

ВЕСТНИК

ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО № 11 (144)
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА 2009

ISSN 1990-8504

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 13

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 Павлюк Ю.С.,

д.т.н., профессор **Прокопьев В.Н.**,

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 Смирнов В.А.

(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

БЕРЕЗИН И.Я., БОНДАРЬ В.Н., ГУСЕВ С.А., КОСТЮЧЕНКО В.И., ХАЛТУРИН В.К. Комплексные расчетно-экспериментальные исследования по обеспечению надежности систем промышленных тракторов	4
ДУБРОВСКИЙ С.А., ДУБРОВСКИЙ А.Ф. Разрывные колебания механических бесступенчатых передач переменной структуры	11
СПИРИДОНОВ Е.К., ШКОЛИН С.Б. Применение водовоздушных струйных насосов в системах глубокого вакуумирования	18
СПИРИДОНОВ Е.К., ДУРАСОВ А.А. Моделирование нестационарной эжекции	28
КОТОВ В.В. Автоматизация проектирования систем газоснабжения ракетно-космических комплексов	37
СУЛАЦКАЯ Е.Ю., ПЕТРОВА Л.Н. Моделирование рабочего пространства станка с параллельной кинематикой	42
ИВАНОВ И.И., ТВЕРСКОЙ М.М. Уточнение расчетных значений осевых моментов инерции твердого тела на основе измерений параметров его динамической неуравновешенности	46
СМИРНОВ В.А., ПЕТРОВА Л.Н. Динамическая модель механизма с параллельной кинематикой	50
ВОЛЧЕНКО Т.С., ШЕФЕР Л.А. Разработка основных этапов методики выбора проектных параметров подрессоренных систем автотранспортного средства	57
ШАРОГЛАЗОВ Б.А., ШИШКОВ В.В., ПОПОВ А.Е. Оценка численных значений коэффициента избытка воздуха при низкотемпературном пуске дизелей с использованием разогрева впускного заряда	64
ГУН В.С., МОРОЗОВА В.С., ШЕШУКОВ В.В., МАРЬИН А.Е. Синтез динамических параметров дизеля с электронным регулятором частоты вращения	68

Контроль и испытания

РИХТЕР Е.Е., БЕРЕЗИН И.Я. Энергетический критерий разрушения для оценки усталостной прочности конструкций с эластомерами	73
ТРУСКОВСКИЙ В.И. Повышение эксплуатационной надежности и долговечности шаботов штамповочных молотов	79

CONTENTS

Calculation and design

BEREZIN I.J., BONDAR V.N., GUSEV S.A., KOSTUCHENKO V.I., HALTURIN V.K. Complex experiment-calculated research on ensuring the safety of industrial tractors' systems	4
DUBROVSKI S.A., DUBROVSKI A.F. Disruptive variation of the continuously rated drive with changeable	11
SPIRIDONOV E.K., SHKOLIN S.B. Application of water-air ejector pumps in the systems of deep vacuumization	18
SPIRIDONOV E.K., DURASOV A.A. Simulation of non-stationary ejection	28
KOTOV V.V. Automatization of the space-rocket complexes' gas-supply systems projecting	37
SULATSKAYA E.Y., PETROVA L.N. Simulation of work space of a machine tool station with parallel kinematics	42
IVANOV I.I., TVERSKOI M.M. Specification of calculated values of axial moment of inertia of a solid body on the basis of measuring the parameters of its dynamic imbalance	46
SMIRNOV V.A., PETROVA L.N. Dynamic model of the mechanism with parallel kinematics	50
VOLCHENKO T.S., SHEFER L.A. Development of the basic stages of methods of choosing the project parameters of vehicle sprung systems	57
SHAROGLAZOV B.A., SHISHKOV V.V., POPOV A.E. Estimation of numerical importances excess air factor when starting under low temperature of the diesels with use the heating of the inlet charge	64
MOROZOVA V.S., GOUN V.S., SHESHUKOV V.V., MARIN A.E. The design of the rotation frequency control system with prescribed dynamic parameters	68

Verification and test

RICHTER E.E., BERZIN I.J. Energy fracture criterion to estimate the fatigue resistance of constructions with elastoplastic	73
TRUSKOVSKIY V.I. Enhancement of functional reliability and endurance capability of anvils of stamping hammers	79

Расчет и конструирование

УДК 629.114.2

КОМПЛЕКСНЫЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ

И.Я. Березин, В.Н. Бондарь, С.А. Гусев, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин

COMPLEX EXPERIMENT-CALCULATED RESEARCH ON ENSURING THE SAFETY OF INDUSTRIAL TRACTORS' SYSTEMS

I.J. Berezin, V.N. Bondar, S.A. Gusev, V.I. Kostuchenko, V.K. Halturin

Приводится пример реализации комплексного подхода к задаче обеспечения надежности несущих систем дорожно-строительной техники.

Ключевые слова: математическая модель, промышленный трактор, натурные полевые испытания, пробой подвески, корпус заднего моста, конечно-элементная модель.

An example of realization of a complex approach to the task of ensuring the safety of road-building machines' load-carrying systems.

Keywords: mathematical model, industrial tractor, natural field tests, hasp of pendant, the case of back axle, finite-element model.

При выполнении проектных работ по модернизации серийных и созданию новых поколений машин эффективным является применение комплексного расчетно-экспериментального подхода, включающего последовательную реализацию этапов моделирования процессов реальной эксплуатации промышленных тракторов, исследования полей напряжений в элементах конструкций и прогнозирования их ресурса по критериям усталостных и износных повреждений. Необходимой составной частью этого процесса являются натурные экспериментальные исследования, позволяющие выявлять определяющие эффекты и закономерности, обосновывать исходные положения и допущения к математическим моделям, а также идентифицировать их параметры.

Как показывает опыт, ресурс промышленных тракторов в составе различных агрегатов ограничивается прочностной надежностью ходовых и несущих систем, детали которых в условиях эксплуатации испытывают действия разнообразных по виду и значительных по величине динамических нагрузок.

Промышленный трактор в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата как объект моделирования динамических процессов представляет собой связанную существенно нелинейную систему, испытывающую многопараметрическое случайное воздействие внешней среды. Предлагаемая математическая модель такой системы, наряду с обычно задаваемыми весовыми и геометрическими параметрами объекта, включает характеристики двигателя, трансмиссии, полужесткой подвески и гусеничного движителя; модель отображает также наличие явления экстремального буксования и связанность динамических процессов силового нагружения со стороны рабочих органов и кинематического возбуждения со стороны случайного профиля пути. Воздействие внешней среды задается в виде соответствующего выполняемой технологической операции процесса изменения во времени случайного вектора нагрузок со стороны рабочих органов. Математическая модель представляется в виде системы существенно нелинейных дифференциальных уравнений; в работе [1] достаточно полно приведены содержание и результаты практического ее использования.

Как показывает опыт, названная модель может быть легко приспособлена к задачам, связанным с изменением конструкций и условий работы промышленных тракторов. В качестве иллюстрации ниже приводится пример адаптации модели к задаче выявления механизма нагружения корпуса бортовых фрикционов трактора Т-10М, в верхнем листе которого при эксплуатации на-

блюдаются случаи зарождения и последующего устойчивого развития усталостных трещин, приводящих к разгерметизации трансмиссии и снижению жесткости силового блока (рис. 1).

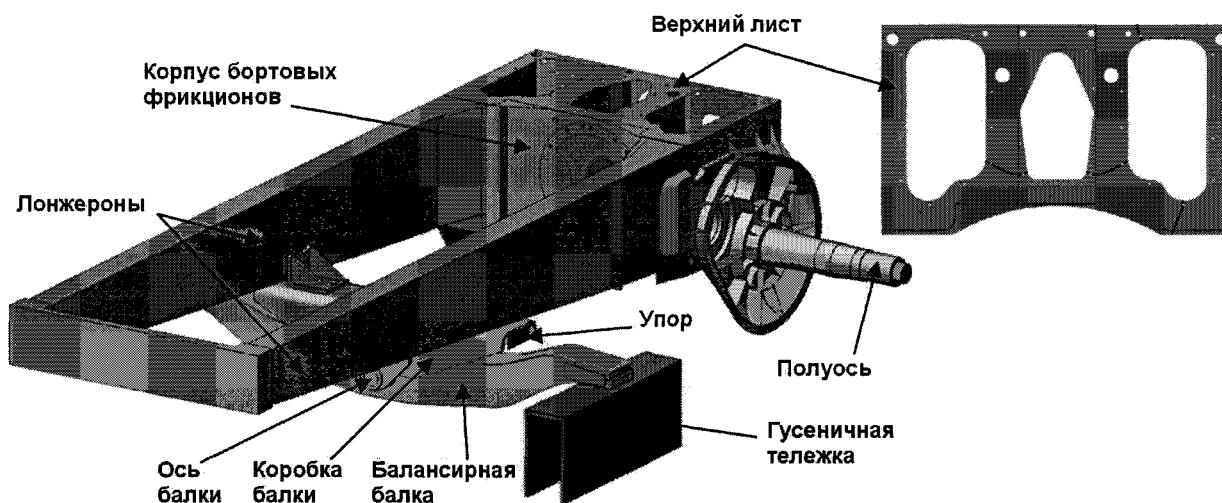


Рис. 1. Вид рамы и подвески промышленного трактора Т-10М и схема распространения усталостных трещин в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов

На первом этапе изучения этого явления среди других версий в качестве наиболее значимой рассматривалось предположение о преимущественном влиянии процесса кручения рамы трактора. В связи с этим в дифференциальные уравнения математической модели был введен учет сдвига случайных процессов изменения микропрофиля под левой и правой гусеницами в виде дополнительной обобщенной координаты α , отображающей колебания корпуса трактора относительно продольной оси (рис. 2).

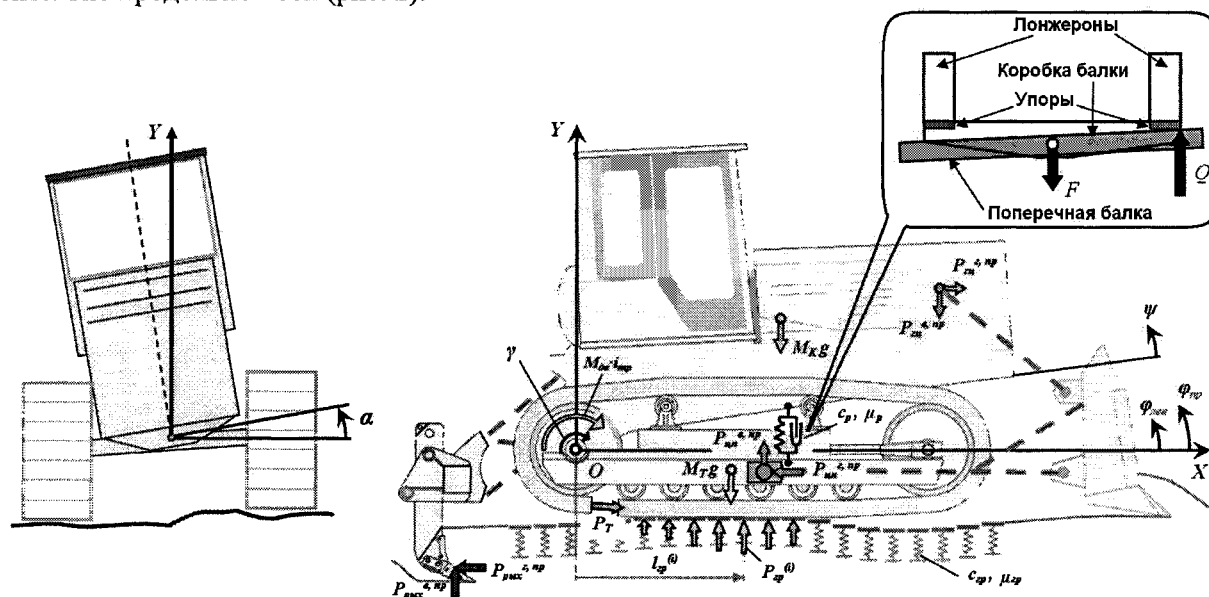


Рис. 2. Схема к математической модели, описывающей динамику трактора

Кроме того, возникает необходимость отобразить свойство изменчивости структуры полужесткой подвески, состоящее в том, что при отсутствии контакта между поперечной балкой с каким-либо из упоров суммарное усилие со стороны гусеничных тележек равномерно передается на оба лонжерона, а в случае их замыкания («пробой подвески») – практически вся нагрузка передается на один лонжерон. В этом случае корпус бортовых фрикционов дополнительно подвергается действию циклически изменяющегося и значительного по величине крутящего момента, под действием которого в тонкостенном корпусе бортовых фрикционов могут возникнуть большие по величине напряжения. Поэтому при совершенствовании математической модели, приведенной в работе [1], в нее дополнительно введено условие возникновения контакта, которое ото-

Расчет и конструирование

бражает изменчивость структуры подвески промышленного трактора, а в дифференциальные уравнения дополнительно введен блок, описывающий существенную нелинейность системы.

