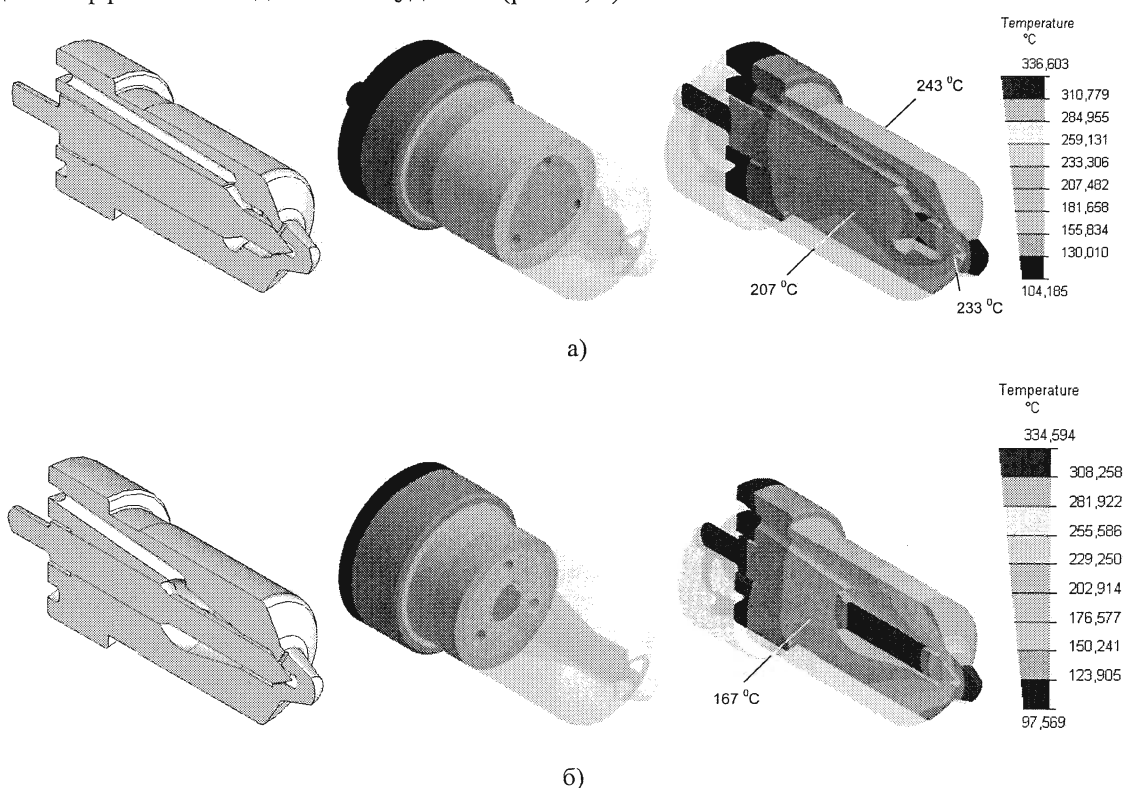


Рис. 2. Твердотельные модели и температурное состояние распылителей: штатного (а) и опытного (б) с модифицированными иглой и гидравлическим трактом корпуса в дизеле 4ЧН15/20,5 ($P_e = 0,90$ МПа, $n = 1250$ мин⁻¹)

На поверхности корпуса штатного распылителя выделяется протяженная зона с температурой в среднем 243 °С (рис. 2, а). Наибольшая температура (207 °С) на поверхности направляющего сопряжения распылителя наблюдается на расстоянии от входа в зазор, равном его диаметру. Максимальная температура запирающего сопряжения составляет в среднем по поверхности 233 °С. Характер распределения теплового потока обусловлен размерами и расположением сопряжения, числом наклонных топливоподводящих каналов и размерами полости охлаждения в корпусе. Уменьшение диаметра и длины направляющей иглы, развитие охлаждающей полости в корпусе приводят к снижению температуры направляющего сопряжения опытного распылителя в среднем по поверхности на 40 °С. Температура поверхности запирающего сопряжения опытного распылителя в сравнении со штатным распылителем при этом изменяется незначительно.

Изменение геометрических параметров иглы и размеров полости охлаждения позволит воздействовать на температуру направляющего сопряжения, а уменьшение температуры запирающего сопряжения можно обеспечить тепловой защитой, например, заградительным экранированием [4] корпуса распылителя (рис. 3, б). Это сделает возможным сохранить температуру запирающего прецизионного сопряжения не выше 145 °С, что существенно улучшит условия его работы вследствие поддержания механических свойств материала на приемлемом уровне. Увеличение диаметра стержня иглы несколько уменьшает дифференциальную площадку иглы. Это даст возможность снизить усилие затяжки пружины форсунки для обеспечения начала подъема иглы при уровне давления топлива, аналогичном таковому у штатного распылителя. Уменьшение усилия затяжки пружины форсунки и массы иглы опытного распылителя способствует снижению ударной нагрузки в запирающем прецизионном сопряжении при посадке иглы на седло и, следовательно, снижению изнашивания контактирующих поверхностей.

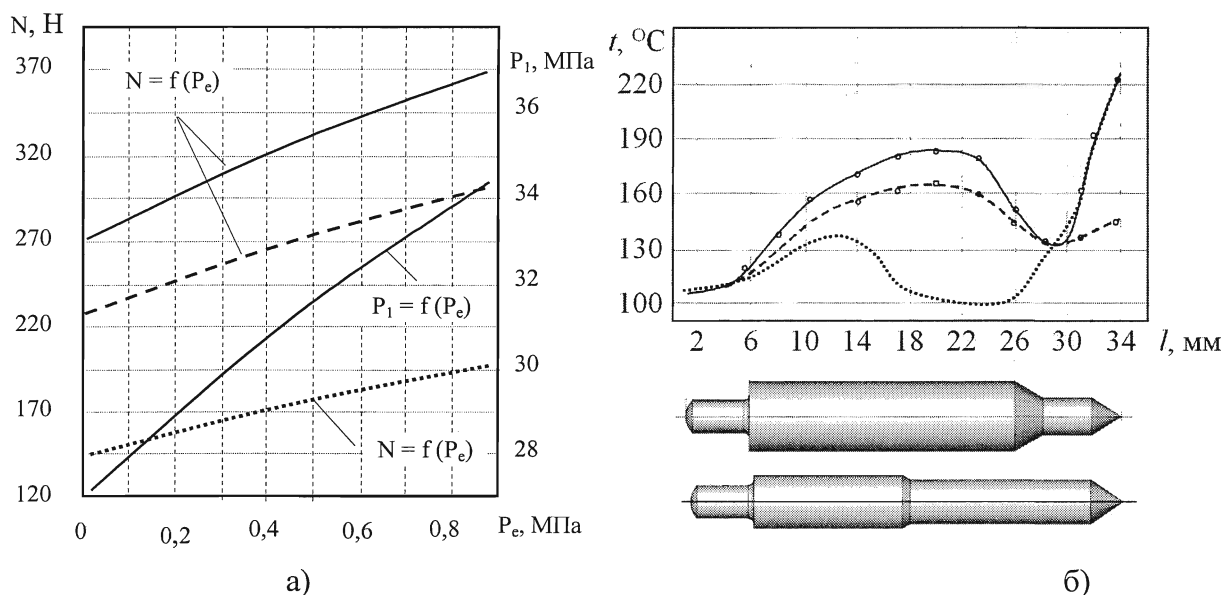


Рис. 3. Зависимость радиальной силы N , среднего давления P_1 впрыскивания топлива от нагрузки дизеля 4ЧН15/20,5 при $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ (а) и температура t игл распылителей при $P_e = 0,80 \text{ МПа}$ (б); — штатный, - - - штатный с тепловой защитой, — опытный

Использование заградительного экранирования корпуса снижает температуру направляющего прецизионного сопряжения игла–корпус в штатном распылителе на 25 °С, а запирающего прецизионного сопряжения – на 78 °С. Выполненный анализ температурного состояния опытного распылителя позволяет рекомендовать его для применения в форсированных транспортных дизелях с повышенным давлением впрыскивания топлива.

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

Литература

1. Лазарев, В.Е. Влияние температуры на радиальную силу в направляющем прецизионном сопряжении распылителя / В.Е. Лазарев // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 230–233.
2. Лазарев, В.Е. Оценка граничных условий теплообмена экранированного распылителя форсунки дизеля / В.Е. Лазарев // Автомобильная техника: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЧВВАКИУ, 1998. – Вып. 7. – С. 48–53.
3. Баишта, Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств / Т.М. Баишта. – М.: Оборонгиз, 1961. – 475 с.
4. Пат. № 2105186 РФ, МПК7 6 F 02 V 53/04. Распылитель топливopодающей форсунки дизеля / В.Е. Лазарев, А.Н. Лаврик, Е.А. Лазарев, Г.П. Мицын, В.И. Кавьяров // Открытия. Изобретения. – 1998. – Бюл. № 5.

Поступила в редакцию 10 июня 2009 г.

Лазарев Владислав Евгеньевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – снижение тепломеханической нагруженности и повышение ресурса прецизионных сопряжений элементов топливной аппаратуры дизелей.

Vladislav E. Lazarev. Candidate of engineering science, associate professor of the Internal Combustion Engines department of South Ural State University. Professional interests – decreasing of heat-mechanic load and increase of resource of precision integration of components of diesel engine fuel equipment of.

Ломакин Георгий Викторович. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – совершенствование конструкции элементов топливной аппаратуры автотракторных дизелей.

George V. Lomakin. Postgraduate student of the Internal Combustion Engines department of South Ural State University. Professional interests – construction updating of auto tractor diesel engine fuel equipment.

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. Doctor of engineering science, professor of the Internal Combustion Engines department of South Ural State University. Professional interests – perfection of working process of diesel engine fuel equipment.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОТВОДА ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В ОТСЕКЕ С ОГРАНИЧЕННЫМ ВОЗДУХООБМЕНОМ

Д.Ю.Фадеев

INCREASE OF EFFICIENCY OF HEAT-REMOVAL OF AIR-COOLED ENGINE IN A COMPARTMENT WITH LIMITED VENTILATION

D.J. Fadeev

Описана работа и конструкция системы, которая позволяет обеспечить оптимальное тепловое состояние двигателя воздушного охлаждения и тем самым повысить его надежность и экономичность.

Ключевые слова: повышение эффективности теплоотвода в двигателе внутреннего сгорания.

The article describes work and design of the system which allows providing the optimum thermal condition of air-cooled engine and thereby to raise its reliability and profitability.

Keywords: increase of efficiency of a heat-removal in engine of internal combustion.

Тепловое состояние двигателя является одним из важных факторов, обеспечивающих эффективность рабочего процесса, безотказность и долговечность его механизмов.

Перегрев приводит к тепловому расширению и потере подвижности деталей, их короблению и разрушению. При повышении температуры двигателя уменьшающееся наполнение цилиндров вызывает падение мощности, а в процессе сгорания возникают детонационные явления. Переохлаждение ухудшает смесеобразование и воспламенение топлива, приводит к росту трения и интенсификации изнашивания.

Вопросы эффективного функционирования двигателя воздушного охлаждения в отсеке с ограниченным воздухообменом частично рассматриваются в работе [3]. Однако в данной работе решение проблемы снижения тепломеханической напряженности деталей двигателя не рассматривались во взаимосвязи с затратами мощности на функционирование системы воздушного охлаждения.

В связи с тем, что на показатели работы двигателя воздушного охлаждения существенное влияние оказывает организация рабочего процесса, конструктивные особенности подвода, распределения и отвода охлаждающего воздуха, необходимо теоретическое обоснование и разработка практических мероприятий обеспечения эффективной работы двигателя в отсеке с ограниченным воздухообменом. Таким образом, очевидно противоречие между повышением уровня форсирования, экономичности двигателя, с одной стороны, и обеспечением ограничения параметров по тепловой напряженности, затрат мощности на привод вентилятора, – с другой стороны.

Решением данной проблемы может послужить разработка системы обеспечивающей стабилизацию теплового состояния двигателя воздушного охлаждения. Предлагается конструкция, состоящая из дополнительного вентилятора, электрического привода, блока управления и датчиков для измерения показателей температуры (рис. 1).

Предложенная система работает следующим образом. Во время работы двигателя на пиковых режимах, когда штатный вентилятор 5 не справляется с отводом теплоты в атмосферу, вступает в действие дополнительный вентилятор 3. Данный вентилятор установлен под определенным углом к направлению основного воздушного потока, что создает эффект турбулентности в зоне ребер головки цилиндра 1. При этом существенным образом увеличивается интенсивность

Расчет и конструирование

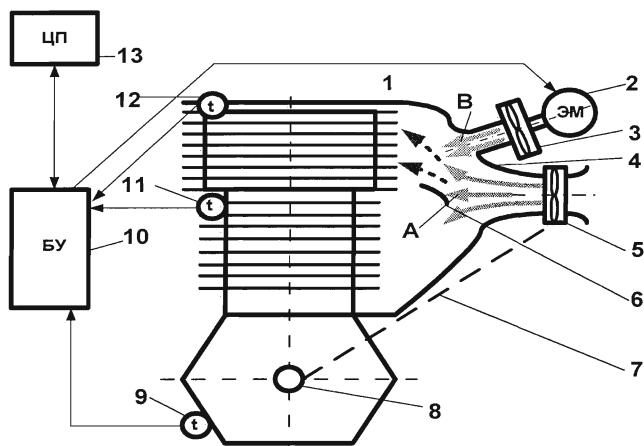


Рис. 1. Схема системы стабилизации теплового состояния двигателя воздушного охлаждения: 1 – головка цилиндра; 2 – электромотор; 3, 5 – вентиляторы; 4 – направляющий кожух; 6 – дефлектор; 7 – линия соединения с приводом; 8 – коленчатый вал; 9, 11, 12 – датчики температур; 10 – блок управления; 13 – центральный процессор

теплоотдачи от ребер к охлаждающему воздуху. Из анализа литературы [2, 3] и полученных экспериментальных данных можно сделать вывод, что для обеспечения надежной работы двигателя диапазон температур поверхностей в зоне установки датчика 12 должен лежать в пределах 180–195 °С, для датчиков 11, 9 диапазон температур составляет 85–90 °С. Причем разница температур между зонами датчика 12 и группой датчиков 11, 9 не должна превышать 95–105 °С. При увеличении данной разницы температур и происходит включение дополнительного вентилятора с помощью блока управления 10 и электромотора 2.

Существующая математическая модель [1] работы системы охлаждения двигателя не в полной мере описывает процессы теплообмена и нуждается в

корректировке. В качестве математической модели системы охлаждения принимается следующая система уравнений:

$$G_{air} = \frac{mc}{C_{cp}(T_{cp3} - T_{cp1})} \cdot \frac{dT}{dt}; \quad F_{ax} = \frac{mc}{\alpha_{cp}^{ox}(T_{cp}^{ox} - T_{cp}^e)};$$

$$f_l = \frac{mc}{C_{cp}(T_{cp3} - T_{lcp})(V_{cp1}V_u)2m} \cdot \frac{dT}{dt}; \quad N_e = \frac{mc}{C_{cp}(T_{cp3} - T_{cp1})1000\rho\eta} \cdot \frac{dT}{dt};$$

$$P = \Delta P + P_H + P_3 + Z_1, \quad N_o = \frac{G_o P_o}{1000\rho\eta_o},$$

$$\eta = \eta_r \eta_m,$$

где G_{air} – потребное количество охлаждающего воздуха, м³;

F_{ax} – поверхность охлаждения, м²;

f_l – площадь воздухораспределительного кожуха, м²;

N_e – мощность вентилятора, кВт/ч;

P – полное аэродинамическое сопротивление воздушного тракта, кПа;

N_o – мощность потока воздуха, кВт/ч;

η – полный КПД;

C_{cp} – средняя теплоемкость воздуха при постоянном давлении в интервале температур T_{cp3} и T_{cp1} , Дж/(кг К);

T_{cp3} и T_{cp1} – средняя температура воздуха на входе в межреберные каналы цилиндров и на выходе из них соответственно, К;

α_{cp}^{ox} – средний коэффициент теплоотдачи поверхности охлаждения;

T_{cp}^{ox} и T_{cp}^e – средняя температура поверхности охлаждения воздуха в межреберных каналах, К;

V_{cp1} – скорость воздуха на входе в межреберные каналы цилиндров с головками, м/с;

V_u – относительная скорость истечения воздуха из пары цилиндр–головка, м/с;

m – число ответвлений воздушного потока;

ΔP – аэродинамическое сопротивление воздушного тракта двигателя, кПа;

P_n, P_z – потери давления в воздушном тракте системы охлаждения от нагрева воздуха в трассе и от засорения межреберных каналов в процессе эксплуатации двигателя, кПа;

Z_1 – гидравлические потери, кПа.

Согласно выбранной математической модели определяются аэродинамические потери в воздухораспределительном кожухе и в целом в воздушном тракте. Кроме того, решается вопрос обеспечения равномерной раздачи воздуха на цилиндры с головками. По данной математической модели можно построить аэродинамическую характеристику системы охлаждения (рис. 2).

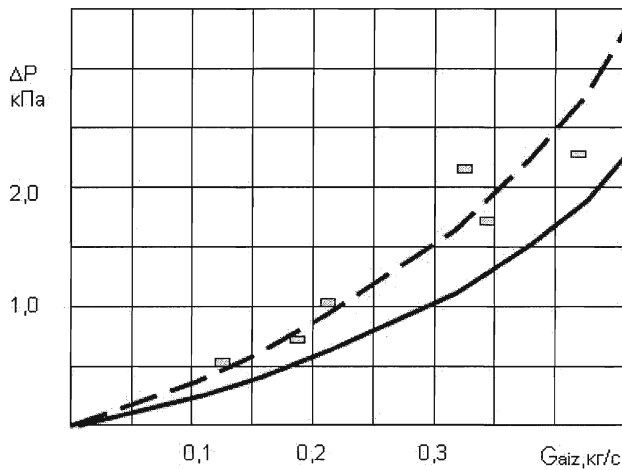


Рис. 2. Аэродинамическая характеристика воздушного тракта системы охлаждения двигателя: — — — по разработанному методу; — по методу Д.Р. Поспелова; □ – экспериментальные данные

Решение линейной системы уравнений в общем виде с получением аналитических зависимостей между интересующими нас параметрами может быть выполнено с использованием универсальных пакетов MATCAD, MATLAB.

Сравнение разницы температур масла, цилиндров и головки цилиндров позволяет проследить динамику изменения теплового состояния цилиндропоршневой группы двигателя. Это позволяет в зависимости от режима работы двигателя поддерживать требуемую величину теплоотвода по всей поверхности цилиндропоршневой группы, тем самым обеспечивать оптимальное тепловое состояние двигателя и повышать его надежность и экономичность.

Полученная аэродинамическая характеристика позволяет проводить сравнительную оценку с величинами аэродинамических потерь деталей разных двигателей, а также количественно и качественно оценивать изменения скорости потока воздуха в межреберных каналах и уточнять геометрию межреберных каналов для вновь проектируемых двигателей.

Литература

1. Александров, Н.Е. *Повышение эффективности функционирования дизеля воздушного охлаждения в отсеке с ограниченным воздухообменом: дис. ... канд. техн. наук / Н.Е. Александров. – Барнаул., 1996. – 176 с.*
2. *Двигатели внутреннего сгорания / под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2005. – 400 с.*
3. Поспелов, Д.Р. *Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением / Д.Р. Поспелов. – М.: Машиностроение, 1971. – 536 с.*

Поступила в редакцию 28 сентября 2009 г.

Фадеев Дмитрий Юрьевич. Адыюнкт кафедры «Двигатели автомобильной техники» Челябинского высшего военного автомобильного командно-инженерного училища. Область научных интересов – автоматизация двигателестроения, системы управления.

Fadeev Dmitry Jurjevich. Junior scientific assistant at the Engines of Automobile Technical Equipment department of Chelyabinsk Higher Military Automobile Command-Engineering School. Professional interests – automation of drive engineering, control systems.