Дифференциальные уравнения прямолинейного движения промышленного трактора с полужесткой подвеской составлены с применением процедуры Лагранжа второго рода. В качестве обобщенных координат приняты линейные и угловые перемещения X , Y , α , φ_{np} , $\varphi_{лев}$, ψ и γ (см. рис. 2). После преобразований система дифференциальных уравнений приобретает следующий вид:

$$M_T \left[2\ddot{Y} + \frac{1}{2} L_T (\ddot{\varphi}_{np} + \ddot{\varphi}_{лев}) \right] + M_K \left[\ddot{Y} + \frac{1}{2} L_K \ddot{\psi} \right] + (2M_T + M_K) g = F; \quad (1)$$

$$\frac{M_T b}{4} \left[L_T (\ddot{\varphi}_{np} - \ddot{\varphi}_{лев}) + 2b^2 \ddot{\alpha} \right] + (J_K^x + 2J_T^x) \ddot{\alpha} = M^{<1>;} \quad (2)$$

$$\frac{M_T L_T}{4} (2\ddot{Y} + 2g + b\ddot{\alpha} + L_T \ddot{\varphi}_{np}) + J_T^z \ddot{\varphi}_{np} + \frac{C_P L_P^2}{4} \left(\varphi_{np} + \varphi_{лев} - 2\psi + \frac{2a}{L_P} \right) + \frac{\mu_P L_P^2}{4} (\dot{\varphi}_{np} + \dot{\varphi}_{лев} - 2\dot{\psi}) = M^{<2>;} \quad (3)$$

$$\frac{M_T L_T}{4} (2\ddot{Y} + 2g - b\ddot{\alpha} + L_T \ddot{\varphi}_{лев}) + J_T^z \ddot{\varphi}_{лев} + \frac{C_P L_P^2}{4} \left(\varphi_{np} + \varphi_{лев} - 2\psi + \frac{2a}{L_P} \right) + \frac{\mu_P L_P^2}{4} (\dot{\varphi}_{np} + \dot{\varphi}_{лев} - 2\dot{\psi}) = M^{<3>;} \quad (4)$$

$$\frac{M_K L_K}{2} \left(\ddot{Y} + g + \frac{L_K \ddot{\psi}}{2} \right) + J_K^z \ddot{\psi} - C_P L_P^2 \left(\varphi_{np} + \varphi_{лев} - \frac{\psi}{2} + \frac{a}{L_P} \right) - \frac{\mu_P L_P^2}{2} (\dot{\varphi}_{np} + \dot{\varphi}_{лев} - 2\dot{\psi}) = M^{<4>;} \quad (5)$$

$$J_{np} \dot{\gamma} = M_{\partial \delta} i_{np} - P_T r_{вк}; \quad (6)$$

$$\frac{\dot{\gamma} r_{вк} - \dot{X}}{\dot{\gamma} r_{вк}} = 1 - \left(1 - \frac{j_{кр}}{j_{кр \max}} \right)^{0,15}; \quad (7)$$

$$C_P = \begin{cases} C_P^1, & \text{если } \varphi_{np} - \psi \geq \vartheta_0 \text{ или } \varphi_{лев} - \psi \geq \vartheta_0 \\ C_P^0, & \text{если } \varphi_{np} - \psi < \vartheta_0 \text{ и } \varphi_{лев} - \psi < \vartheta_0 \end{cases}, \quad (8)$$

где

$$F = P_{цп}^{\delta, np} + P_{цп}^{\delta, лев} - P_{зц}^{\delta, np} - P_{зц}^{\delta, лев} + \sum_i P_{зр, np}^{(i)} + \sum_i P_{зр, лев}^{(i)};$$

$$M^{<1>} = \frac{b}{2} \left[\left(P_{цп}^{\delta, np} - P_{цп}^{\delta, лев} \right) - \left(P_{зц}^{\delta, np} - P_{зц}^{\delta, лев} \right) + \left(\sum_i P_{зр, np}^{(i)} - \sum_i P_{зр, лев}^{(i)} \right) \right];$$

$$M^{<2>} = P_{цп}^{\delta, np} x_T - P_{цп}^{\delta, np} y_T + \sum_i P_{зр, np}^{(i)} l_{зр}^{(i)}; \quad M^{<3>} = P_{цп}^{\delta, лев} x_T - P_{цп}^{\delta, лев} y_T + \sum_i P_{зр, лев}^{(i)} l_{зр}^{(i)};$$

$$M^{<4>} = - \left(P_{зц}^{\delta, np} + P_{зц}^{\delta, лев} \right) x_K - \left(P_{зц}^{\delta, np} + P_{зц}^{\delta, лев} \right) y_K.$$

Уравнение (1) системы описывает перемещения трактора в вертикальном направлении Y , уравнение (2) отображает угловые колебания корпуса относительно продольной оси X , а уравнения (3)–(5) – колебания гусеничных тележек и корпуса трактора относительно поперечной оси, проходящей через оси ведущих колес. Учет тяговой характеристики двигателя выполнен в дифференциальном уравнении (6), определяющем движение валов ведущих колес. Уравнение связи (7), описывающее процесс экстремального буксования, устанавливает зависимость между теоретической и действительной скоростями движения трактора [2].

Представленная математическая модель была применена для прогнозирования динамических процессов, возникающих в условиях, близких к реальной эксплуатации трактора в транс-

портном режиме. В качестве информации о случайном кинематическом воздействии использованы имеющиеся профилограммы микропрофилей дорог в каменных карьерах, полученные путем синхронного измерения ординат пути под левой и правой гусеницами [3]. В результате моделирования подтвердился факт стабильного и достаточно частого появления силовых контактов балансирующей балки с упорами, а также зарегистрированы импульсы крутящих моментов, воспринимаемых корпусом бортовых фрикционов. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния (рис. 3) выявило наибольший уровень напряженности в зонах, в которых по данным массовой эксплуатации бульдозерно-рыхлительных агрегатов зарождаются усталостные трещины. Таким образом, моделирование эксплуатационной нагруженности и напряженно-деформированного состояния подтвердило основную версию о механизме образования усталостных разрушений в корпусе бортовых фрикционов промышленного трактора. На основе анализа результатов расчетов была разработана методика и программа полигонных и полевых натурных испытаний.

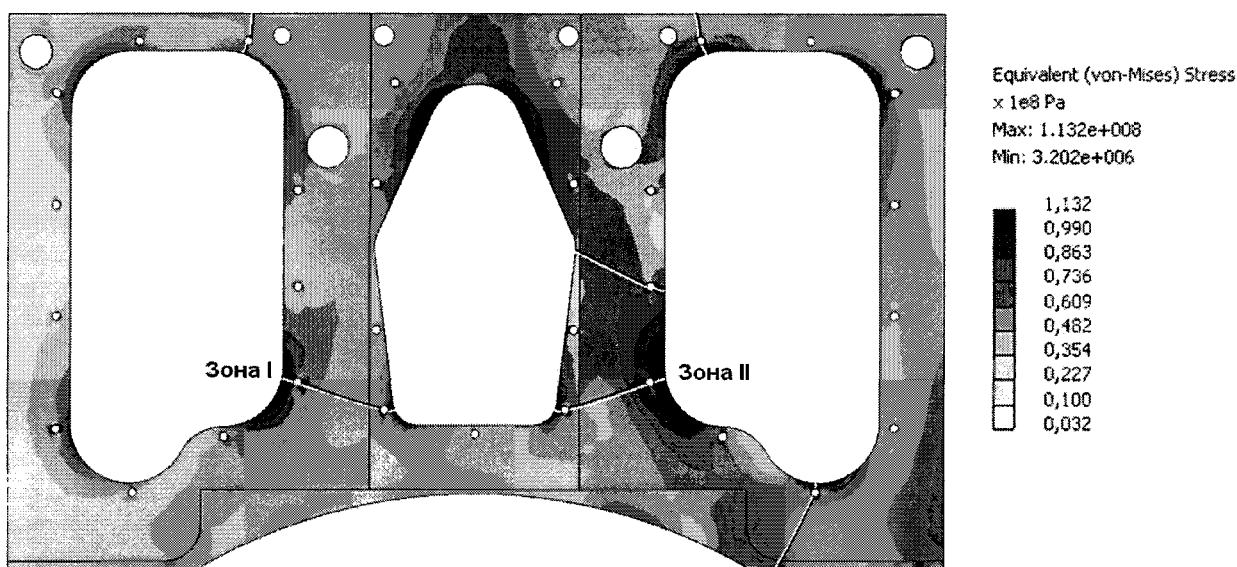


Рис. 3. Картина напряженно-деформированного состояния верхнего листа корпуса бортовых фрикционов и траектории развития усталостных трещин. Случай асимметричного нагружения вследствие пробоя подвески

Экспериментальная часть исследований выполнена с целью выявить и оценить значимость различных механизмов нагружения корпуса бортовых фрикционов, для чего на различных элементах рамы трактора были размещены измерительные схемы из тензодатчиков, позволяющие регистрировать силовые и кинематические процессы в подвеске и раме трактора. Картина напряженного состояния в верхнем листе исследовалась с помощью групп тензодатчиков, расположенных в зонах возможного зарождения усталостных трещин. Комплекс измерительной и регистрирующей аппаратуры включал коммутационную схему, тензометрический усилитель, аналого-цифровой преобразователь и портативный компьютер.

Полигонная часть испытаний предусматривала искусственное воспроизведение режимов работы промышленного трактора при рыхлении и бульдозировании, а также управляющих воздействий при трогании, торможении, поворотах и т.п. Транспортный режим в дорожных условиях каменных карьеров воспроизводился при движении трактора по типовым препятствиям; при этом варьировались высота, форма неровностей, их расположение и скорость переезда.

Анализ результатов стендовых испытаний выявил достаточно высокий уровень напряженности верхнего листа корпуса бортовых фрикционов при всех видах нагружения. Однако в транспортном режиме пики напряжений, возникающие в моменты пробоя подвески при преодолении одиночных препятствий под одной из гусениц значительно (в 3...4 раза) превосходят уровень общей напряженности. На рис. 4 приведены фрагменты осциллограмм процесса изменения напряжений в зоне зарождения трещин, соответствующих переезду трактором типового препятствия одной и двумя гусеницами; в первом случае был зарегистрирован пробой подвески, во втором – вследствие симметричного приложения нагрузок силовой контакт балансирующей балки с упорами отсутствовал.

Расчет и конструирование

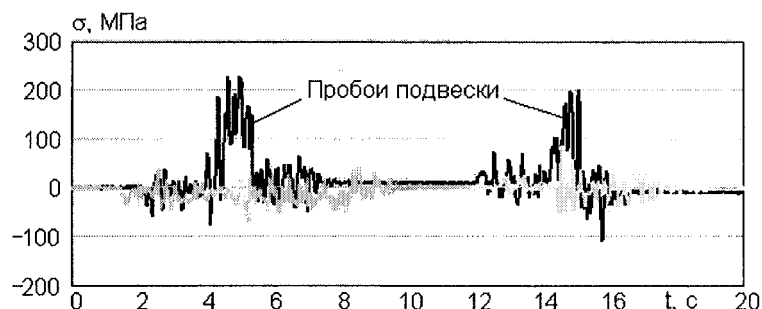


Рис. 4. Процессы изменения напряжений в опасных зонах корпуса бортовых фрикционов при наезде и съезде с одиночной неровности: — наезд на неровность одной гусеницей; — наезд на неровность двумя гусеницами одновременно

в ряде случаев существенно превышают значение предела выносливости материала верхнего листа (сталь 20, в состоянии нормализации, предел выносливости с учетом концентрации напряжений $\sigma_{-1Д} = 100$ МПа). Как показывают подробные исследования картины напряженно-деформированного состояния в опасных зонах, отмеченная закономерность соответствует исходной гипотезе о нагружении корпуса бортовых фрикционов крутящим моментом со стороны лонжеронов при пробоях подвески.

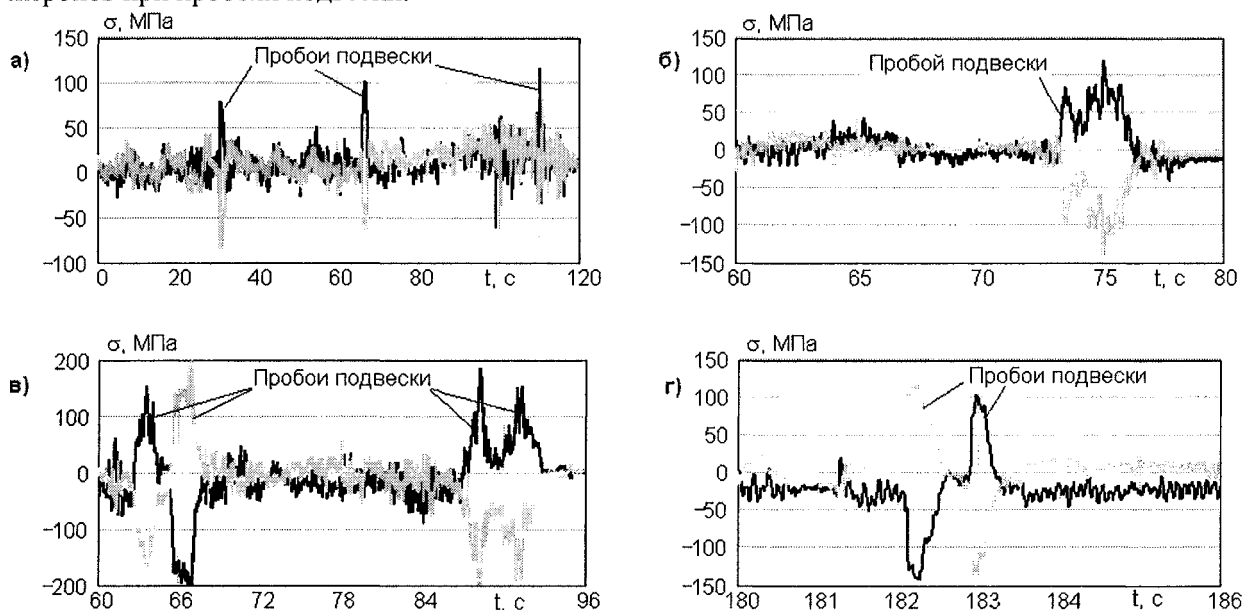


Рис. 5. Процессы изменения напряжений в опасных зонах корпуса бортовых фрикционов: при бульдозировании суглинистого грунта второй категории (а); при рыхлении (б) и бульдозировании (в) разборного каменного грунта в карьере; в транспортном режиме на III передаче (г): — показания датчика, размещенного в зоне I; — показания датчика, размещенного в зоне II

При анализе осциллограмм также обращает на себя внимание тот факт, что напряжения, зарегистрированные датчиками в зонах I и II (см. рис. 3), имеют противоположные знаки. С учетом того, что при эксплуатации трактора в тяжелых дорожных условиях одиночные препятствия под каждой из гусениц встречаются с равной вероятностью, действие отмеченного крутящего момента имеет знакопеременный характер. При проведении полевых испытаний, наряду с регистрацией напряжений, фиксировались с помощью контактных датчиков факты возникновения пробоев подвески, общее число которых в пересчете на 3 тыс. моточасов работы бульдозерно-рыхлительного агрегата в условиях каменного карьера составляет 750 тыс. полных симметричных циклов напряжений.