Контроль и испытания

УДК 531.78.2

К МЕТОДИКЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ ИМПУЛЬСНОМУ НАГРУЖЕНИЮ

Г.М. Купершляк-Юзефович, Ю.В. Шкербин, Н.Ю. Исаева

TO THE METHOD TO DEFINE THE IMPULSE LOAD STRENGTH OF MATERIALS

G.M. Kupershlyak-Yuzefovich, Y.V. Shkerbin, N.Y. Isaeva

Приведена оригинальная методика синхронного измерения продольной силы и деформации в контрольном сечении стержня-образца при распространении упругопластической волны. По экспериментальным зависимостям напряжение–деформация–время алюминиевых сплавов и аустенитной стали выявлены два последовательных вида деформирования: упругопластическое при постоянной скорости нагружения и динамическая ползучесть при уменьшении скорости нагружения и разгрузке.

Ключевые слова: напряжение, деформация, скорость, импульсное нагружение.

An original technique of synchronous measurement of longitudinal force and deformation in the check section of model rod at elastoplastic wave transmission is presented. By experimental dependences tension-deformation-time of aluminum alloys and austenitic steel two consecutive types of deformation are defined: elastoplastic at constant speed of load and dynamic creep at loss of speed of load and unload.

Keywords: tension, deformation, speed, impulse load.

Технологии изготовления деталей машиностроительных конструкций в основном основаны на пластическом деформировании материалов. Анализ условий работы материалов в конструкциях и при изготовлении деталей показывает на необходимость учета реономных (зависящих от времени) свойств материалов. Особенно это нужно учитывать при высокоскоростных нагружениях конструкций и технологиях штамповки и сварки взрывом,ковки и штамповки на автоматах.

Одной из основных задач экспериментальной механики деформируемого твердого тела является разработка методик для определения параметров, характеризующих пластическое деформирование материала. Обычно эти параметры определяют по экспериментальной зависимости напряжение–продольная деформация при испытаниях образцов в виде цилиндрических стержней при линейном напряженном состоянии растяжения или сжатия.

При импульсном нагружении (удар, взрыв), длительность фронта которого характеризуется микросекундами, необходимо учитывать, что напряженно-деформированное состояние стержня–образца создается упругопластическими волнами. В этом случае нужно определить зоны образца, где создается линейное напряженное состояние с равномерным распределением напряжений по поперечному сечению. На фронте волны практически невозможно создать однородное состояние по продольной координате и возникает задача синхронного определения напряжения и деформации в контрольном сечении образца.

Для определения зависимости напряжение–время, синхронной с деформацией, в Южно-Уральском государственном университете разработана оригинальная методика [1].

В отличие от принятых в мировой практике методик, рассмотренных в обзорных работах [2, 3] и известных нам по публикациям в периодической печати, по этой методике впервые удалось определить напряжения в контрольном сечении образца без предположений о виде уравнения состояния исследуемого материала и условий распространения волн в системе нагружения образца.

На схеме нагружения образца и установки датчиков (рис. 1) передающий стержень T установлен на центрирующих резиновых втулках в стволе вертикальной пневмоустановки. Упругий прижим, не влияющий на распространение волны, обеспечивает контакт образца M со стержнем T .

Импульс силы $F(t)$, нагружающий систему, создается ударом бойка, скорость которого обеспечивает упругое соударение. На расстоянии от точки удара более двух диаметров в стержне распространяется волна линейного напряженного состояния [4]. В работе [5] показано, что при этом напряжения равномерно распределены по поперечному сечению стержня. Упругая волна, распространяющаяся в стержне T , при переходе границы T – M создает в образце M упругопластическую волну. В работе [1] показано, что даже при притертых плоских контактных торцах стержней T и M одинаковых диаметров D линейное напряженное состояние в образце формируется на расстоянии $x_0=0,6D$.

На основании уравнения движения элемента образца длиной dx

$$\frac{\partial F(x,t)}{\partial x} dx = \rho S(x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} dx, \quad (1)$$

сила в контрольном сечении

$$F(x_0,t) = \rho \int_{C_0 t}^{x_0} \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} S(x) dx, \quad (2)$$

где ρ и $S(x)$ – плотность и площадь поперечного сечения недеформированного стержня, $v(x,t)$ – массовая скорость, $C_0 = \sqrt{E/\rho}$ – скорость распространения упругого фронта волны, E – модуль упругости.

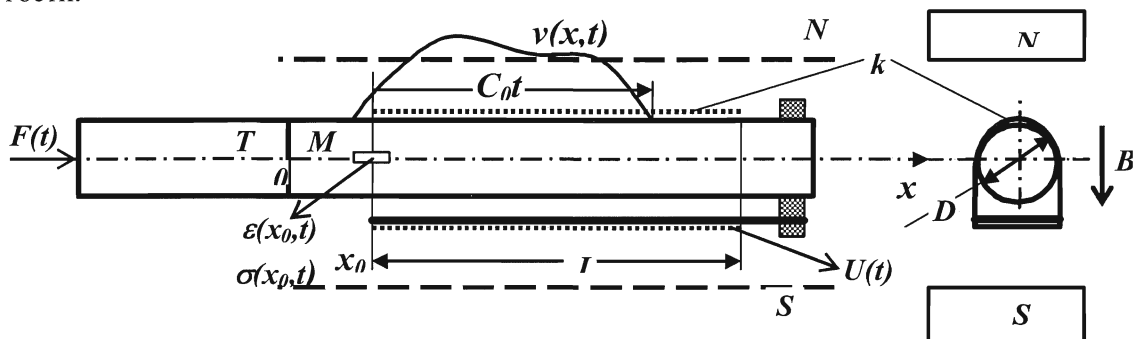


Рис. 1. Схемы нагружения образца M через стержень T импульсом силы $F(t)$ и установки датчиков для синхронного определения напряжения $\sigma(x_0,t)$ и деформации $\varepsilon(x_0,t)$ в контрольном сечении x_0

Если при изготовлении образца площадь поперечного сечения в пределах его длины выдерживается с ошибкой не более 0,5 %, то можно принять $S(x)=\text{const}$.

По правилу дифференцирования интеграла по параметру (времени) имеем

$$\frac{d}{dt} \int_{C_0 t}^{x_0} v(x,t) dx = \int_{C_0 t}^{x_0} \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} dx - v(C_0 t, t) \frac{d(C_0 t)}{dt}. \quad (3)$$

Учитывая, что $v(C_0 t, t)=0$, получим

$$F(x_0,t) = \rho S \frac{d}{dt} \int_{C_0 t}^{x_0} v(x,t) dx. \quad (4)$$

Для определения функции времени, представленной интегралом

$$J(x_0,t) = \int_{C_0 t}^{x_0} v(x,t) dx, \quad (5)$$

разработан индукционный датчик [6], показанный на рис. 1.

Начиная от контрольного сечения x_0 , на образец намотана «виток к витку» однослойная катушка тонкого медного изолированного провода. Витки катушки k охватывают стержень и консольную планку, закрепленную на свободном конце образца. Часть каждого витка, примыкающая

Контроль и испытания

к образцу, приклеена к нему и движется со скоростью $v(x,t)$ в поле постоянного магнита $N-S$. Участок, примыкающий к планке, неподвижен, а соединительные участки при движении не пересекают магнитный поток. Поэтому активная длина витка, в которой наводится ЭДС индукции, равна диаметру D образца. Длина магнита, в 1,5 раза большая длины катушки, и ширина, в 4 раза большая диаметра образца, обеспечивают равномерность магнитного поля в пределах катушки датчика не более 1 %. Для сохранения однородности магнитного поля передающий стержень и образец изготовлены из немагнитных материалов. Сигнал ЭДС индукционного датчика

$$U(t) = \frac{BDn}{L} \int_{C_0 t}^{x_0} v(x,t) dx, \quad (6)$$

где B – магнитная индукция, n и L – количество витков и длина катушки датчика.

На основании (4) и (6) сила в контрольном сечении

$$F(x_0,t) = \frac{\rho SL}{DBn} \cdot \frac{dU}{dt}, \quad (7)$$

условные напряжения

$$\sigma(x_0,t) = \frac{F(x_0,t)}{S}. \quad (8)$$

Деформацию в контрольном сечении $\varepsilon(x_0,t)$ определяют тензорезистором, база которого согласована с длиной фронта волны. Применение серийных фольговых тензорезисторов с базой 3 мм обеспечивает измерение деформаций до 5 %. В работе [7] показано, что для стержней из алюминия и стали ($C_0 \approx 5$ мм/мкс) при длительности фронта импульса силы не менее 4 мкс, динамическая ошибка такого тензорезистора при определении максимального значения деформации в точке стержня, совпадающей с центром тензорезистора, не превышает 2 %. При определении не-максимального значения деформации на фронте и спаде импульса ошибка значительно меньше.

Если поперечным тензорезистором измерить поперечную деформацию, то можно определить фактическую площадь $S(x_0,t)$ и действительные напряжения

$$\sigma_D(x_0,t) = \frac{F(x_0,t)}{S(x_0,t)}. \quad (9)$$

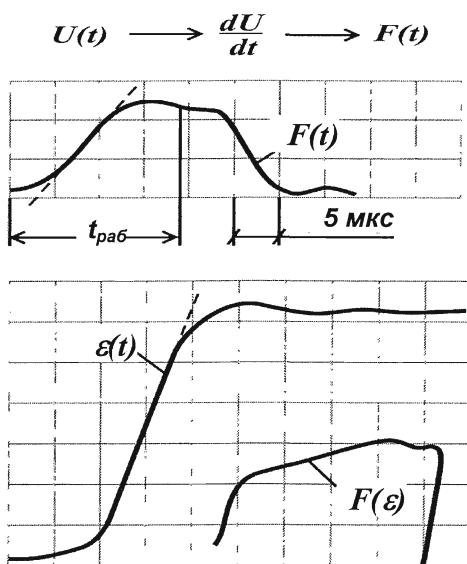


Рис. 2. Осциллограммы деформации $\varepsilon(t)$ и силы $F(t)$ в контрольном сечении образца

этих опытов $t_{раб} = 20$ мкс. Там же показана статическая диаграмма сжатия образцов того же диаметра, высотой 20 мм.

Характерные закономерности процессов нагружения и деформирования проследим по рис. 3.

На рис. 2 показаны типичные осциллограммы силы и деформации, полученные по данной методике и зарегистрированные на двух двухлучевых запоминающих аналоговых осциллографах С8-17.

Для получения сигнала $F(t)$ сигнал индукционного датчика $U(t)$ обрабатывали в дифференцирующем блоке dU/dt .

Один луч осциллографа регистрировал зависимость деформация–время $\varepsilon(x_0,t)$. Второй луч в режиме X–Y одновременно регистрировал зависимость сила–деформация $F(\varepsilon)$. Второй осциллограф регистрировал зависимость сила–время $F(x_0,t)$, которую калибровали при упругом нагружении образца по сигналу $F(x_0,t) = \varepsilon(x_0,t)ES$. Время регистрации силы ограничено длиной катушки датчика $t_{раб} = L/C_0$.

На рис. 3 приведены зависимости напряжение–деформация–время для алюминия АМц при сжатии стержней длиной 200 мм и диаметром 11,6 мм импульсами напряжений $\sigma(x_0,t)$. Передающий стержень, таких же размеров как образец изготовлен из алюминия Д16Т с пределом пропорциональности 290 МПа. Для

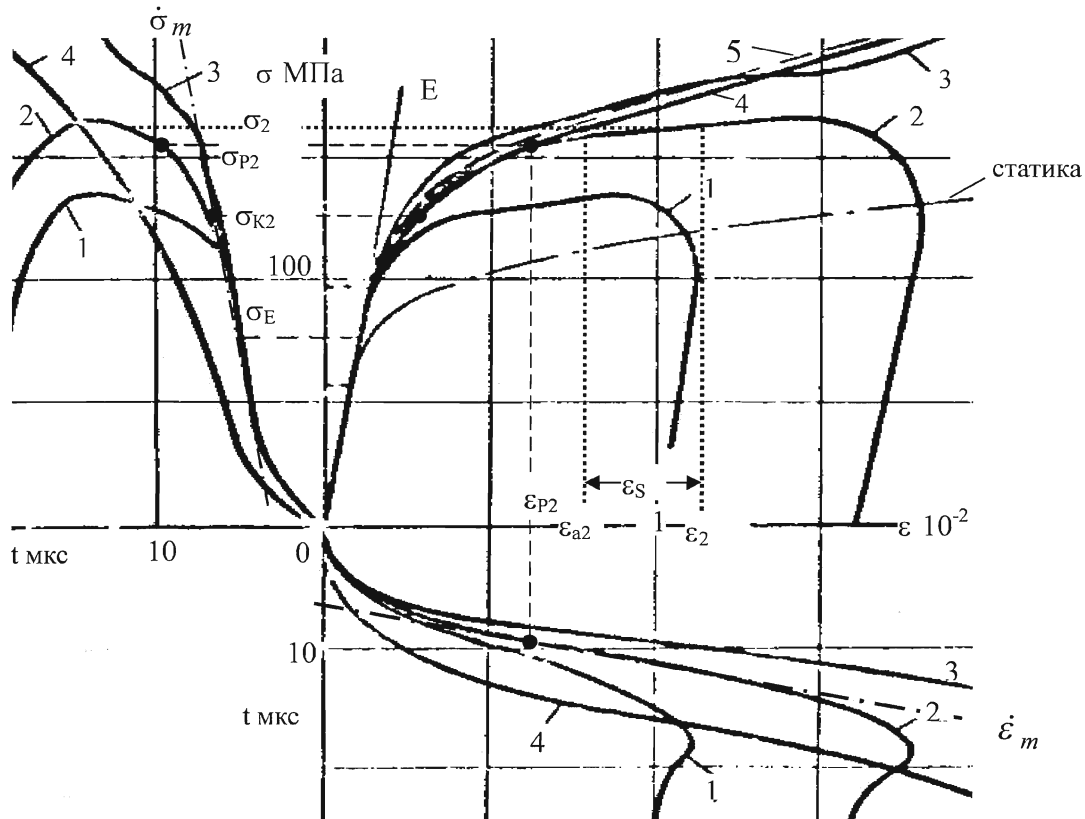


Рис. 3. Напряжение–деформация–время для алюминия АМц при режимах нагружения 1–4.
Зависимость 5 – среднее значение для семи образцов, испытанных по режиму 4

Зависимости напряжение–деформация определяли при четырех режимах нагружения $j=1-4$, представленных осциллограммами напряжение–время. Соответствующие деформации представлены осциллограммами деформация–время. Штриховой линией 5 показана зависимость напряжение–деформация, осредненная по результатам испытаний 7 образцов в режиме нагружения 4.

Начальный режим нагружения характеризуется практически постоянной максимальной скоростью нагружения $\dot{\sigma}_m$, которая формируется при напряжениях, меньших предела пропорциональности $\sigma(t) < \sigma_E$, и сохраняется при напряжениях, существенно превышающих предел пропорциональности. При испытаниях алюминия АМц реализовано $\dot{\sigma}_m = 3,3 \cdot 10^7$ МПа/с. В этом режиме материал проходит два этапа деформирования, при которых увеличивается скорость деформации $\dot{\varepsilon}(t) > 0$.

Первый этап – упругое деформирование

$$\varepsilon = \sigma / E, \quad (10)$$

ограниченное пределом пропорциональности σ_E и характеризуемое модулем упругости E .

В экспериментальной механике деформируемого твердого тела установлено, что для металлов и многих конструкционных материалов модуль упругости, определенный по результатам ультразвуковых измерений, практически совпадает со статическим значением. Наши измерения соответствуют этому результату.

Второй этап – пластическое деформирование, характеризующееся единой для всех режимов нагружения $j=1-3$ нелинейной зависимостью напряжение–деформация при действии напряжений $\sigma_E \leq \sigma(t_E \leq t \leq t_{Kj}) \leq \sigma_{Kj}$.

Плавное уменьшение скорости нагружения относительно максимальной до значения $\dot{\sigma}_{Pj} \leq \dot{\sigma} \leq \dot{\sigma}_m$ в интервале напряжений $\sigma_{Kj} \leq \sigma(t_{Kj} \leq t \leq t_{Pj}) \leq \sigma_{Pj}$, а также уменьшение максимальной скорости нагружения режима 4 $\dot{\sigma}_{m4} \leq \dot{\sigma}_m$ практически не влияют на единую для всех режимов зависимость напряжение–деформация.

Контроль и испытания

В табл. 1 приведены скорости нагружения, реализованные при испытаниях алюминия АМц. В этих условиях для АМц $\dot{\sigma}_{pj} \geq 0,4\dot{\sigma}_m$. Результаты аналогичного анализа: для алюминия АМг6 $\dot{\sigma}_{pj} \geq 0,15\dot{\sigma}_m$, для стали Х18Н10Т $\dot{\sigma}_{pj} \geq 0,3\dot{\sigma}_m$.

Пластические зависимости напряжение–деформация исследованных материалов при статическом ($\dot{\sigma}_m < 1$ МПа/с) сжатии (рис. 4, а) можно аппроксимировать уравнением

$$\sigma = a_c \ln(\varepsilon) + b_c, \quad (11)$$

где a_c и b_c – статические параметры материала, $\varepsilon_{EC} = \frac{\sigma_{EC}}{E} \leq \varepsilon \leq 2 \cdot 10^{-2}$, σ_{EC} – статический предел пропорциональности.

Аналогичные зависимости получены при статическом растяжении нескольких марок конструкционных сталей.

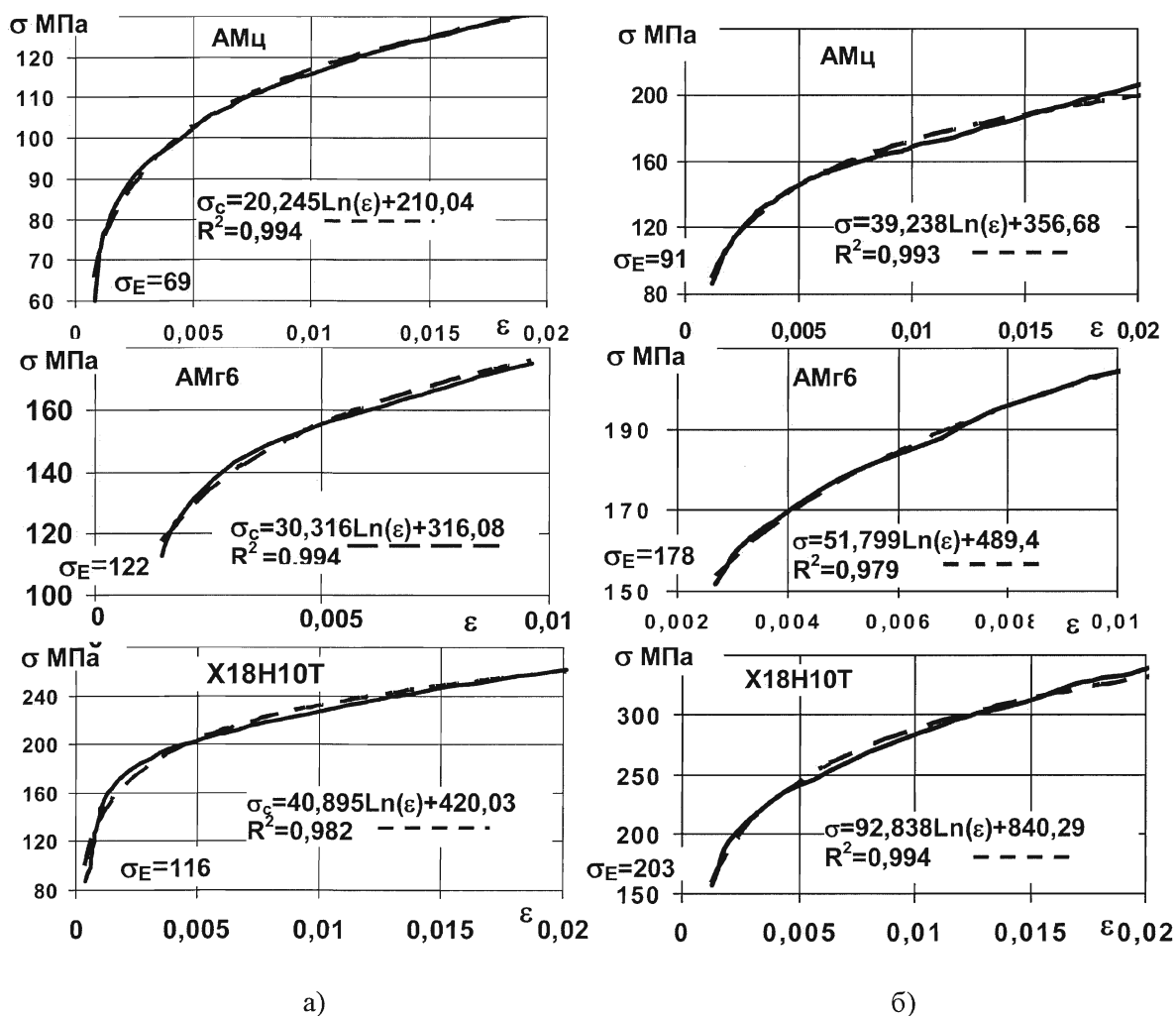


Рис. 4. Аппроксимация зависимостей напряжение–деформация при сжатии:
а – статика; б – скорость нагружения $(3-9) \cdot 10^7$ МПа/с

При импульсном нагружении (рис. 4, б) пластическую зависимость напряжение–деформация можно аппроксимировать аналогичным уравнением

$$\sigma = a \ln(\varepsilon) + b, \quad (12)$$

где a и b – параметры материала при скорости нагружения $\dot{\sigma}_p$.