Таким образом, результаты стендовых и полигонных исследований подтвердили основную версию о механизме усталостного разрушения корпуса бортовых фрикционов, обусловленного наличием силовых контактов балансирной балки полужесткой подвески трактора.

Цикл полевых испытаний проведен с целью установления факта возникновения пробоев, уровня напряженности и частоты их появления в условиях реальной эксплуатации бульдозерно-рыхлительного агрегата. На рис. 5 приведены фрагменты осциллограмм напряжений, соответствующие выполнению различных видов работы, из которых следует, что пики напряжений в моменты пробоя подвески в 2...3 раза превосходят общий уровень напряжений и в

На основе результатов проведенной работы намечен ряд конструкторских решений. Одно из них может быть оперативно внедрено на серийно выпускаемом тракторе и связано с увеличением зазора δ в зоне контакта балансирной балки с упорами (рис. 6). Оценка эффективности мероприятия выполнена при проведении сравнительных испытаний; на рис. 7 приведены зависимости максимальных напряжений от высоты одиночных неровностей для серийного ($\delta = 25$ мм) и опытного ($\delta = 50$ мм) вариантов.

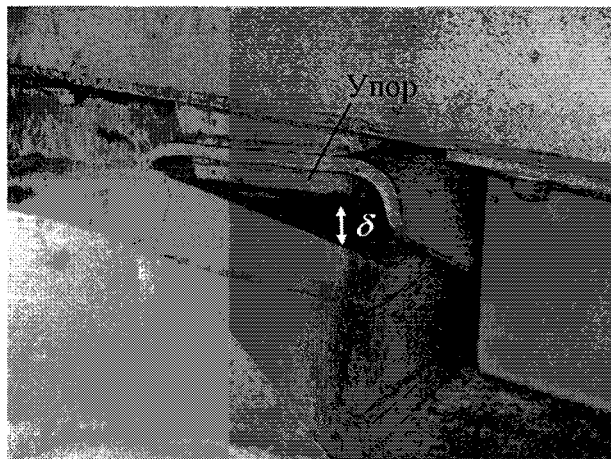


Рис. 6. Зазор в зоне контакта балансирной балки с упорами

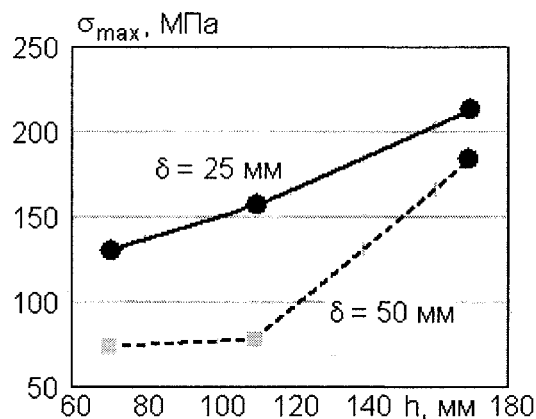


Рис. 7. Зависимости уровня максимальных напряжений в опасных зонах верхнего листа от высоты одиночных неровностей: ● – с пробоем подвески; ■ – без пробоя подвески

Из анализа результатов следует, что увеличение зазора не исключает возникновения пробоев подвески на больших неровностях и, следовательно, практически не снижает максимальный уровень напряженности корпуса бортовых фрикционов. Однако при снижении высоты неровности наблюдается исключение пробоев при $\delta = 50$ мм и более интенсивное снижение уровня напряженности в опытном варианте по сравнению с серийным; в связи с этим в условиях реальной эксплуатации тракторов уменьшается вероятность возникновения пробоев подвески. Приближенная оценка усталостной долговечности показывает, что внедрение названного мероприятия может обеспечить двукратное повышение ресурса корпуса бортовых фрикционов.

Литература

1. Березин, И.Я. Обеспечение прочностной надежности дорожно-строительной техники на основе моделирования процессов эксплуатации / И.Я. Березин, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Вып. 12. – № 23(123). – С. 32–40.
2. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
3. Определение параметров неровностей для искусственного фона, имитирующего реальные профили пути промышленных тракторов / Отчет ЧФ НАТИ, арх. № 2368а. – Челябинск, 1983. – 54 с.

Поступила в редакцию 30 сентября 2008 г.

Березин Игорь Яковлевич. Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Igor J. Berezin. The doctor of engineering science, professor, professor of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – dynamics of coupled nonlinear systems under unstable multiparametric random loading, computer modeling of actual loading and prognosis of vehicles systems durability. Experimental investigation of dynamic process in actual conditions of vehicles exploitation.

Расчет и конструирование

Бондарь Владимир Николаевич. Кандидат технических наук, заслуженный машиностроитель Российской Федерации, заведующий кафедрой «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, генеральный директор ОАО «НИИ Автотракторной техники». Область научных интересов – вопросы конструирования и испытаний быстроходных гусеничных машин и дорожно-строительной техники.

Vladimir N. Bondar. Candidate of engineering science, Honored Mechanical Engineer of the Russian Federation, Head of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University, Director-General of the open joint stock company «Scientific Research Institute of Automotive Engineering» (OAO «Nauchno-Issledovatel'skiy Institut Avtotraktornoi Tekhniki»). Professional interests: questions of constructing and tests of high-speed caterpillar machines and build technique.

Гусев Сергей Артурович. Кандидат технических наук, главный конструктор ООО «ГСКБ ЧТЗ». Доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – вопросы конструирования, производства и эксплуатации дорожно-строительной техники на базе промышленных тракторов.

Sergey A. Gusev. Candidate of engineering sciences, main designer of the designer bureau of «The Chelyabinsk tractor factory» Corporation. The associate professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: questions of constructing, production and exploitation of a build technique on the base of industrial tractors.

Костюченко Валерий Иванович. Кандидат технических наук, начальник испытательного центра ОАО «Челябинский тракторный завод». Профессор кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследования рабочих процессов промышленных тракторов, оптимизация параметров тяговых характеристик.

Valery I. Kostuchenko. Candidate of engineering science, chief of the test center of «The Chelyabinsk tractor factory» Corporation. The professor of «Cars» department of the South Ural State University. Professional interests: investigation of industrial tractor operating processes, optimization of drawbar pull characteristics parameters.

Халтурин Виктор Константинович. Аспирант кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Victor K. Halturin. The post-graduate student of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems under unstable multiparametric random loading, computer modeling of actual loading and prognosis of vehicles systems durability. Experimental investigation of dynamic process in actual conditions of vehicles exploitation.

РАЗРЫВНЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ

С.А. Дубровский, А.Ф. Дубровский

DISRUPTIVE VARIATION OF THE CONTINUOUSLY RATED DRIVE WITH CHANGEABLE

S.A. Dubrovski, A.F. Dubrovski

На основе метода точечных отображений исследуется периодический режим движения привода машин с бесступенчатой передачей.

Ключевые слова: бесступенчатая передача; нелинейные колебания; фазовый портрет; метод точечных отображений.

On the basis of pointed reflections car transmission period movement with continuously rated drive has been studied.

Keywords: infinitely variable transmission; non-linear vibrations; phase picture; method of pointed reflections.

Рассматривается механический бесступенчатый регулируемый привод, содержащий нефрикционную бесступенчатую передачу непрерывного действия (НПНД) [1].

На рис.1 изображена одна из конструктивных схем НПНД – обобщенная схема НПНД «с вращающимся эксцентриком». Механизм управления выполнен по схеме «с двумя эксцентриками» [1]. На эксцентрике 2 (см. рис. 1, а) свободно размещен промежуточный вал 3, связанный с ведущими звеньями 4 и 5 соответственно корпусного и выходного преобразователей. Ведомое звено корпусного преобразователя кинематически связано с корпусом 8, выходного – с маховиком 6 ведомого вала 7. Изменяя относительное положение ведущего вала 1 и эксцентрика 2,

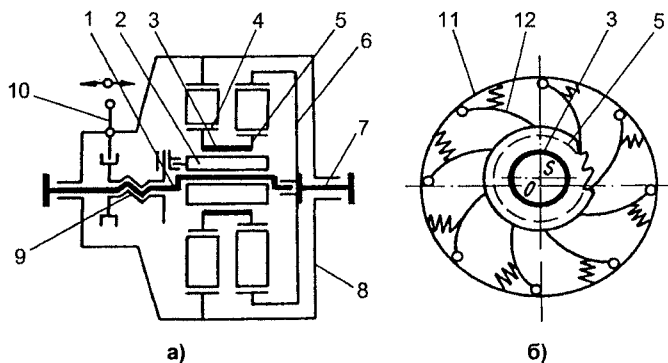


Рис. 1. Обобщенная схема НПНД

можно изменять общий эксцентриситет ОС промежуточного вала, а следовательно и передаточное отношение НПНД. В качестве преобразователей можно использовать зубчатые преобразующие механизмы – ПМ (см. рис. 1, б). В этом случае ведущие звенья 4 и 5 преобразователей выполняются, например, в виде несимметричных зубчатых колес (микрохраповиков), а рабочие тела 12 шарнирно крепятся на наружных обоймах 11.

Структура НПНД, вследствие наличия преобразующего механизма

(ПМ) – переменна [10]. Рабочий процесс передачи представляет собой последовательное чередование

циклов $\Pi = \prod_{i=1}^{\infty} \Pi_i$, отдельных циклов Π_i движения, совпадающих с периодом

$$t \in [0, t_1] \quad (1)$$

действия одного рабочего тела ПМ.

Математическая модель исследуемой динамической системы имеет вид [2]:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\alpha}(t) &= \dot{\varphi}_7 [1 - \nu(M(t) + T_o \dot{M}(t))]; \\ [I_o + a^2_{11}(I_1 + A_1)] \dot{\alpha}(t) \ddot{\alpha}(t) &= \\ &= M(t) \dot{\alpha}(t) - \dot{\beta}(t) \ddot{\beta}(t) I_s - \dot{\gamma}(t) [a_{12} M_c + (I_3 + a^2_{12} I) \ddot{\gamma}(t)]; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Расчет и конструирование

$$\dot{\beta}(t) = a_{11}\dot{\alpha}(t)[a_1 N_{\varphi_6}(t) + a_7 N_{\varphi_3}(t)]; \quad \dot{\gamma}(t) = \dot{\beta}(t) \Pi_{\varphi_4}(t) + a_1 a_{11} \dot{\alpha}(t) \Pi_{\varphi_6}(t). \quad (3)$$

Здесь: $M(t)$, M_c – вращающий момент двигателя и момент сопротивления, приведенный к ведомому валу бесступенчатого привода; $\varphi_i(t)$, $i \in \{3, 4, 6, 7\}$ – углы, определяющие конфигурацию различных звеньев НПНД [1]; $\beta(t)$, $\gamma(t)$ – углы поворота, соответственно, промежуточного и ведомого валов НПНД; a_i , $i \in \{1, 7, 11, 12\}$, I , I_1 , I_3 , I_s , I_d – коэффициенты, определяющие геометрические и инерционные параметры НПНД [1]; $\Pi_{\varphi_4} = \frac{\partial}{\partial \varphi_4} \Pi(\varphi_4, \varphi_6)$, $\Pi_{\varphi_6} = \frac{\partial}{\partial \varphi_6} \Pi(\varphi_4, \varphi_6)$ – первые передаточные функции (передаточные отношения) преобразующих механизмов НПНД.

Исследуемая динамическая система (2), (3) является автономной. Фазовое пространство её – трехмерно. В качестве фазовых координат примем $\alpha(t)$, $\dot{\alpha}(t)$, $M(t)$. На установившихся режимах граничные значения двух фазовых координат, $\dot{\alpha}(t)$ и $M(t)$ в начале и конце периода совпадают:

$$\dot{\alpha}^{i+1}(0) = \dot{\alpha}^i(t_1), \quad M^{i+1}(0) = M^i(t_1), \quad i \in \{1, 2, 3, \dots\}. \quad (4)$$

Третья координата $\alpha(t)$, угол поворота ведущего вала НПНД, с течением времени монотонно возрастает.

Таким образом, на установившихся режимах динамическая система (2), (3) совершает периодическое «вращательное» (Г.Е.О. Джакаля [3] движение или, по другой (Г.Н. Дубошин, Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский [4, 5]) терминологии – периодические колебания второго рода. Следовательно, построение законов движения НПНД в данном случае эквивалентно решению граничной задачи (2), (3), (4) с периодическими [6] граничными условиями.

В соответствии с изложенным, анализу динамических процессов в приводе предшествует построение аналитического решения граничной задачи для дифференциальных уравнений (2), (3) движения обобщенной динамической модели бесступенчатого привода. Данная задача решена в работе [1]. В настоящей работе на базе полученных аналитических зависимостей в фазовом пространстве, с использованием метода точечных отображений [7], исследуются нелинейные колебания привода.

1. Фазовое пространство. Фазовые траектории

Вначале рассмотрим наиболее общий случай, соответствующий **неустановившимся** колебаниям привода. При этом на первом этапе ограничимся анализом одного периода (1).

На неустановившихся режимах дополнительные условия, в отличие от случая (4), имеют вид $\alpha(0) = \alpha^*$, $\dot{\alpha}(0) = \dot{\alpha}^*$, $M(0) = M^*$. (5)

Таким образом, построение законов движения привода в данном случае эквивалентно решению задачи Коши (2), (3), (5). Решение данной задачи приведено в работе [8].