При пластическом деформировании в диапазоне напряжений $\sigma_E \leq \sigma(t_E \leq t \leq t_{Pj}) \leq \sigma_{Pj}$ скорость деформации $\dot{\varepsilon}_j(t) \leq \dot{\varepsilon}_{mj}$ плавно увеличивается до максимального значения $\dot{\varepsilon}_{mj}$, соответствующего конкретному режиму нагружения $j=1-4$.

На основании (12) зависимость деформация–время

$$\varepsilon_j(t) = \exp\left(\frac{\sigma_j(t) - b}{a}\right), \quad (13)$$

скорость деформации

$$\dot{\varepsilon}_j(t) = \frac{\dot{\sigma}_j(t)}{a} \exp\left(\frac{\sigma_j(t) - b}{a}\right). \quad (14)$$

В соответствии с условием аппроксимации $\sigma_E \leq \sigma \leq \sigma_{Pj}$ максимальная скорость деформации

$$\dot{\varepsilon}_{mj} = \frac{\dot{\sigma}_P}{a} \exp\left(\frac{\sigma_{Pj} - b}{a}\right). \quad (15)$$

Для алюминия АМц максимальные скорости деформации приведены в табл. 1.

Деформация предела пропорциональности ε_E и параметры a и b зависят от максимальной скорости нагружения $\dot{\sigma}_m$. Поэтому при пластическом деформировании зависимость напряжение–деформация может быть описана уравнением

$$f_p(\sigma, \varepsilon, \dot{\sigma}_m) = 0. \quad (16)$$

Напряжение σ_p , ограничивающее этап пластического деформирования, по физическому смыслу можно назвать пределом пластичности.

На основании (11) и (12) с учетом (10) пределы пропорциональности при статическом и импульсном нагружениях определяем из уравнений:

$$\sigma_{EC} = a_c \ln(\sigma_{EC} / E) + b_c, \quad (17)$$

$$\sigma_E = a \ln(\sigma_E / E) + b. \quad (18)$$

Таблица 1

Скорости нагружения и деформирования алюминия АМц

Режим	Нагружение	Скорость нагружения, 10^6 МПа/с		$\dot{\varepsilon}_{mj}, 10^3$ 1/с
		$\dot{\sigma}_m$	$\dot{\sigma}_p$	
1	$\sigma \leq \sigma_{K1}$	33		
	$\sigma > \sigma_{P1} = \sigma_{K1}$		4,5	1,1
2	$\sigma \leq \sigma_{K2}$	33		
	$\sigma_{K2} \leq \sigma \leq \sigma_{P2}$		14	
	$\sigma > \sigma_{P2}$		3,6	1,9
3	$\sigma \leq \sigma_{K3}$	33		
	$\sigma_{K3} \leq \sigma \leq \sigma_{P3}$		8	
	$\sigma > \sigma_{P3}$		<8	2,8
4	$\sigma \leq \sigma_{K4}$	20		
	$\sigma_{K4} \leq \sigma \leq \sigma_{P4}$		8	
	$\sigma > \sigma_{P4}$		<8	1,9

Третий этап – деформирование при уменьшении скорости нагружения $0 \leq \dot{\sigma}(t) < \dot{\sigma}_p$, происходит при напряжениях, больших предела пластичности, но не превышающих максимальное для заданного режима нагружения, $\sigma_{Pj} < \sigma(t_{Pj} < t \leq t_{Mj}) \leq \sigma_{Mj}$. При этом деформация

$$\varepsilon_j(t > t_{Pj}) = \varepsilon_{Pj} + \dot{\varepsilon}_{mj}(t - t_{Pj}), \quad (19)$$

где t_{pj} – время достижения напряжения σ_{pj} , увеличивается с постоянной максимальной скоростью $\dot{\varepsilon}_{mj}$ (15), зависящей от режима нагружения.

Для АМц в режиме 2 максимальная скорость деформации $\dot{\varepsilon}_{m2} = 1,9 \cdot 10^3 1/c$, т.е. сопротивление деформированию меньше, чем при пластическом деформировании. Как показано на рис. 3 (режим 2) общая деформация ε_2 , вызванная напряжением $\sigma_2 > \sigma_{p2}$, равна сумме деформации ε_{a2} , определяемой по уравнению (13), и дополнительной деформации ε_s , зависящей от скорости нагружения $0 \leq \dot{\sigma}(t) < \dot{\sigma}_p$. На основании (19) дополнительная деформация

$$\varepsilon_{sj}(t) = \varepsilon_j(t) - \varepsilon_{aj} = \varepsilon_{pj} + \dot{\varepsilon}_{mj}(t - t_{pj}) - \exp\left(\frac{\sigma_j(t) - b}{a}\right), \quad (20)$$

где $\varepsilon_{pj} = \exp\left(\frac{\sigma_{pj} - b}{a}\right)$.

Для рассматриваемого примера $j=2$ и $\varepsilon_s = \varepsilon/3$. Скорость дополнительной деформации

$$\dot{\varepsilon}_{sj}(t) = \dot{\varepsilon}_{mj} - \frac{\dot{\sigma}_j(t)}{a} \exp\left(\frac{\sigma_j(t) - \sigma_p}{a}\right). \quad (21)$$

При нагружении постоянным максимальным напряжением $\sigma_j(t \geq t_M) = \sigma_{Mj} = \text{const}$, $\dot{\sigma}_j(t \geq t_M) = 0$ и дополнительная деформация является деформацией ползучести

$$\varepsilon_{sj}(t \geq t_M) = \varepsilon_{pj} + \dot{\varepsilon}_{mj}(t - t_{pj}) - \exp\left(\frac{\sigma_M - b}{a}\right), \quad (22)$$

скорость которой равна $\dot{\varepsilon}_{mj}$.

Однако при этом вместо воздействия на материал повышенной температуры реализовано действие динамических напряжений, превышающих статические при заданной деформации. Поэтому дополнительную деформацию ε_s можно назвать деформацией динамической ползучести.

В работе [8] показана ползучесть стали при комнатной температуре при действии постоянных статических напряжений различного уровня.

На основании (19) и (12) с учетом (15), (16) деформирование в режиме динамической ползучести может быть представлено уравнением

$$f_s(\sigma, \varepsilon, \dot{\sigma}_m, \dot{\sigma}, t) = 0, \quad (23)$$

где $\sigma_p < \sigma \leq \sigma_M$ и $0 \leq \dot{\sigma}(t) < \dot{\sigma}_p$.

При нагружении алюминия АМц по режиму 3 (рис. 3) на 8-й микросекунде произошло локальное резкое уменьшение скорости нагружения, которое отразилось локальной ползучестью. При увеличении скорости нагружения материал возвращается на пластическую зависимость напряжение–деформация.

Четвертый этап деформирования – разгрузка. При разгрузке ($\sigma < \sigma_M$ и $\dot{\sigma}(t) < 0$) деформация продолжает увеличиваться до максимального значения, но с уменьшающейся скоростью. При дальнейшем уменьшении напряжений происходит линейное уменьшение деформаций.

Аналогичное явление ползучести при разгрузке было установлено в работе [9] при низких скоростях нагружения титанового сплава ВТ1-1.

Полученные результаты испытаний образцов аустенитной стали Х18Н10Т.

При режимах нагружения 2 и 3 выявили те же закономерности (рис. 5) пластического деформирования (динамической ползучести и разгрузки), что и при испытании образцов алюминия АМц, показанных на рис. 3.

После нагружения по режиму 3 и разгрузки тот же образец был дважды испытан в режимах нагружения 4 и 5.

При нагружении по режиму 4 увеличение напряжений до уровня $\sigma_{3\text{max}}$, с которого была проведена разгрузка режима 3, сопровождается упругим деформированием по уравнению (10). Но в этом случае предел пропорциональности $\sigma_{E4} \approx \sigma_{3\text{max}}$. Дальнейшее пластическое деформирование, динамическая ползучесть и разгрузка происходят по законам первичного нагружения. Эти же

явления имеют место и при нагружении по режиму 5 образца, испытанного в режимах 3 и 4. Осредненные результаты испытаний девяти образцов по этой программе, показанные пунктирной линией на рис. 5, соответствуют уравнению (12).

При повторных нагружениях увеличиваются значения предела пропорциональности σ_E и предела пластичности σ_p , но сохраняются параметры уравнения (12). При $\sigma > \sigma_p$ проявляется ползучесть материала, как и при первом нагружении.

Такая реакция металлов на повторное статическое нагружение известна как наклеп.

При нагружении по режиму 1 в начале пластического деформирования была проведена частичная разгрузка с напряжения $1,8\sigma_E$ до напряжения $1,4\sigma_E$ затем догрузка до $2,1\sigma_E$ и полная разгрузка. Догрузка после частичной разгрузки продолжает процесс пластического деформирования. Следовательно, реакция материала на микросекундные изменения режима нагружения в виде наклепа такая же, как и при повторных нагружениях с интервалом в десятки минут.