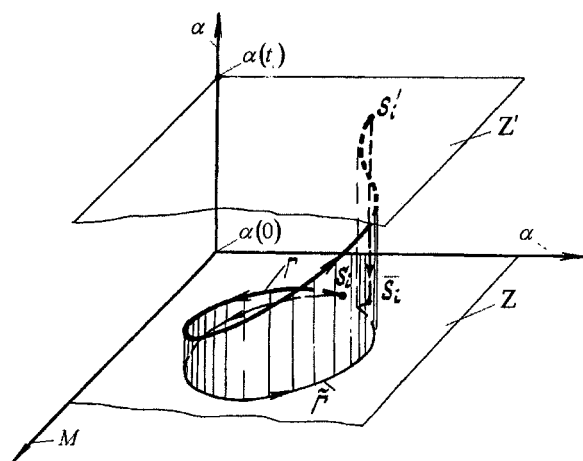


Рис. 2. Фазовый портрет одного цикла

учитывать при их построении, является также то, что в силу вращательного характера движения привода фазовые траектории Π , направлены в сторону возрастания оси $O\alpha$.

Перечисленных свойств фазовых траекторий вполне достаточно для качественного описания

их поведения в фазовом пространстве (рис. 2). Более точные, количественные характеристики можно получить на основе параметрических уравнений фазовых траекторий – решения задачи Коши (2), (3), (5).

Пусть Z – плоскость $\alpha(0)$, а Z' – плоскость $\alpha(t_1)$ (см. рис. 2). Тогда движению исследуемой динамической системы на отрезке (1) соответствует перемещение изображающей точки S вдоль фазовой траектории Γ из положения $S_i(\alpha(0), \dot{\alpha}(0), M(0))$, $S_i \in Z$, в положение $S'_i(\alpha(t_1), \dot{\alpha}(t_1), M(t_1))$, $S'_i \in Z'$. При этом существенно, что фазовая траектория Γ пересекает (а не касается) плоскостей Z и Z' . Следовательно, последние являются «плоскостями без контакта» [7]. В справедливости данного утверждения нетрудно убедиться, анализируя выражение

$$\bar{\zeta} = \arccos\left(\dot{\alpha}(0) \cdot (\dot{\alpha}^2(0) + \ddot{\alpha}^2(0) + \dot{M}^2(0))^{-0,5}\right), \quad (6)$$

определяющее угол $\bar{\zeta}$ между осью $O\alpha$ (см. рис. 2) и касательной к фазовой траектории Γ в точке S , т. е. при $t = 0$. Здесь предполагается, что параметрическое уравнение фазовой траектории Γ

$$\alpha = \alpha(t), \quad \dot{\alpha} = \dot{\alpha}(t), \quad M = M(t) \quad (7)$$

определяется соотношениями (2), (3), (5).

Действительно, если не рассматривать аварийный режим работы приводного электродвигателя – режим опрокидывания, то можно сделать вывод, что при работе на нормальных эксплуатационных режимах угловая скорость его ротора $\dot{\alpha}(t)$ никогда не обращается в ноль, в том числе и при $t = 0$, т. е. $\dot{\alpha}(0) \neq 0$. В силу этого, согласно (7), $\forall t \in [0, t_1]: \bar{\zeta} \neq 0,5\pi$. Таким образом, при $t = 0$, т. е. в начальный момент времени периода (1), фазовая траектория Γ не может иметь направление перпендикулярное оси $O\alpha$, а следовательно, не может «касаться» плоскости Z , но может ее только «пересекать». Тем самым мы показали, что плоскость Z является по отношению к фазовой траектории Γ «плоскостью без контакта». Аналогично доказывается подобное утверждение и в отношении плоскости Z' .

2. Точечные отображения, порождаемые нелинейными колебаниями привода

Выше было отмечено, что в процессе работы привода фазовая точка S_i , лежащая в плоскости Z , переходит в точку S'_i плоскости Z' . Следовательно, в пределах периода (1) фазовые траектории Γ исследуемой динамической системы (2), (3), (5) порождают [7] точечное отображение T'_i плоскости Z в плоскость Z' . Если теперь спроектировать точку S'_i на плоскость Z ($\bar{S}'_i(\alpha(0), \dot{\alpha}(t_1), M(t_1))$ – проекция точки S'_i), т. е. если ввести в рассмотрение дополнительное отображение \bar{T}'_i плоскости Z' в Z , то приходим к отображению $T_i = T'_i \cdot \bar{T}'_i$ плоскости Z «в себя».

Необходимо отметить, что введение в рассмотрение отображения \bar{T}'_i , а следовательно и T_i , соответствующее скачкообразному изменению в конце периода (1) фазовой координаты α на величину $\alpha_{11}^{-1}\zeta$, эквивалентно выполнению соотношения (4).

Введение в рассмотрение отображения T_i позволяет перейти от анализа одного периода (1) к исследованию нелинейных колебаний привода на произвольном отрезке времени. Действительно, как уже отмечалось, рабочий процесс привода можно представить как последовательное чередование

ние $\Pi = \prod_{i=1}^{\infty} \Pi_i$ периодов (1). В пределах первого периода изображающая точка, перемещаясь из

положения S_1 в \bar{S}_1 , порождает на поверхности «без контакта» Z точечное отображение T_1 . При дальнейшем движении привода вновь имеет место период (1). При этом изображающая точка из положения $S_2 \equiv \bar{S}_1$ совершенно аналогично перемещается в последующую точку \bar{S}_2 плоскости Z , порождая вновь точечное отображение T_2 , и т. д. Следовательно, движение привода на неустановившемся режиме в течение произвольного отрезка времени, представляющее последовательное чередование n периодов (1), в фазовом пространстве можно представить [7] как последовательное произведение точечных отображений T_i :

$$T = \prod_{i=1}^n T_i. \quad (8)$$

Расчет и конструирование

Обобщая вышеизложенное, можно сделать вывод, что в процессе движения привода фазовые траектории вновь и вновь (через ограниченные промежутки времени) пересекают плоскость Z , порождая на ней точечное отображение T . Из этого следует, что плоскость Z является «секущей» [7] плоскостью исследуемой динамической системы (2)–(4). Причем, в силу единственности и непрерывной зависимости решения (2), (3), (5) от времени и начальных условий отображение T , а следовательно и T , является также непрерывным [7]. Последнее, в частности, означает, что для любой точки S_i , удовлетворяющей отмеченным выше условиям, всегда существует последующая точка \bar{S}_i отображения T , т. е. существует однозначная функция последования [7]

$$\bar{S} = \Pi(S), \quad (9)$$

являющаяся аналитическим выражением отображения T .

Заметим, что на основе (7) нетрудно получить явное выражение для отображения T . С этой целью достаточно рассмотреть отдельное отображение T плоскости Z в себя, переводящее некоторую точку $S_i^*(\dot{\alpha}(0), M(0))$ плоскости Z в последующую точку $\bar{S}_i^*(\dot{\alpha}(t_1), M(t_1))$ той же плоскости.

Установление факта, что плоскость Z есть секущая плоскость исследуемой динамической системы является основным и принципиальным моментом проведенного анализа. Действительно, в работе [7] показано, что «...структура динамической системы взаимнооднозначно определяется структурой порождаемого ею на секущей поверхности точечного отображения...». Следовательно, исследование нелинейных, разрывных колебаний привода в данном случае эквивалентно [7] анализу точечного отображения T плоскости Z в себя.

Сведение задачи исследования динамики привода к анализу точечного отображения T позволяет решить ряд прикладных задач: исследовать устойчивость периодических разрывных колебаний привода, исследовать влияние различных конструктивных параметров на устойчивость, проанализировать бифуркации динамической системы и т.п.

3. Исследование периодических колебаний. К анализу фазового портрета привода

Периодическим колебаниям исследуемой динамической системы в фазовом пространстве

(рис. 3) соответствует замкнутая фазовая траектория – кривая Γ . При этом, как известно [7], отображение T поверхности Z порождает неподвижную точку $S^*(\dot{\alpha}^*, M^*) \equiv \bar{S} \equiv S$, которая в общем случае определяется на основе зависимостей (7), (9), согласно уравнению

$$\bar{S}^* = \Pi(S^*) \quad (10)$$

В рассматриваемом случае решение данной задачи имеет вид:

$$M^* = a_{12} M_c H_\alpha(\alpha^*) + \sum_{i=0}^4 E_{10+2i},$$

$$\dot{\alpha}^* = h_0 + E_9 + \sum \omega_i E_{2i}. \quad (11)$$

Следует отметить, что проекция $\tilde{\Gamma}$ фазовой траектории Γ на плоскость Z в данном случае также будет замкнутой кривой [7]. Для каче-

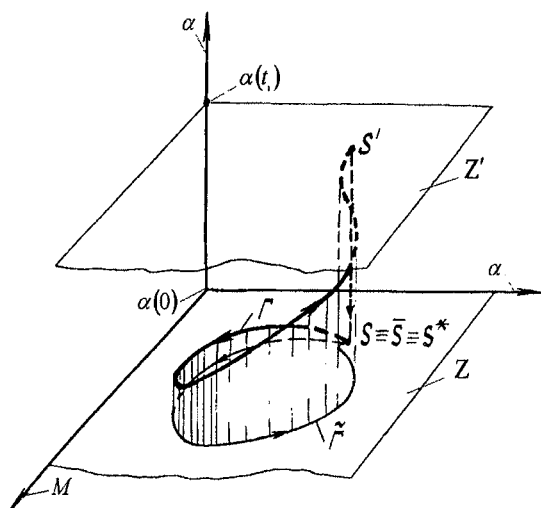


Рис. 3. Фазовый портрет одного цикла установившегося движения привода

ственного воспроизведения кривой $\tilde{\Gamma}$, в дополнение к тем свойствам фазовой траектории Γ , которые рассмотрены выше, необходимо добавить следующее, очевидное.

В граничных точках периода (1) действия одного рабочего тела преобразующего механизма НПНД, т. е. в точке S^* , происходит смена структуры динамической системы. Следовательно, точка S^* является единственной точкой, в которой нарушается «гладкость» [7] фазовой траектории Γ и, одновременно, ее проекции $\tilde{\Gamma}$.

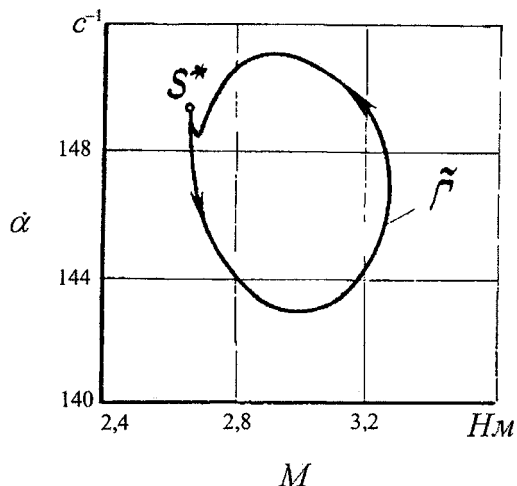


Рис. 4. Проекция фазовой траектории на плоскость $\alpha = \alpha(0)$

соответствующая кривая бесступенчатого привода УД-209. Заметим, что на неустановившихся режимах работы привода кривая $\tilde{\Gamma}$ незамкнута (см. рис. 2).

Необходимо отметить, что в силу отмеченных выше особенностей исследуемой динамической системы решение задачи Коши (2), (3), (5) – единственно. Последнее означает, что замкнутая фазовая траектория (см. рис. 3) является изолированной. Следовательно, согласно существующей терминологии [7] в исследуемой динамической системе устанавливаются периодические колебания типа «пределный цикл».

4. Устойчивость нелинейных колебаний привода

Исследуем на устойчивость рассматриваемые периодические разрывные колебания привода.

С этой целью проанализируем устойчивость неподвижной точки S^* отображения T плоскости Z в себя, которая определяется [7] в зависимости от вида корней характеристического уравнения

$$\det[C(S^*) - \lambda E] = 0, \tag{12}$$

где E – единичная матрица; $C(S^*)$ – матрица устойчивости, вычисленная в неподвижной точке $C^*(\dot{\alpha}^*, M^*)$;

$$C(S) = \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{\alpha}(t_1)}{\partial \dot{\alpha}(0)} & \frac{\partial \dot{\alpha}(t_1)}{\partial M(0)} \\ \frac{\partial M(t_1)}{\partial \dot{\alpha}(0)} & \frac{\partial M(t_1)}{\partial M(0)} \end{bmatrix}.$$

Если все корни $\lambda_{1,2}$ уравнения (12) находятся внутри единичного круга, т. е.

$$|\lambda_{1,2}| < 1, \tag{13}$$

то неподвижная точка S^* устойчива [7].

Заметим, что в рассматриваемом случае элементы матрицы $C(S)$ определяются на основе соотношений (7), (11).

После некоторых преобразований уравнение (12) можно записать в следующем виде

$$\lambda^2 - 2\lambda \exp(r_1 t_1) \cos(r_2 t_1) + \exp(2r_1 t_1) = 0. \tag{14}$$

Для проверки справедливости (13) воспользуемся критерием Шура [9], согласно которому должны выполняться следующие соотношения между коэффициентами уравнения (14):

$$(\exp(2r_1 t_1) < 1) \wedge \left(\left| \frac{2 \exp(r_1 t_1) \cos(r_2 t_1)}{1 + \exp(2r_1 t_1)} \right| < 1 \right). \tag{15}$$

Покажем, что при соблюдении условия

$$\forall k_1 \neq 0: H_\alpha(\alpha^*) - a_{11} N_{\varphi_1}(\varphi_1^*) \neq 0 \Leftrightarrow \mu_0 \neq 0, \tag{16}$$

Действительно, в силу дифференцируемости решения (7) на отрезке (1) в каждой внутренней его точке производные \dot{M} и $\ddot{\alpha}$ непрерывны. Однако на границе отрезка (1), т. е. в моменты времени, когда изображающая точка находится в положении S^* (см. рис. 3), как уже отмечалось, правые части уравнений (2), (3), а одновременно и производные \dot{M} и $\ddot{\alpha}$, имеют разрывы первого рода. Разрывность производных $\dot{M}(t)$ и $\ddot{\alpha}(t)$ обуславливает нарушение гладкости кривой $\tilde{\Gamma}$, определяемой уравнениями (7).

Таким образом, проекция $\tilde{\Gamma}$ фазовой траектории Γ на плоскость Z является замкнутой, гладкой (за исключением точки S^*) кривой. В точке S^* кривая $\tilde{\Gamma}$ имеет «заострение».

В качестве примера на рис. 4 показана соответствующая кривая бесступенчатого привода УД-209.

Расчет и конструирование

т. е. при $\mu_0 \neq 0$, соотношения (15) выполняются всегда. Действительно, в этом случае, как показано в [8],

$$t_1 = \frac{2\pi}{a_{11}kh_0} (1 + a\Pi_{\varphi_6}(\alpha^*))$$

Следовательно $t_1 > 0$. Тогда в истинности первого из высказываний (15) убедиться нетрудно, если принять во внимание очевидное: $(t_1 > 0) \wedge (r_1 = -(2T_\delta)^{-1} < 0) \Rightarrow 2r_1t_1 < 0 \Rightarrow \exp(2r_1t_1) < 1$.

Истинность второго становится очевидной из следующих рассуждений: $\forall r_1, t_1 \in \mathbf{R}$:

$$(\exp(r_1t_1) - 1)^2 > 0 \Rightarrow \exp(2r_1t_1) + 1 > 2\exp(r_1t_1) \Rightarrow \frac{2\exp(r_1t_1)}{1 + \exp(2r_1t_1)} < 1 \Rightarrow \left| \frac{2\exp(r_1t_1)\cos(r_2t_1)}{1 + \exp(2r_1t_1)} \right| < 1.$$

При этом используется общеизвестное: $\forall r_2, t_1 \in \mathbf{R} : |\cos(r_2t_1)| \leq 1$.

Таким образом, при условии

$$\mu_0 \neq 0 \tag{17}$$

соотношения (13) выполняется всегда, т. е. неподвижная точка (11) отображения T устойчива в смысле Ляпунова. Но устойчивости неподвижной точки (13) соответствует [7] орбитально устойчивое движение динамической системы, в данном случае – бесступенчатого привода.

5. Бифуркации исследуемой динамической системы

Характер движения бесступенчатого привода определяется рядом параметров, наиболее существенным из которых, определяющим структуру разбиения фазового пространства, является относительный эксцентриситет μ_0 промежуточного вала нефрикционной передачи непрерывного действия.

Действительно, как показано в [7], если не рассматривать аварийный режим работы приводного двигателя – режим «опрокидывания», т. е. если считать, что условие

$$M_{\max} = 1,3a_{12}M_c H_\alpha(\alpha^*)$$

выполняется [7], то можно сделать вывод, что форма решения задачи (2), (3), (5), а следовательно качественный характер движения привода, определяется единственным критерием: выполняется или не выполняется соотношение (17).

При выполнении соотношения (17) решение рассматриваемой задачи имеет оговоренный выше вид. Исследуемая динамическая система, характеризующаяся в данном случае переменностью структуры, совершает сложные разрывные колебания. Фазовый портрет одного цикла движения при различных режимах показан на рис. 1, 2, причем установившийся режим движения, как показано выше, орбитально устойчив.

Если соотношение (17) не выполняется, т. е. в случае, когда

$$\mu_0 = 0, \tag{18}$$

решение отмеченной задачи имеет качественно иной вид и может быть записано в форме [7]

$$\begin{aligned} \alpha(t) &= \alpha^* + \dot{\varphi}_7 (1 - a_7 \nu a_{11} a_{12} M_c) \cdot t, \quad M(t) = a_7 a_{11} a_{12} M_c, \\ \beta(t) &= a_7 a_{11} \dot{\varphi}_7 (1 - \nu a_7 a_{11} a_{12} M_c) \cdot t + a_7 a_{11} \alpha^* + c_1, \\ \gamma(t) &= a_7 a_{11} \dot{\varphi}_7 (1 - \nu a_7 a_{11} a_{12} M_c) \cdot t + a_7 a_{11} \alpha^* + c_2. \end{aligned} \tag{19}$$

При этом структура динамической системы не меняется.

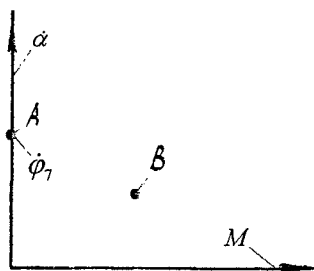


Рис. 5. К анализу бифуркаций

В рассматриваемом случае в передачах «с вращающимся эксцентриком» [1], для которых $a_7 \equiv 0$, ведомый вал неподвижен, а приводной двигатель работает в режиме холостого хода: $M = 0$, $\dot{\alpha} = \dot{\varphi}_7$. Фазовая траектория вырождается в прямую, параллельную оси $O\alpha$, которая проектируется на плоскость Z в точку A (рис. 5).

В схемах «с невращающимся эксцентриком» $a_7 \equiv 1$ и, согласно (19), ведущий, ведомый и промежуточные валы НПНД равномерно вращаются как одно целое. Имеет место режим прямой передачи, при этом фазовая траектория проектируется в точ-

ку B . Следовательно, в рассматриваемом случае (18) основные звенья привода совершают равномерное вращательное движение.

Таким образом, если при условии (17), т. е. на множестве $\mu \in]0, 0,1[$, топологическая структура [7] привода исследуемой динамической системы неизменна, то в точке (18) она претерпевает качественные изменения. Следовательно, значение параметра $\mu_0 = 0$ является бифуркационным [7].

Нетрудно показать, пользуясь непосредственно определением [10], что решение (19) является устойчивым по Ляпунову.

Литература

1. Дубровский, А.Ф. Новый класс механических бесступенчатых передач / А.Ф. Дубровский // *Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: сборник трудов / – Челябинск, 1981. – Вып. 261. – С. 46–60.*
2. Дубровский, А.Ф. К динамике механического бесступенчатого привода / А.Ф. Дубровский // *XXVI Российская школа по проблемам науки и технологий. – Екатеринбург: УрО РАН, 2006. – С. 172–178.*
3. Джакаля, Г.Е.О. Методы теории возмущений для нелинейных систем / Г.Е.О. Джакаля. – М.: Наука, 1979. – 319 с.
4. Дубошин, Г.Н. Небесная механика / Г.Н. Дубошин. – М.: Наука, 1978. – 454 с.
5. Боголюбов, Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 503 с.
6. Зубов, В.И. Теория колебаний / В.И. Зубов – М.: Высшая школа. – 1979. – 400 с.
7. Неймарк, Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний / Ю.И. Неймарк. – М.: Наука, 1972. – 471 с.
8. Дубровский, А.Ф. К анализу периодического движения машинного агрегата с бесступенчатой регулируемой передачей / А.Ф. Дубровский // *Динамика механических систем. – Владимирский политехнический ин-т, 1989. – С. 44–50.*
9. Бабицкий, В.И. Теория виброударных систем / В.И. Бабицкий. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
10. Эльсгольц, Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. / Л.Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

Поступила в редакцию 10 мая 2008 г.

Дубровский Анатолий Федорович. Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – механические бесступенчатые передачи транспортных машин; подвески транспортных машин.

Anatoli F. Dubrovski The doctor of engineering science, professor, the head of «Automobiles» department of the South Ural State University. Professional interests: transmission, radaufhungen of automobiles.

Дубровский Сергей Анатольевич. Инженер кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – подвески транспортных машин.

Sergei A. Dubrovski. Engineer of «Automobiles» department of the South Ural State University. Professional interests: radaufhungen of automobiles.

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОВОЗДУШНЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМАХ ГЛУБОКОГО ВАКУМИРОВАНИЯ

Е.К. Спиридонов, С.Б. Школин

APPLICATION OF WATER-AIR EJECTOR PUMPS IN THE SYSTEMS OF DEEP VACUUMIZATION

E.K. Spiridonov, S.B. Shkolin

Рассмотрена возможность совершенствования ряда типовых многоступенчатых систем глубокого вакуумирования на основе пароструйных эжекторов, путем замены либо части ступеней, либо всех ступеней на одноступенчатый водовоздушный струйный насос. Для условий реальных установок рассчитаны струйные аппараты, проведено сопоставление затрат энергии для существующих и вновь предлагаемых в данной работе систем.

Ключевые слова: водовоздушный струйный насос, пароструйный эжектор, системы глубокого вакуумирования, экстремальные характеристики, предельные режимы, оптимальный синтез, расчет, проектирование.

The article considers the possibility to upgrade a number of typical multistage systems of deep vacuumization on the basis of steam-jet ejectors by substitution either some stages, or all of them for a single-stage water-air jet pump. For the conditions of real installations the jet devices are rated, and the comparison of energy expenditure for existing and once more introduced systems is done.

Keywords: water-air jet, steam-jet ejector, systems of deep vacuumization, extreme characteristics, limiting behaviour, optimal synthesis, estimation, projecting.

В технике существует целый ряд производств, проведение технологического процесса в которых возможно только при условии применения струйных насосов (эжекторов). Например, в химической промышленности эжекторы служат для удаления газов из вакуум-холодильных и вакуум-кристаллизационных аппаратов при осуществлении процессов дистилляции, процессов сушки и выпарки. Широко применяются струйные аппараты в энергетике при вакуумировании конденсаторов паровых турбин. С развитием вакуумной металлургии возникло новое направление – метод внепечной обработки жидкого металла. Проведение процесса дегазации металла в ковше стало возможным благодаря разработке и применению в промышленных дегазационных установках вакуумных эжекторов большой производительности [1–3].

До последнего времени многие из перечисленных систем создавались без использования водовоздушных струйных насосов (эжекторов, в дальнейшем тексте ВВЭ), на основе пароструйных эжекторов. Это объясняется несовершенством ранее существовавших методов расчета ВВЭ, а также невозможностью их использования для непосредственной откачки газа с давлениями ниже давления насыщенных паров активной жидкости.

Решение проблемы использования ВВЭ, связанной с ограничением величины создаваемого разрежения, относится к вопросам оптимального синтеза установок глубокого вакуумирования. В зависимости от величины требуемого разрежения система может быть сконструирована либо на основе только ВВЭ, либо комбинированной (первая ступень пароструйная, последующие на основе ВВЭ). Ниже разобраны примеры применения того и другого способов.

Ожидаемые выгоды от замены пароструйных эжекторов на ВВЭ заключаются в экономии энергии сжатого пара, а в случаях полной замены всех ступеней на ВВЭ, полном отказе от его использования, а также упрощении конструкции установки (отказ от конденсаторов). При работе ВВЭ пар, содержащийся в откачиваемой смеси, конденсируется на струе активного потока воды [1], поэтому дополнительных устройств для конденсации не требуется. Вертикальные размеры барометрических конденсаторов в большинстве случаев превышают десять метров [2], поэтому

отказ от этих устройств приводит к значительному уменьшению габаритов и массы установки. При отказе от конденсаторов экономится также циркулирующая в них вода, и ее можно использовать в качестве активной среды ВВЭ.

Рассмотрим возможность совершенствования данных систем путем применения в их составе водовоздушных струйных насосов.

В качестве исходного условия зададимся ограничением давления питания ВВЭ $p_1 < 400$ кПа, это связано с двумя соображениями:

- во-первых, завышение энергетических параметров потока активной среды делает работу ВВЭ энергетически малоэффективной;
- во-вторых, данное условие позволит использовать для создания активного потока ВВЭ имеющиеся в системах конденсации пара между ступенями совершенствуемых систем центробежные насосы.

Технические характеристики некоторых промышленных многоступенчатых систем вакуумирования на основе пароструйных эжекторов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики многоступенчатых систем вакуумирования

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Число ступеней	3	4	3	3
Рабочее давление, мм рт. ст. (Па)	10 (1334,2)	0,5 (66,71)	175 (23348)	40 (5337)
Противодавление (абсолютное), кПа	120	101	130	105
Давление пара (абсолютное), МПа	1,1	1,1	1,1	1,2
Степень сжатия	89,9	1514	5,6	19,7
Степень расширения	824,5	16489	47,1	224,9
Количество откачиваемых газов, кг/ч	10	21	43	600
Температура рабочего пара, К	493	493	493	493
Расход пара, кг/ч	140	160	205	4000
Расход воды, м ³ /с	$3,1 \cdot 10^{-3}$	0,02	$1,7 \cdot 10^{-3}$	0,04

Анализ представленных в табл. 1 технических характеристик свидетельствует, что системы № 3 и № 4 возможно полностью заменить водовоздушными струйными насосами, поскольку давление всасывания p_2 выше давления насыщенных паров воды: $p_2 < p_{нп}$, (при температуре воды $t_B = 25^\circ\text{C}$ $p_{нп} = 3,16$ кПа).

В системах № 1 и № 2 давление всасывания меньше давления насыщенных паров воды, следовательно, водовоздушным струйным насосом возможно заменить только одну или несколько последних пароструйных ступеней. Для того, чтобы решить после какой ступени возможно применить ВВЭ, рассмотрим степени сжатия и давление на выходе для каждой ступени (табл. 2, 3).