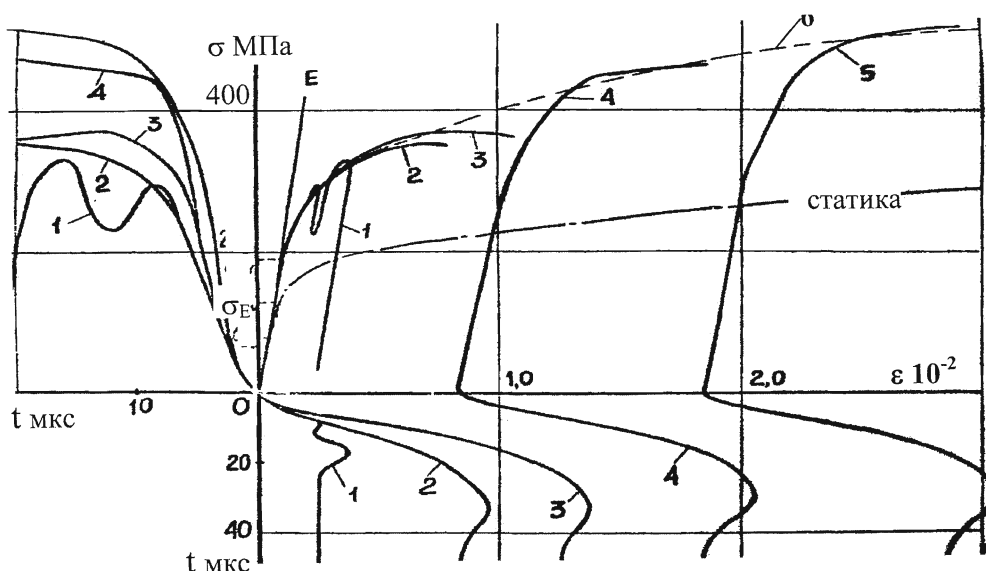


Рис. 5. Напряжение–деформация–время для стали X18H10T при режимах нагружения 1–5. Линия 6 – среднее значение результатов испытаний 9 образцов

Импульсные испытания стержневых образцов проводят в заданном режиме нагружения $\sigma(t)$, характерного для работы материала в конструкциях и при технологическом переделе. Деформация является реакцией материала на режим нагружения. Поэтому поведение материала обусловлено параметрами импульса напряжений: амплитудой, длительностью фронта, вершины и спада, скоростями нагружения и разгрузки.

Параметры статического и импульсного нагружений испытанных материалов, осредненные по результатам испытаний 5–9 образцов, приведены в табл. 2.

Наибольшее сопротивление материала импульсному деформированию – импульсное упрочнение реализуется на фронте импульса при максимальной скорости нагружения $\dot{\sigma}_m$. На основании (12) и (11) импульсное упрочнение можно оценить отношением импульсного и статического напряжений, при которых реализуется одинаковая деформация $\varepsilon \geq \varepsilon_E$,

$$\frac{\sigma}{\sigma_c} = \frac{a \ln(\varepsilon) + b}{a_c \ln(\varepsilon) + b_c} \quad (25)$$

На графиках импульсного упрочнения исследованных материалов (рис. 6) на оси ординат отмечены отношения импульсного и статического пределов пропорциональности σ_E/σ_{EC} (табл. 2).

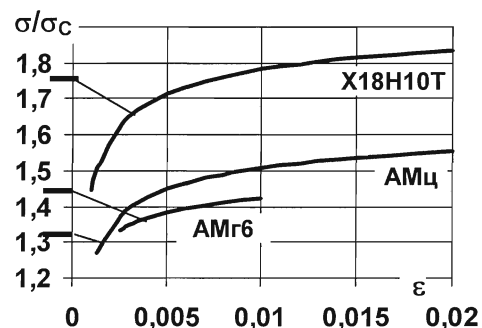


Рис. 6. Импульсное упрочнение σ/σ_c для реализации деформации $\varepsilon \geq \varepsilon_E$

Параметры статического и импульсного нагружений испытанных материалов

Материал	АМц		АМг6		X18H10T	
$E, 10^5 \text{ МПа}$	0,724		0,723		1,94	
$C_0, \text{ м/с}$	5100		5170		4950	
$\rho, 10^3 \text{ кг/м}^3$	2,78		2,68		7,92	
Нагружение	Статика	Импульс	Статика	Импульс	Статика	Импульс
$\varepsilon_{\max}, 10^{-2*}$	2		1		2	
$a, \text{ МПа}$	20,245	39,238	30,316	51,799	40,895	92,838
$b, \text{ МПа}$	210,04	356,68	316,08	489,4	420,03	840,29
R^2	0,994	0,995	0,994	0,979	0,982	0,994
$\sigma_E, \text{ МПа}$	69	91	122	178	116	203
σ_E/σ_{EC}	1,32		1,46		1,75	
$\varepsilon_E, 10^{-2}$	0,095	0,13	0,17	0,25	0,06	0,1
$\dot{\sigma}_m, 10^6 \text{ МПа/с}$		33		39		88
$\dot{\sigma}_p/\dot{\sigma}_m$		0,24		0,16		0,3
$\dot{\varepsilon}_m, 10^3 \text{ 1/с.}$		1,8		1,0		0,8

* Диапазон логарифмической аппроксимации $\varepsilon_E - \varepsilon_{\max}$ при $\dot{\sigma}_m - \dot{\sigma}_p$.

Упрочнение алюминия АМц и стали X18H10T интенсивно увеличивается до деформации 1%, затем при $\varepsilon > 1,5\%$ практически стабилизируется на уровне 1,55 и 1,85 соответственно. У алюминия АМг6 импульсное упрочнение стабилизируется на уровне 1,42 при $\varepsilon = 1\%$.

Увеличение предела пропорциональности ($\sigma_E/\sigma_{EC} > 1$) и импульсное упрочнение необходимо учитывать при разработке технологий обработки соответствующих материалов и при проектировании конструкций, работающих при волновом нагружении.

Выводы

1. Применение разработанной методики синхронного определения напряжений и деформаций в контрольном сечении стержня-образца при распространении упругопластической волны обеспечивает детальное исследование процесса деформирования.

2. Экспериментально показано, что процесс деформирования зависит от напряжения и скорости нагружения.

3. Выявлены два последовательных вида деформирования: упругопластическое при постоянной максимальной скорости нагружения и динамическая ползучесть при уменьшении скорости нагружения и разгрузке.

4. Но применение методики ограничено возможностью испытаний только неферромагнитных материалов, которые не вносят искажения в равномерное магнитное поле индукционного датчика силы.

Литература

1. Куперильяк-Юзефович, Г.М. Методика измерения напряжений при импульсном нагружении стержня / Г.М. Куперильяк-Юзефович, Ю.В. Шкербин // Проблемы прочности. – 1981. – № 1. – С. 41–45.

2. Николас, Т. Поведение материалов при высоких скоростях деформации / Т. Николас // Динамика удара: пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – С. 198–256.

3. Wang Li-Li. Influences of Stress Wave Propagation upon Studying Dynamic Response of Materials at High Strain Rates // Journal of Beijing Institute of Technology. – 2004. – Vol. 13. – No. 3.

4. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е.В. Александров, В.В. Соколинский. – М.: Наука, 1969. – 200 с.

5. Гольдсмит, В. Удар и контактные явления при средних скоростях / В. Гольдсмит // Физика быстротекающих процессов: сб. науч. тр. – М.: Мир, 1971. – Т. 2. – С. 153–201.

6. А.с.666447 (СССР). Датчик мгновенных значений механических напряжений в образце/ Г.М. Купершляк-Юзефович, Ю.В. Шкербин. – Приоритет 19.04.1977; опубл. Б.И., 1979, №21.

7. Купершляк-Юзефович, Г.М. Оценивание погрешностей измерения динамических деформаций тензорезисторами / Г.М. Купершляк-Юзефович // Датчики и системы. – 2003. – № 9. – С. 8–11.

8. Жуков, А.М. Некоторые особенности поведения металлов при упругопластическом деформировании/ А.М. Жуков // Вопросы теории пластичности: сб. науч. тр. – М.: Издательство АН СССР, 1961. – С. 30–57.

9. Викторов, В.В. Математическое и экспериментальное моделирование влияния временных и скоростных эффектов на механическое поведение материалов / В.В. Викторов, В.Н. Кукуджанов // Труды IX конференции по прочности и пластичности. – М.: Издательство РАН, 1996. – Т. 2. – С. 45–51.

Поступила в редакцию 3 июня 2009 г.

Купершляк-Юзефович Георгий Марианович. Кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – экспериментальные исследования эксплуатационной нагруженности конструкций и сопротивления материалов с учетом волн напряжений.

Georgiy M. Kupershlyak-Yuzefovich. Candidate of engineering science, senior scientific worker of the Applied Mechanics, Dynamic and Strength of Machines department of South Ural State University. Professional interests – experimental researches of operational load of constructions and strength of materials with account of stress waves.

Шкербин Юрий Владимирович. Кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры «Машины и технология сварочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – экспериментальные исследования эксплуатационной нагруженности конструкций и сопротивления материалов с учетом волн напряжений.

Yuriy V. Shkerbin. Candidate of engineering science, senior scientific worker of the Machines and Technologys of Welding department of South Ural State University. Professional interests – experimental researches of operational load of constructions and strength of materials with account of stress waves.

Исаева Наталия Юрьевна. Аспирант кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности конструкций.

Nataliya Yu. Isaeva. Post graduate student of the Applied Mechanics, Dynamic and Strength of Machines department of South Ural State University. Professional interests – computer simulation of operational load of constructions.

ОЦЕНКА ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ПОРШНЕВЫХ ДВС, ОБОРУДОВАННЫХ КАТАЛИТИЧЕСКИМ НЕЙТРАЛИЗАТОРОМ

В.А. Романов, В.С. Кукис

ESTIMATION OF ENERGY OF EXHAUST GASES OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES EQUIPPED WITH CATALYST CONVERTER

V.A. Romanov, V.S. Kukis

Приведены результаты определения энергетических показателей газов, выбрасываемых в атмосферу из каталитического нейтрализатора (КН), установленного в выпускной системе дизеля КамАЗ-740 в виде многопараметровых характеристик, а также и при его работе на эксплуатационных режимах дизелей грузовых автомобилей при движении по городскому и междугороднему циклам.