Таблица 2

Параметры пароструйных ступеней для системы № 1

№ ступени	Степень сжатия	Давление на выходе, кПа
1	7,5	10,01
2	4	40,03
3	3	120

Таблица 3

Параметры пароструйных ступеней для системы № 2

№ ступени	Степень сжатия	Давление на выходе, кПа
1	8	0,53
2	5,52	2,59
3	5,9	17,38
4	5,73	99,59

Из табл. 2 и 3 видно, что в системе № 1 на ВВЭ можно заменить последние две ступени, и таким образом исключить конденсаторы вообще, так как пар, поступивший после первой ступени, будет конденсироваться на струе воды ВВЭ. В системе № 2 установка ВВЭ возможна лишь на выходе третьей ступени.

Расчет и конструирование

Выполним расчет ВВЭ для каждой из представленных систем. Принципиальная схема водовоздушного струйного насоса показана на рис. 1.

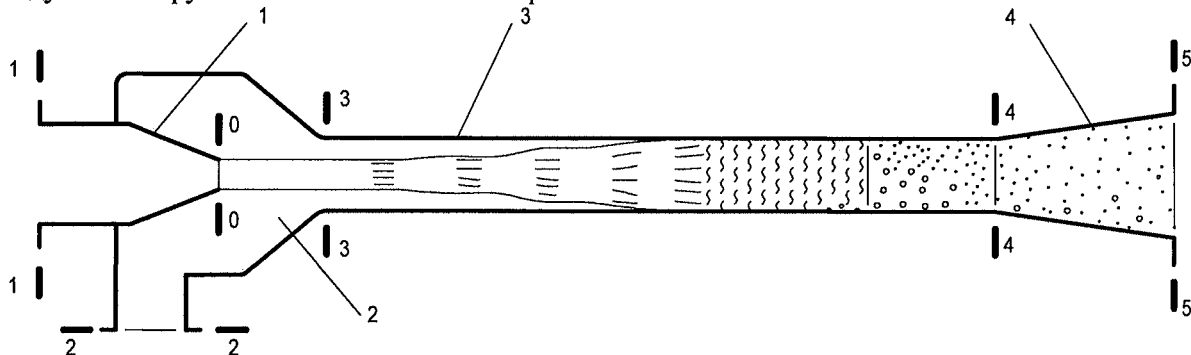


Рис. 1. Схема водовоздушного струйного насоса с одноструйным соплом: 1 – сопло; 2 – приемная камера; 3 – камера смешения; 4 – диффузор. Сечения: 1-1 подвод активной жидкости; 2-2 подвод пассивного потока газа; 3-3 входное сечение камеры; смешения; 4-4 входное сечение диффузора; 5-5 выходное сечение аппарата

Важнейшим направлением совершенствования методов расчета ВВЭ является выявление предельных потенциальных их возможностей. В данной работе анализ возможностей ВВЭ произведен с помощью экстремальных характеристик, рассчитаны ограничения реализации режимов работы ВВЭ, связанные с предельной структурой двухфазного потока в камере смешения, и учтены дополнительные ограничения на физически достижимые коэффициенты скольжения фаз.

Для расчета ВВЭ использовались следующие соотношения [5, 6]:

$$\varepsilon_{42} = 0,5 \cdot \left[\varepsilon_{42X} + \sqrt{\varepsilon_{42X}^2 - \frac{4 \cdot c \cdot \alpha_2 \cdot \Omega_{03}^2 \cdot \Gamma}{K_{П4} \cdot K_T}} \right], \quad (1)$$

$$\varepsilon_{42X} = 1 + \Gamma \cdot \Omega_{03} (1 - c \cdot \Omega_{03}), \quad (2)$$

$$c = 1 + 0,5 \cdot \zeta_{34}, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{52} + \frac{\alpha_2}{K_T} \cdot \ln \varepsilon_{52} + \frac{\Gamma}{2} \cdot \left[\frac{\Omega_{03}}{\Omega_{54}} \right]^2 \cdot \left[1 + \frac{\alpha_2}{\varepsilon_{52} \cdot K_{П5} \cdot K_T} \right]^2 = \\ = \varepsilon_{42} + \frac{\alpha_2}{K_T} \cdot \ln \varepsilon_{42} + \frac{\Gamma \cdot \Omega_{03}^2}{2} \cdot \left[1 + \frac{\alpha_2}{\varepsilon_{42} \cdot K_{П4} \cdot K_T} \right]^2 \cdot (1 - \zeta_{45}) - \frac{\alpha_2}{K_T} \cdot \ln \frac{K_{П5}}{K_{П4}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь: $\Gamma = \frac{\rho_{Ж} \cdot V_{Ж0}^2}{P_{Г2}}$ – относительное динамическое давление струи, $\mu = \frac{m_{Г}}{m_{Ж}}$ – массовый,

$\alpha_2 = \frac{Q_{Г2}}{Q_{Ж}}$ – объемный коэффициенты эжекции; $\psi = \frac{V_{Г3}}{V_{Ж3}}$ – коэффициент скольжения фаз;

$\Omega_{03} = \frac{A_0}{A_3}$ – относительная площадь сопла; $\Omega_{54} = \frac{A_5}{A_4}$ – относительная площадь диффузора.

$P_i, \rho_{Гi}, T_{Гi}$ – давление, плотность газа, температура газа в i -м сечении (см. рис. 1); $V_{Жi}$ – скорость жидкости (активного потока) в i -м сечении (см. рис. 1); $V_{Гi}, V_{Ci}$ – скорости газа и жидкостногазовой смеси в i -м сечении; $m_{Г}$ – массовый расход газа; $m_{Ж}$ – массовый расход активной жидкости; $Q_{Г2}, Q_{Ж}$ – объемные расходы пассивного газа в сечении 2-2 и активной жидкости; A_0 и A_3 – площади проходных сечений сопла и камеры смешения; A_4 и A_5 – площади входного и выходного проходных сечений диффузора; $\varepsilon_{42} = \frac{P_4}{P_2}$ – степень повышения давления для эжектора

без диффузора; $\varepsilon_{52} = \frac{P_5}{P_2}$ – степень повышения давления (степень сжатия); ε_{42X} – степень повышения давления в рабочей камере при холостом режиме работы струйного насоса

($m_{\Gamma} = 0; \alpha_2 = 0$); ζ_{34} – коэффициент сопротивления камеры смешения; $K_{\Pi i} = 1 - \frac{P_{Н.П}}{P_i}$ – поправочный коэффициент на давление насыщенных паров жидкости в i -м сечении; $P_{Н.П}$ – давление насыщенных паров; $K_T = \frac{T_{\Gamma}}{T_{Ж}}$ – поправочный коэффициент на различие температур газа T_{Γ} и жидкости $T_{Ж}$ перед их поступлением в эжектор.

Рабочая безразмерная характеристика, выражающаяся зависимостью $\varepsilon_{52} = f(\alpha_2)$ при фиксированных прочих параметрах, задана системой уравнений (1)–(4). Экстремальная характеристика струйных насосов получена исследованием на максимум функции $\varepsilon_{52} = f(\alpha_2, \Omega_{03}, \Gamma)$ для каждого значения α_2 и Γ . В результате получается зависимость предельно достижимой степени сжатия от коэффициента эжекции и параметра Γ , причем каждому значению α_2 и Γ соответствует оптимальная относительная площадь сопла Ω_{03}^{opt} [5, 6].

Ограничение по достижимому коэффициенту скольжения фаз заключается в невозможности достижения скоростей газа пассивной среды выше скорости активного потока жидкости. Таким образом, максимальное значение коэффициента скольжения фаз не может принимать значения выше единицы (при турбулентном режиме течения, выше 0,84–0,91). Ограничение вводится при помощи уравнения:

$$\psi = \frac{V_{\Gamma 3}}{V_{Ж 3}} = \frac{\alpha_2 \Omega_{03}}{(1 - \Omega_{03})} \leq \psi_* = 0,85. \quad (5)$$

Из уравнения (5) находится относительная площадь сопла Ω_{03} и подставляется в (1)–(4). Кривая полученной зависимости в координатах $\alpha_2 - \varepsilon_{52}$ пересекает любую рабочую характеристику в точке, которой соответствует режим при $\psi_* = 0,85$. Пример семейства кривых данного предельного режима, совмещенных с соответствующими рабочими характеристиками, представлен на рис. 2.

Ограничение по предельной структуре двухфазного потока вводится уравнением

$$\alpha_2 < \alpha_{**} = \gamma \cdot \varepsilon_{42}. \quad (6)$$

Зависимость (6) подставляется в исходную систему уравнений вместо уравнения (1). Двум значениям γ соответствуют два предельных по структуре потока режима. Значением $\gamma = 0,43$ задается предельная структура, при заполнении камеры смешения жидкими шариками. Значение $\gamma = 2,33$ соответствует смыканию пузырьков воздуха в двухфазном потоке [4–6].

Расчет эжекторов осуществляем в следующей последовательности:

1. По исходным данным определим необходимую степень сжатия.

Для системы № 1 (ЭП 11x10) $\varepsilon_{52} = \frac{120}{10,01} = 11,99 \approx 12$, для остальных систем результаты расчетов сведены в табл. 4. Для систем № 3 и № 4 степень сжатия равна той, что указана в табл. 1.

Степень сжатия для систем № 1 и № 2 определяется как отношение противодавления p_3 (см. табл. 1) и давления на выходе предыдущей пароструйной ступени (см. табл. 2 и 3).

Таблица 4

Потребные степени сжатия ВВЭ

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Давление всасывания p_2 , кПа	10,01	17,38	23,35	5,337
Противодавление p_3 , кПа	120	101	130	105
Степень сжатия ВВЭ ε_{52}	12,0	5,7	5,6	19,7

Расчет и конструирование

2. Определяем поправочные коэффициенты.

Ввиду того, что определить $K_{п4}$, не зная всех основных параметров, невозможно, первоначально принимаем $K_{п4} = 0,95$. Данное значение требует проверки после расчета.

Для системы № 1 (ЭП 11x10): $K_{п3} = 1 - \frac{P_{н.п}}{P_3} = 1 - \frac{3,16}{10,01} = 0,684$ (при $\Omega_{54} = 4,25$; $\zeta_{34} = 0,4$;

$\zeta_{45} = 0,3$; $K_T = 1$; $K_{п3} = 1$; $K_{п4} = 1$; $K_{п5} = 1$), $K_{п5} = 1 - \frac{P_{н.п}}{P_5} = 1 - \frac{3,16}{120} = 0,974$,

$$K_T = \frac{T_{Г}}{T_{Ж}} = \frac{273 + 30}{273 + 25} = 1,016.$$

Результаты расчетов по остальным системам сведем в табл. 5.

Таблица 5
К расчету поправочных коэффициентов на давление насыщенных паров жидкости и на разность температур жидкости и газа

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Температура откачиваемого газа, °С	30	30	30	30
Температура воды, °С	25	25	25	25
Поправочный коэффициент на разницу температур жидкости и газа K_T	1,016	1,016	1,016	1,016
Давление всасывания p_2 , кПа	10,01	17,38	23,35	5,337
Поправочные коэффициенты на давление насыщенных паров на входе в камеру смешения $K_{п3}$	0,684	0,818	0,865	0,408
Противодавление p_5 , кПа	120	101	130	105
Поправочные коэффициенты на давление насыщенных паров на выходе из ВВЭ $K_{п5}$	0,974	0,969	0,976	0,970

3. По требуемой степени сжатия с графика семейства экстремальных характеристик ВВЭ и кривых предельных по коэффициенту скольжения (см. рис. 2) определяется параметр Γ , по точке с координатой $\alpha_2 = 2...3$. Такая величина коэффициента эжекции в данном случае принята из условия минимизации давления питания, поскольку при повышении α_2 параметр Γ существенно увеличивается (см. рис. 2). При этом давление питания находится практически в прямой зависимости от величины Γ .

Для системы № 1 принимаем $\Gamma = 65$ (на диаграмме рис. 2 $\alpha_2 = 2,5$). Такая величина обеспечивает некоторый запас по степени сжатия. В данном случае это оправдано низким значением коэффициента $K_{п3}$ (кривые на рис. 2 рассчитаны при единичных значениях поправочных коэффициентов).

4. Определяем степень расширения по формуле $\varepsilon_{12} = \frac{\Gamma}{2\varphi^2} + 1$, где $\varphi = 0,95$ – коэффициент скорости сопла.

5. Определяем необходимое давление активной жидкости $p_1 = \varepsilon_{12} \cdot p_2$. Для систем № 3, 4 в качестве p_2 берется непосредственно рабочее давление, для систем № 1, 2 давление p_2 принимается равным давлению на выходе предыдущей парожеторной ступени.

Результаты расчетов по пунктам 3–5 сведены в табл. 6.

6. Для фиксированных прочих параметров строим семейство рабочих характеристик для нескольких относительных площадей Ω_{03} , используя систему уравнений (1)–(4) [5, 6].

7. Дополняем рабочие характеристики кривой предельного режима по коэффициенту скольжения. Характеристика получается введением в зависимости (1)–(4) ограничения на величину коэффициента скольжения $\psi^* = 0,85$. А также дополняем рабочую характеристику кривыми режимов предельных по структуре двухфазного потока [5, 6].

Таблица 6

К расчету потребного давления активной жидкости ВВЭ

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Безразмерное давление активной струи ВВЭ Γ	65	30	30	100
Давление всасывания p_2 , кПа	10,01	17,38	23,348	5,337
Степень расширения ВВЭ ε_{12}	36,6	17,3	17,6	56,2
Давление питания ВВЭ p_1 , кПа	366	300	410	300

8. Выбираем рабочую характеристику, обеспечивающую требуемую степень сжатия, при наибольшем возможном коэффициенте эжекции. При необходимости выбираем уточненный параметр Γ и повторяем расчет.

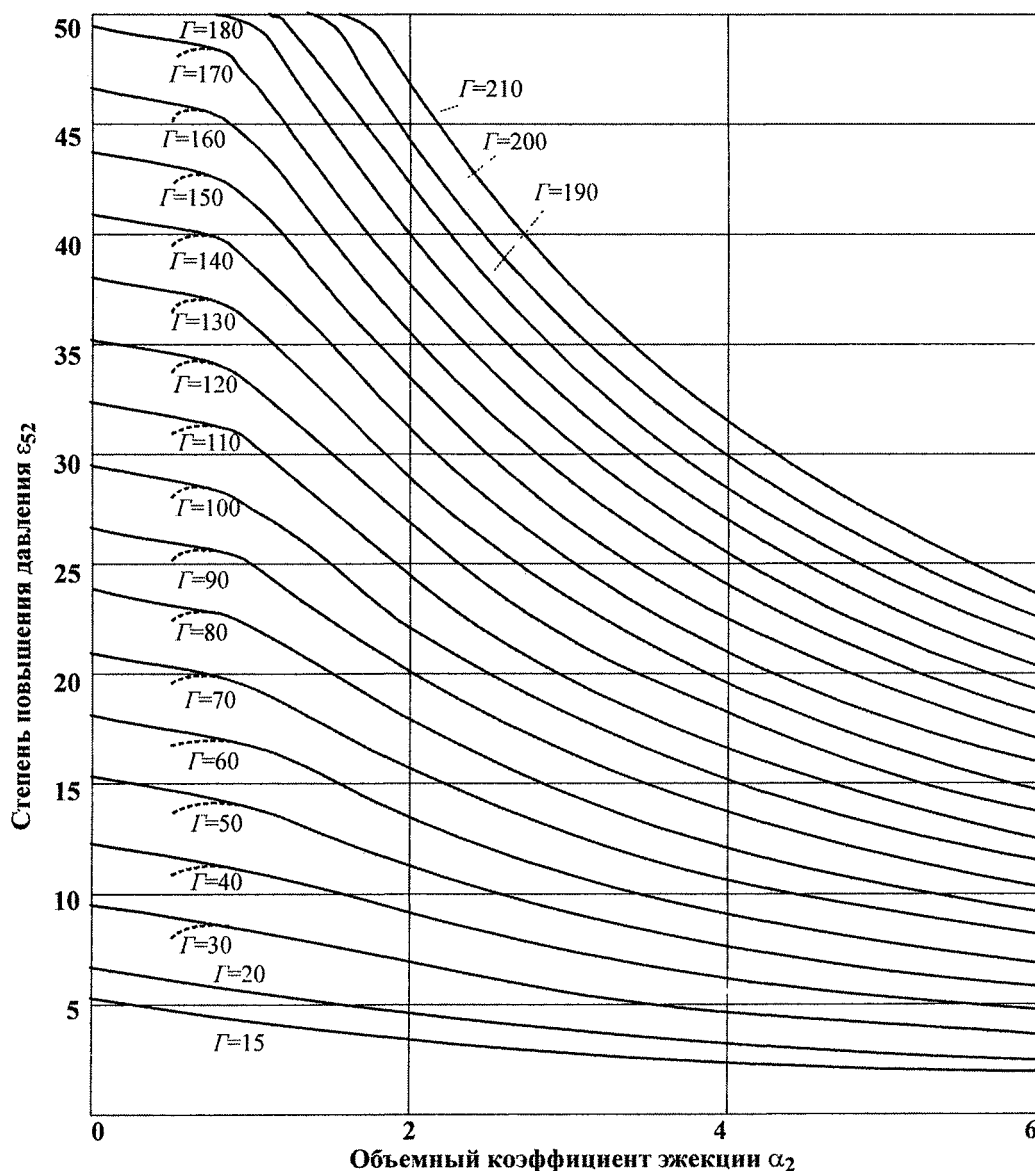


Рис. 2. Экстремальные характеристики ВВЭ дополненные кривыми предельными по коэффициенту скольжения при различных значениях параметра Γ

Расчет и конструирование

На рис. 3 представлено семейство рабочих характеристик ВВЭ (штриховые линии), рассчитанного для замены последних ступеней установки ЭП 11х10, в поле экстремальной характеристики и кривой предельного по коэффициенту скольжения режима при $\Gamma = 65$, $\Omega_{54} = 4,25$, $\zeta_{34} = 0,4$, $\zeta_{45} = 0,3$.

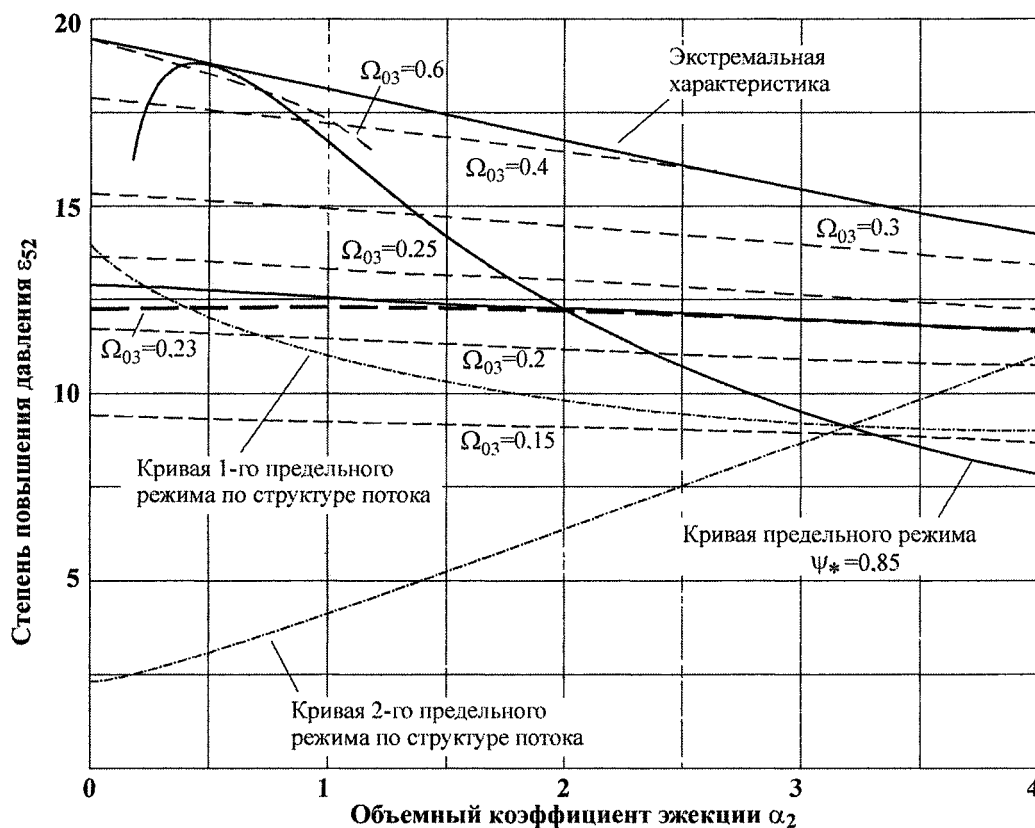


Рис. 3. Рабочие характеристики ВВЭ системы № 1 (ЭП 11х10), при различных Ω_{03} в поле экстремальной характеристики и кривой предельного режима

При выборе относительной площади сопла следует учитывать, что могут быть реализованы режимы, принадлежащие точкам рабочих характеристик левее кривой предельного режима.

Выбираем рабочую характеристику, построенную для $\Omega_{03} = 0,23$, которая на графике проведена толстой линией, поскольку точка с потребной степенью сжатия ($\varepsilon_{52} = 12$) и максимально возможным коэффициентом эжекции принадлежит этой кривой. Таким образом, достижимый объемный коэффициент эжекции $\alpha_2 = 2$.

Подобным образом производим подбор Ω_{03} и определение достижимого коэффициента эжекции для остальных систем (графики не приводятся), результаты сведем в табл. 7.

Таблица 7

Выбор относительной площади сопла и определение коэффициента эжекции

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11х10	42х0,5	ЭПМ 56х175	ЗЭ 1000х40
Безразмерное давление активной струи ВВЭ Γ	65	30	30	100
Относительная площадь сопла Ω_{03}	0,23	0,22	0,22	0,25
Степень сжатия ВВЭ ε_{52}	12	5,7	5,6	19,7
Объемный коэффициент эжекции α_2	2	2,2	2,21	1

9. Определяем массовый коэффициент эжекции

$$\mu = \alpha_2 \cdot \frac{p_2}{R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma} \cdot \rho_{жс}} \quad (7)$$

Для системы № 1 (ЭП 11x10): $\mu = 2 \cdot \frac{10,01}{287 \cdot (273 + 25) \cdot 1000} = 2,34 \cdot 10^{-4}$.

10. Определяем требуемое количество активной воды для ВВЭ: $m_{ж} = \frac{m_{\Gamma}}{\mu}$ – массовый расход воды для ВВЭ, $Q_1 = Q_{ж} = \frac{m_{ж}}{\rho_{жс}}$ – объемный расход воды для ВВЭ. Для системы № 1

(ЭП 11x10): $m_{ж} = \frac{10}{2,34 \cdot 10^{-4}} = 42735,22$ кг/ч; $Q_1 = Q_{ж} = \frac{42735,2}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = 0,0119$ м³/с = 712 л/мин.

11. Определяем требуемую мощность насоса, создающего активный поток воды ВВЭ (без учета КПД насоса): $N_{ВВЭ} = (p_1 - p_{ам}) \cdot Q_1$ (кВт).

Для системы №1 (ЭП 11x10): $N_{ВВЭ} = (366 \cdot 10^3 - 10^5) \cdot 0,0119 = 3,16$ кВт.

Для остальных систем расчеты по пунктам 9–11 сведены в табл. 8.

Таблица 8

Определение требуемого количества воды и требуемой мощности активного потока воды

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Объемный коэффициент эжекции α_2	2	2,2	2,21	1
Массовый коэффициент эжекции μ	$2,34 \cdot 10^{-4}$	$4,47 \cdot 10^{-4}$	$6,03 \cdot 10^{-4}$	$6,24 \cdot 10^{-4}$
Требуемый массовый расход воды ВВЭ $m_{ж}$, кг/ч	42 735,22	46 970,24	71 271,41	961 5424,97
Требуемый объемный расход воды ВВЭ $Q_{ж}$, м ³ /с (л/мин)	0,0119 (712)	0,013 (783)	0,0198 (1188)	2,67 (160 257)
Мощность активного потока ВВЭ $N_{ВВЭ}$, кВт	3,16	2,61	6,14	534

Сопоставим энергетические затраты на работу систем с применением ВВЭ с таковыми для систем на основе пароструйных эжекторов.

Затраты на вакуумирование систем с пароструйными эжекторами складываются из затрат на получение пара под давлением и перекачку воды для использования в барометрических конденсаторах смешивающего типа.

Тепловая энергия, необходимая для получения 1 кг пара:

$$r = U'' - U' + p(\vartheta'' - \vartheta'), \quad (8)$$

где $U'' - U' = C_V \cdot (T_2 - T_1)$ – теплота, затраченная на изменение внутренней энергии пара;

$p(\vartheta'' - \vartheta')$ – теплота, потраченная на работу расширения;

$C_V = 1415$ Дж/(кг · К) – изохорная теплоемкость водяного пара;

$T_2 = 493$ К, $T_1 = 293$ К – рабочая и начальная температуры активного пара;

$\vartheta' = 0,001$ м³/кг – удельный объем воды при температуре $T_1 = 293$ К;

$$\vartheta'' = \frac{R_{II} \cdot T_2}{p_{II}} = \frac{470 \cdot 493}{10 \cdot 10^5} = 0,232 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ – удельный объем пара при температуре } T_2 = 493 \text{ К};$$

$R_{II} = 470$ Дж/(кг · К) – газовая постоянная водяного пара;

$p_{II} = 10 \cdot 10^5$ Па – избыточное давление активного пара.

Для пароструйного эжектора системы № 1 (ЭП 11x10):

$$r = 1415 \cdot (493 - 293) + 10 \cdot 10^5 \cdot (0,232 - 0,001) = 513710 \text{ Дж/кг}.$$

Мощность, затрачиваемая на создание потока пара под давлением (без учета КПД котла и потерь в трубопроводе),

Расчет и конструирование

$$N_{\Pi} = r \cdot m_{\Pi},$$

где m_{Π} – массовый расход рабочего пара, кг/с.

Для системы №1 (ЭП 11x10): $N_{\Pi} = r \cdot m_{\Pi} = 513710 \cdot 0,0194 = 9,9$ кВт.

Мощность, затрачиваемая на подачу воды в конденсаторы,

$$N_{BK} = Q_{BK} \cdot P_B,$$

где Q_{BK} – расход воды через барометрические смешивающие конденсаторы системы (см. табл. 1); $P_B = 2,5$ кгс/см² – потребное в насосе водоснабжения давление (избыточное).

Для системы №1 (ЭП 11x10): $N_{BK} = 0,001 \cdot 2,5 \cdot 10^5 = 0,25$ кВт.

Суммарная мощность системы с пароструйными эжекторами $N_{ПС} = N_{\Pi} + N_{BK}$, кВт. Для системы № 1 (ЭП 11x10): $N_{ПС} = 9,9 + 0,25 = 10,24$ кВт.

Результаты расчетов мощности, затрачиваемой на создание потоков пара и воды, для остальных систем сведены в табл. 9. (расход пара и воды в табл. 9: для системы № 1 – расход первой ступени; для системы № 2 –расходы первых трех ступеней).

Таблица 9

Определение затрачиваемой мощности многоступенчатых систем вакуумирования на основе пароструйных эжекторов

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Тепловая энергия r , Дж/кг	513 710	513 710	513 710	513 610
Массовый расход пара m_{Π} , кг/с	0,0194	0,01	0,06	1,11
Мощность потока пара N_{Π} , кВт	9,9	5,71	7,31	670,68
Расход воды через конденсатор Q_{BK} , м ³ /с (л/мин)	0,0031 (183,3)	0,02 (1083)	0,0017 (100)	0,042 (2500)
Мощность потока воды через конденсатор N_{BK} , кВт	0,25	1,5	0,14	10,42
Суммарная мощность системы с пароструйными эжекторами $N_{ПС}$, кВт	10,24	7,21	7,5	581,1

В табл. 10 представлено сопоставление мощностей исходных и усовершенствованных систем.