Ключевые слова: каталитический нейтрализатор, энергия отработавших газов, выпускная система.

The article gives the results of energy datum definition of gases emitted into the atmosphere from catalyst converter installed in the exhaust system of KamAZ-740 diesel engine in the form of multi-parameter characteristics, as well as at its work in operation conditions of truck diesels during movement in city and inter-city cycles.

Keywords: catalyst converter, energy of exhaust gases, exhaust system.

В работе [1] показано, что эффективность утилизации теплоты отработавших газов поршневых ДВС заметно повышается, если утилизационная установка будет использовать энергию этих газов после прохождения их через каталитический нейтрализатор, оборудованный системой поддачи в него дополнительного воздуха (рис. 1).

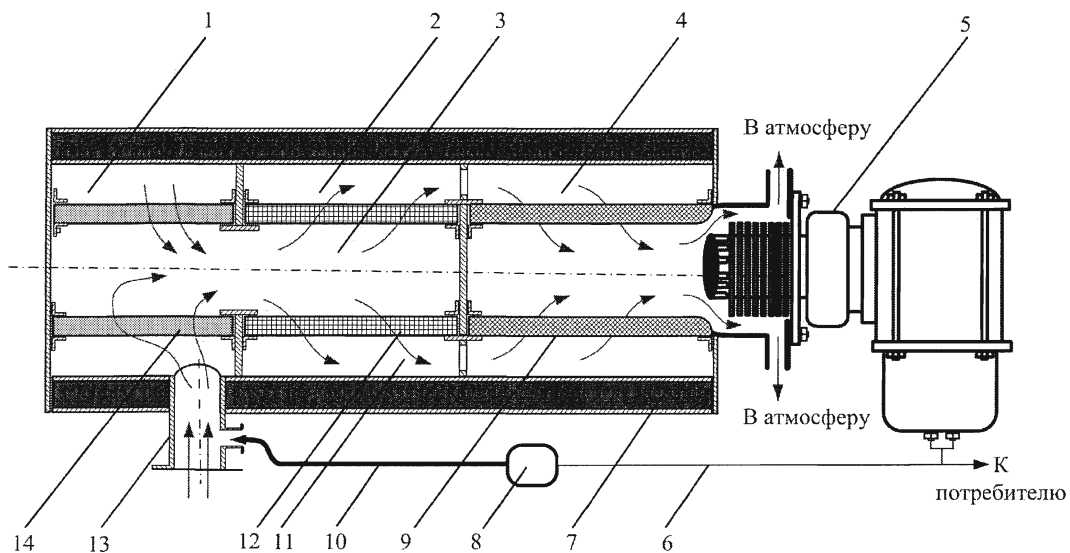


Рис. 1. Принципиальная схема каталитического нейтрализатора с утилизационным стирлинг-генератором: 1 – полость перед сажевым фильтром; 2, 11 – наружная полость окислительного блока; 3 – внутренняя полость окислительного блока; 4 – наружная полость восстановительного блока; 5 – утилизационная стирлинг-генераторная установка; 6 – электрический провод; 7 – теплоизоляция; 8 – нагнетатель воздуха; 9 – восстановительный блок; 10 – воздухопровод; 12 – окислительный блок; 13 – патрубок входа отработавших газов; 14 – сажевый фильтр

В работе [2] была произведена оценка энергетических показателей потока продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу из КН уходящих газов (УГ) при работе поршневых ДВС по скоростной и нагрузочной характеристикам. Полученные и обсуждаемые в этой работе материалы о количестве и качестве теплоты (определяется количеством работы, которая может быть совершена), теряемой дизелем КамАЗ-740 при работе по внешней скоростной и нагрузочной характеристикам, весьма полезны для осуществления идеи утилизации этой теплоты и получения за этот счет дополнительной мощности. Однако в эксплуатации транспортный двигатель работает на самых различных режимах. В статье продолжен анализ энергетических показателей УГ применительно к реальным условиям эксплуатации.

Оценивалось изменение: энергии потока теплоты, принципиально пригодной для утилизации ($Q_{уг}$); термической эксергии (количества работы, которая может быть получена из теплоты $Q_{уг}$ ($Ex_{т,уг}$)); энергии потока теплоты, передаваемой для утилизации ($Q_{уг}^{yt}$); эксергии, передаваемой рабочему телу утилизационной установки ($E_{уг}^{yt}$); потенциальной степени использования термического потенциала УГ (f_q); потенциальной степени использования эксергии потока УГ (f_{ex}); характеристики работоспособности потока теплоты УГ ($\tau_{e,уг}$); характеристики работоспособности утилизируемой теплоты ($\tau_{e,уг}$).

На рис. 2, 3 и 4 в качестве примера показаны многопараметровые характеристики, позволяющие оценить изменение $Q_{уг}$, $Ex_{т,уг}$ и $\tau_{e,уг}$ в функции нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

Отметим, что два первых показателя при испытаниях оценивались во времени, в результате чего единицами их измерения служили киловатты.

Найденные в отношении $Q_{уг}$, $Ex_{т,уг}$ и $\tau_{e,уг}$ закономерности отражают два основных очевидных факта. Тепловой поток, выбрасываемый в атмосферу с УГ, увеличивается как с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя, так и с повышением нагрузки. В первом случае это связано с тем, что рост n приводит к увеличению количества рабочих циклов, а следовательно, и количества уходящих из дизеля в единицу времени газов.

Во втором случае (с ростом нагрузки) увеличивается цикловая подача топлива, что приводит к незначительному повышению количества УГ и к весьма заметному повышению их температуры. Кроме того, происходящее при этом уменьшение коэффициента избытка воздуха несколько увеличивает теплоемкость продуктов сгорания.

Многопараметровые характеристики для $Q_{уг}^h$, $Q_{уг}^{hb}$, $Q_{уг}^{yt}$, $Q_{уг}^{ytn}$, $Q_{уг}^{ytnb}$, $Ex_{т,уг}^h$, $Ex_{т,уг}^{hb}$, $Ex_{уг}^{yt}$, $Ex_{уг}^{ytn}$, $Ex_{уг}^{ytnb}$ и соответствующих коэффициентов работоспособности внешне схожи с рассмотренными выше (см. рис. 2–4), поэтому мы сочли возможным их не проводить.

Для определения количества теплоты, отводимой от УГ для последующей утилизации, ее эксергии и величины коэффициента работоспособности в условиях эксплуатации, был проведен специальный эксперимент, в котором было использовано распределение полигонов эксплуатационных режимов дизелей грузовых автомобилей при движении автомобиля в городе и по шоссе [5] (рис. 5).

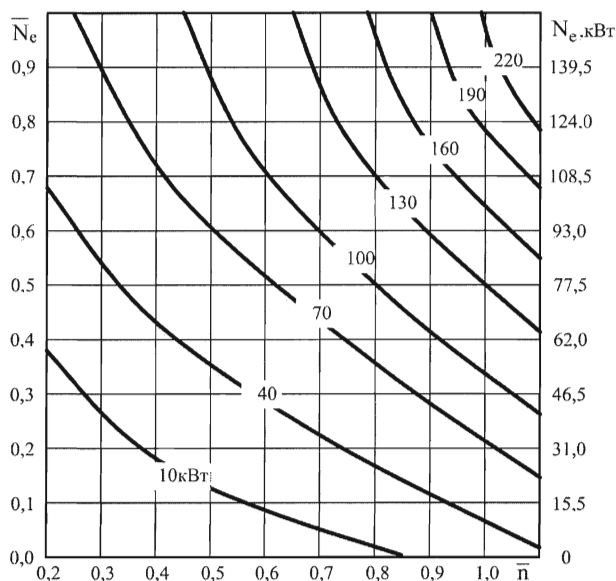


Рис. 2. Зависимость энергии потока теплоты, принципиально пригодной для утилизации, от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала

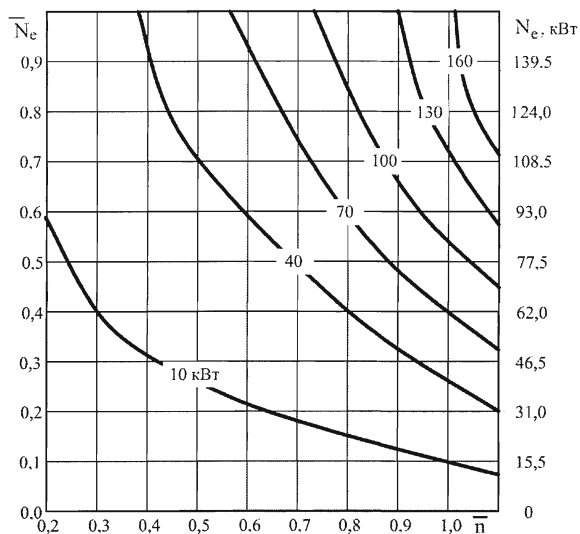


Рис. 3. Зависимость термической эксергии энергии потока теплоты принципиально пригодной для утилизации, от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала

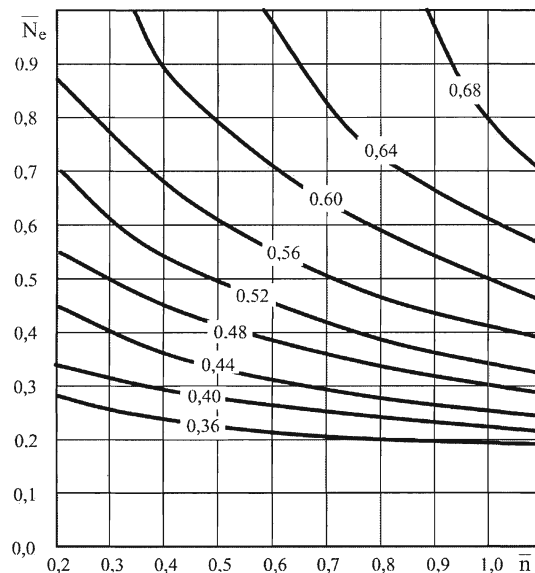


Рис. 4. Зависимость коэффициента работоспособности потока теплоты, принципиально пригодной для утилизации, от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала

Проведенные измерения и расчеты показали следующее.

При работе дизеля КамАЗ-740 в указанных условиях его средняя эффективная мощность $N_e^{эксп}$ составляет 110,6 кВт (рис. 6). Потери теплоты с УГ в случае штатной комплектации двигателя составили 80,5 % от $N_e^{эксп}$ (89,0 кВт). Если дизель укомплектован КН, то УГ уносят в атмосферу 102 кВт энергии в форме теплоты (92,2 % от $N_e^{эксп}$). Добавление воздуха в нейтрализатор доводит рассматриваемые потери до 115,4 кВт (до 104,3 % по отношению к $N_e^{эксп}$). Теряемая с УГ

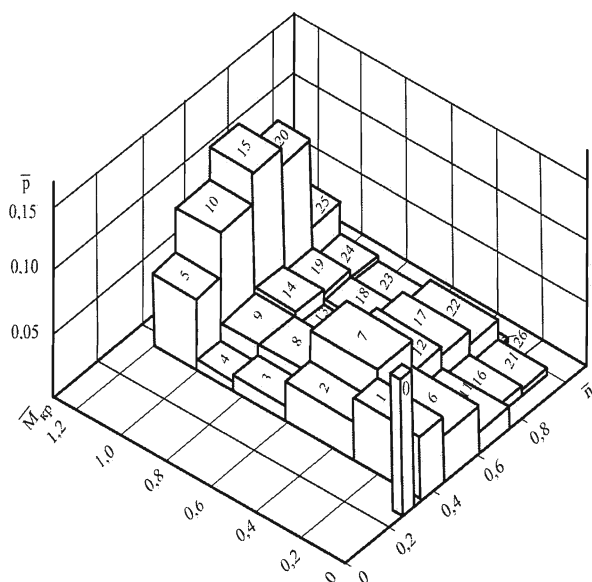


Рис. 5. Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизелей грузовых автомобилей при движении по городскому и междугородному циклам

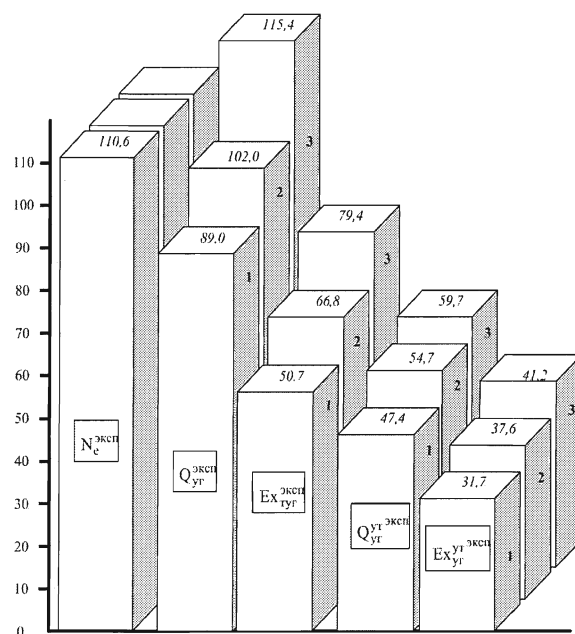


Рис. 6. Эксплуатационная величина энергетических показателей уходящих газов: 1 – дизель КамАЗ-740; 2 – при работе с КН; 3 – при подаче дополнительного воздуха в нейтрализатор

термическая эксергия соответственно составляет 50,7 кВт (45,8 % от $N_e^{\text{эксп}}$), 66,8 кВт (60,4 % от $N_e^{\text{эксп}}$) и 79,4 кВт (71,8 % от $N_e^{\text{эксп}}$). В случае установки в выпускную систему дизеля утилизационного двигателя Стирлинга ему от УГ передается для последующей трансформации в работу 47,4 кВт теплоты (42,9 % от $N_e^{\text{эксп}}$) при штатной комплектации двигателя; 54,7 кВт (44,5 % от $N_e^{\text{эксп}}$) при наличии КН и 59,7 кВт (54,0 % от $N_e^{\text{эксп}}$) при добавлении в нейтрализатор воздуха.

Термическая эксергия перечисленных потоков теплоты соответственно составляет 31,7 кВт (28,7 % от $N_e^{\text{эксп}}$), 37,6 кВт (34,0 % от $N_e^{\text{эксп}}$) и 41,2 кВт (37,3 % от $N_e^{\text{эксп}}$). Приведенные цифры свидетельствуют о существенном увеличении энергетических показателей УГ при установке в выпускную систему дизеля КН, особенно при добавлении в нейтрализатор воздуха. Так в случае использования КН $Q_{\text{уг}}^{\text{эксп}}$ увеличивается на 14,6 %, а добавление воздуха в нейтрализатор повышает $Q_{\text{уг}}^{\text{эксп}}$ еще на 15,1 %. Таким образом, общее увеличение $Q_{\text{уг}}^{\text{эксп}}$ составляет 29,7 %. В отношении $Ex_{\text{т.уг}}^{\text{эксп}}$ соответствующие цифры выглядят так: 31,8, 24,9 и 56,7 %. К теплоте, передаваемой ДС с целью последующей утилизации, установка КН добавляет 7,3 кВт (15,4 %), подача дополнительного воздуха еще 5 кВт (10,5 %). В общем итоге $Q_{\text{уг}}^{\text{т}}$ увеличивается на 25,9 %. Соответствующие эксергетические показатели повышаются на 5,9 кВт (18,6 %), на 3,6 кВт (11,5 %) и на 9,5 кВт (на 30,1 %).

Результаты экспериментов, касающиеся f_q , f_{ex} , $\tau_{\text{е.уг}}$ и $\tau_{\text{е.уг}}^{\text{эксп}}$, приведены в таблице.

Некоторые энергетические характеристики уходящих газов дизеля КамАЗ-740 в условиях эксплуатационных режимов дизелей грузовых автомобилей при движении по городскому и междугороднему циклам

Комплектация выпускной системы	$f_q^{\text{эксп}}$	$f_{\text{ex}}^{\text{эксп}}$	$\tau_{\text{е.уг}}^{\text{эксп}}$	$\tau_{\text{е.уг}}^{\text{эксп}}$
Штатная	0,377	0,625	0,570	0,669
С каталитическим нейтрализатором	0,369	0,563	0,655	0,688
С добавлением воздуха в каталитический нейтрализатор	0,357	0,519	0,689	0,690

Выводы

1. Отработавшие газы дизеля КамАЗ-740 обладают значительным термическим потенциалом, сравнимым по абсолютной величине с эффективной мощностью двигателя.

2. Установка в выпускную систему дизеля каталитического нейтрализатора и особенно добавление в него воздуха существенно повышают количество и качество теплоты, теряемой с уходящими газами. Так, в последнем случае на режиме номинальной мощности $Q_{\text{уг}}$ составляет 164,5 %, а $Ex_{\text{т.уг}}$ – 118,3 % от $N_{\text{е.ном}}$. На режиме максимального крутящего момента эти показатели достигают 118,3 и 81,6 % от $N_{\text{е.ном}}$ соответственно. При эксплуатации автомобиля КамАЗ-5404 с дизелем КамАЗ-740 в городских условиях $Q_{\text{уг}}^{\text{эксп}}$ превышает $N_e^{\text{эксп}}$ на 4,3 %, а $Ex_{\text{т.уг}}^{\text{эксп}}$ составляет 71,8 % от $N_e^{\text{эксп}}$.

3. Количества теплоты и ее эксергии, которые могут быть переданы рабочему телу утилизационного двигателя Стирлинга, весьма велики. На режиме номинальной мощности это 135,2 и 97,5 кВт, на режиме максимального крутящего момента – 75,3 и 51,9 кВт соответственно. В условиях городской эксплуатации $Q_{\text{уг}}^{\text{т.эксп}}$ составляет 59,7 кВт, $Ex_{\text{т.уг}}^{\text{т.эксп}}$ – 41,2 кВт.

4. Приведенные в пп. 1, 2 и 3 цифры свидетельствуют о существовании значительных резервов повышения мощностных и экономических показателей дизеля КамАЗ-740 за счет утилизации теплоты уходящих из него газов.

Литература

1. Кукис, В.С. *Повышение эффективности утилизации теплоты отработавших газов ДВС* / В.С. Кукис, В.А. Романов // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. – Вип. 7. – Том 9. – Мелитополь, 2008. – С. 52–60.

2. Кукис, В.С. *Энергетические показатели потока продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу из каталитического нейтрализатора* / В.С. Кукис, В.А. Романов // *Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: материалы научно-технической конференции, посвященной 40-летию кафедры двигателей*. – Челябинск: Изд-во ЧВВАКИУ, 2008. – С. 43–49.

3. Парсаданов И.В. *Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия* / И.В. Парсаданов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

Поступила в редакцию 10 июня 2009 г.

Романов Виктор Анатольевич. Кандидат технических наук. Директор Федерального государственного унитарного предприятия «15 центральный авторемонтный завод» Министерства обороны Российской Федерации, г. Новосибирск. Область научных интересов – рабочие процессы поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Viktor A. Romanov. Candidate of engineering science. The director of the Federal state unitary plant “15 central auto repairplant” of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Novosibirsk. Area of scientific interests – working processes of piston internal combustion engines.

Кукис Владимир Самойлович. Доктор технических наук, профессор кафедры двигателей Челябинского высшего военного автомобильного командно-инженерного училища (военного института), заслуженный деятель науки Российской Федерации. Область научных интересов – рабочие процессы поршневых двигателей внутреннего сгорания, утилизация тепловых потерь поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Vladimir S. Kukis. Doctor of engineering science, professor at the Engines department of the Chelyabinsk Higher Military Automobile Command-Engineering School (Military Institute), honoured worker of science of the Russian Federation. Area of scientific interests – working processes of piston internal combustion engines, salvage of thermal losses of piston internal combustion engines.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. В редакцию предоставляются рукопись статьи (формат MS Word), в электронном и бумажном виде), 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. Подрисовочные 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

№ 33 (166) 2009

Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 14

Редактор Н.М. Лезина
Компьютерная верстка В.Г. Харитоновой

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 10.10.2009. Формат 60×84 1/8. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 11,62. Уч.-изд. л. 10,48. Тираж 500 экз. Заказ 424/459.

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