Таблица 10

Сравнение затрат мощности систем вакуумирования с пароструйными эжекторами и с ВВЭ

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Мощность активного потока ВВЭ $N_{ВВЭ}$, кВт	3,16	2,61	6,14	534
Суммарная мощность системы с пароструйными эжекторами $N_{ПС}$, кВт	10,24	7,21	7,5	581,1
Экономия мощности ΔN , кВт	7,08	4,6	1,36	47,1
Экономия мощности ΔN , %	69,14	63,8	18,13	8,1

Анализ затрат мощности свидетельствует:

1. Во всех рассмотренных случаях замена пароструйных эжекторов на ВВЭ энергетически выгодна. Кроме экономии мощности, применение ВВЭ позволяет отказаться от громоздких (10–15 м) конденсаторов, при этом размеры установки определяются, в основном, размерами самого струйного насоса.

2. Наиболее выгодным оказывается применение ВВЭ после пароструйной ступени установки. Поскольку, во-первых, это позволяет создавать разрежение ниже давления насыщенного пара, во-вторых, позволяет повысить давление всасывания ВВЭ p_2 . Повышение давления всасыва-

ния ВВЭ позволяет реализовать режимы с низкими степенями расширения, и, следовательно, понизить давление активного потока, а также реализовать режимы с низкими степенями сжатия. Работа при низких степенях сжатия $\varepsilon_{s2} < 6$ соответствует максимуму эффективности работы ВВЭ [7]. Это видно на примере систем № 1 и № 2: экономия мощности для них достигает 69 %.

3. При использовании ВВЭ в качестве одноступенчатой системы вакуумирования экономия мощности в сравнении с ранее рассмотренными системами уменьшается. Это объясняется тем, что в данных случаях давление всасывания низкое, что требует высоких параметров активного потока (высоких G). Эжекторы, работающие на подобных режимах, обеспечивают небольшие коэффициенты эжекции, а значит, возрастает расход активной среды. Кроме того, данный вариант системы может быть реализован только при необходимости создания сравнительно небольших разрежений (выше давления насыщенных паров жидкости).

Литература

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Успенский, В.А. Струйные вакуумные насосы / В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов. – М.: «Машиностроение», 1973. – 141 с.
3. Цейнтлин, А.Б. Пароструйные вакуумные насосы / А.Б. Цейнтлин. – М., Л.: Издательство «Энергия», 1965. – 400 с.
4. Спиридонов, Е.К. Энергетический анализ жидкостногазовых течений / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 3. – № 1(17). – С. 141–150.
5. Спиридонов, Е.К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов // Динамика пневмогидравлических систем: тематич. сб. научн. тр. – Челябинск ЧПИ, 1983. – С. 62–75.
6. Спиридонов, Е.К. Предельные режимы работы двухфазного струйного эжектора / Спиридонов Е.К., Школин С.Б. // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – С. 167–172.
7. Спиридонов, Е.К. Анализ эффективности работы жидкостногазового эжектора в системах глубокого вакуумирования / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов, А.Б. Шпитов // Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий: тематич. сб. научн. трудов – Челябинск: ЧПИ, 1989. – С. 135–140.

Поступила в редакцию 22 сентября 2008 г.

Спиридонов Евгений Константинович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», декан Аэрокосмического факультета Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы.

Evgeny K. Spiridonov. The doctor of engineering science, professor, the Head of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department, Dean of Aerospace faculty of South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices, lobe pumps and pressure head hydraulic-circuit systems.

Школин Сергей Борисович. Аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты.

Sergey B. Shkolin. Post-graduate student of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department of South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЭЖЕКЦИИ

Е.К. Спиридонов, А.А. Дурасов

SIMULATION OF NON-STATIONARY EJECTION

E.K. Spiridonov, A.A. Durasov

Апробирован способ компьютерного трёхмерного моделирования в программном пакете ANSYS CFX для исследования рабочих процессов в динамических насосах трения путём сравнения его результатов с данными физического эксперимента. Выполнено трёхмерное моделирование рабочего процесса струйного насоса при его запуске и выходе на стационарный режим работы. Сравнение результатов моделирования с данными, полученными при расчёте по одномерной физико-математической модели нестационарной эжекции, подтвердило её адекватность и перспективность применения методов численного трёхмерного моделирования.

Ключевые слова: струйный насос, стационарный и нестационарный режимы, физико-математическая модель, численное трёхмерное моделирование, физический и численный эксперимент, методы расчёта, переходный процесс.

The method of computer 3D simulation in ANSYS CFX software for researching the working processes in rotodynamic pumps of friction by comparing its results with the results of physical experiment is tested. 3D simulation of working process of a jet pump at its activation and setting for a steady-state working is performed. Comparison of the results of simulation with the data obtained after estimating by one-dimensional physical and mathematical model of non-stationary ejection proves its adequacy and the availability of applying the methods of numerical 3D simulation.

Keywords: jet pump, stationary and non-stationary modes, physical and mathematical model, numerical 3D simulation, physical and numerical experiment, calculation methods, transient process.

Процессы, происходящие в камере смешения жидкостного эжектора и, в особенности, их динамика, изучены до настоящего времени еще далеко недостаточно. При этом, эффективное развитие струйной техники требует глубокого знания гидродинамики рабочего процесса, статических и динамических характеристик аппарата.

К настоящему времени достаточно полно исследованы стационарные режимы работы струйных аппаратов. Наиболее интенсивно разработками теории и методов расчёта и проектирования динамических насосов трения, работающих в стационарном режиме, занимались научно-исследовательские центры: ВТИ [1], МВТУ им. Баумана [2], ЮУрГУ [3]. Вместе с тем на кафедре гидравлики и гидропневмосистем ЮУрГУ была разработана одномерная физико-математическая модель нестационарной эжекции в струйных аппаратах [4, 5]. В её основе лежат уравнения баланса расходов и энергии потоков жидкости в смесительной камере, а также уравнения Бернулли для неустановившихся потоков в соплах и диффузоре. При приведении этой модели к стационарным условиям работы эжектора, она становится идентичной одномерной модели стационарной эжекции, предложенной В.К. Темновым [3].

Механизмы нестационарного смешения активного и пассивного потоков и их энергообмена в рабочей камере эжектора довольно сложны, поэтому существующие модели, описывающие данный процесс, являются полуэмпирическими, основанными на результатах экспериментальных исследований. Это, в свою очередь, не позволяет получить полное представление о реальных процессах, происходящих в аппарате при переходных режимах.

В следствии выше сказанного на кафедре гидравлики и гидропневмосистем ЮУрГУ выполнено трёхмерное компьютерное моделирование рабочего процесса жидкостного струйного насоса при его запуске и выходе на стационарный режим работы.

Основной задачей моделирования явилось проведение численного эксперимента по запуску

и выходу на стационарный режим жидкостного эжектора. Результаты моделирования позволят удостовериться в адекватности расчётов динамических характеристик насоса по предложенной ранее одномерной физико-математической модели нестационарной эжекции [5].

На первом этапе численного эксперимента решалась задача о правоте трёхмерного моделирования рабочих процессов, происходящих в жидкостных динамических насосах трения, путём применения 3D модели насоса, созданной на основе программного пакета ANSYS CFX. С этой целью был повторен численно физический эксперимент, проведённый Я.Г. Шапиро и изложенный в его статье «Экспериментальное исследование жидкостного эжектора» [6].

Процесс смешения в эжекторе исследовался путем измерения полей скоростей и давлений потока в различных контрольных сечениях камеры смешения, а также путем снятия характеристик работы эжектора.

Для исследования был выбран водяной эжектор с цилиндрической камерой смешения и со сменными соплами различного выходного сечения. На рис. 1 приведена принципиальная схема экспериментального эжектора. Длина камеры смешения эжектора была равна $20D$. Диффузор при испытаниях не ставился. Исследованию подвергался участок камеры длиной $10D$. Снятие полей скоростей и давлений производилось трубками Пито, изготовленными из медицинских игл.

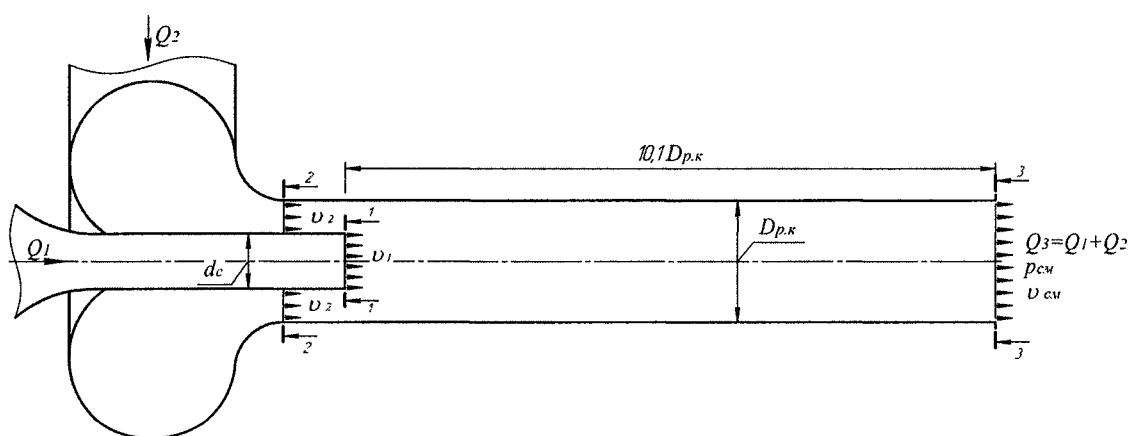


Рис. 1. Принципиальная расчётная схема экспериментального эжектора

В бак постоянного уровня, расположенный на высоте 7 м над осью камеры смешения, вода поступала из водопровода. Постоянство уровня обеспечивалось непрерывным перетеканием воды через переливную трубку. Из бака рабочая жидкость поступала в ресивер, установленный на входе в эжектор. Ресивер, предназначенный для обеспечения симметричного поля скоростей рабочей жидкости относительно оси камеры, был снабжен воздушным колпаком. Расход рабочей жидкости регулировался краном напора. Давление рабочей жидкости на входе в эжектор измерялось ртутным манометром. Пассивная жидкость поступала в эжектор из бака постоянного уровня, снабженного также переливной трубкой. Уровень жидкости можно было изменять от 100 до 600 мм над осью камеры смешения, что было необходимо для тарировки магистрали пассивной жидкости. В остальных случаях уровень поддерживался на высоте $H=515$ мм.

Диаметр камеры смешения был равен 20,3 мм. Поля скоростей и давлений измерялись при двух различных диаметрах сопла: $d_{c1}=10,5$ мм – «первый» и $d_{c2}=12,76$ мм – «основной» режимы работы соответственно.

На основании представленных выше данных о геометрических размерах сопла, рабочей камеры, а также общей схемы установки, на которой проводился физический эксперимент, в приложении Workbench программного пакета ANSYS CFX, были построены трёхмерные расчётные сетки исследуемой проточной части струйного насоса для двух диаметров сопла. Геометрические параметры сеток с расположенными на них контрольными сечениями представлены на рис. 2.

В целях экономии ресурсов и упрощения вычислений, в расчёт была принята только та часть камеры смешения, в которой проводились физические измерения. Следовательно, длина смоделированной камеры смешения, отсчитанная от выходной кромки сопла (сечение 1–1), была принята 215,3 мм ($10,1D_{p,к}$) для «первого» режима и 210,3 мм для «основного» режима работы.

Основные количественные параметры расчётных сеток «первого» и «основного» режимов работы представлены в табл. 1.

Расчет и конструирование

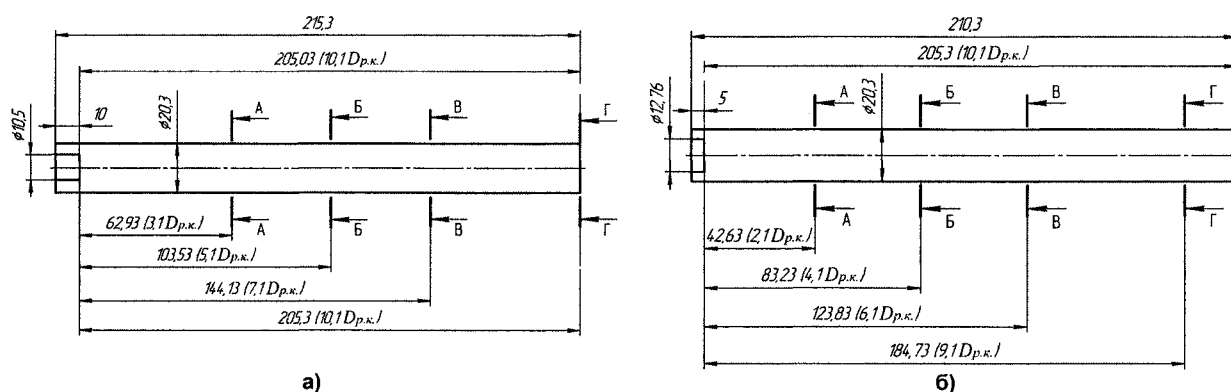


Рис. 2. Геометрические параметры исследуемой части эжектора: а – для «первого» режима работы; б – для «основного» режима работы

Полученные расчётные сетки проточной части насоса были переданы в препроцессор ANSYS CFX, в котором были заданы граничные условия численного расчёта.

Таблица 1

Параметры расчетных сеток

Режимы работы	«Первый»	«Основной»
Количество тетраэдров	483 856	476 620
Количество пирамид	266	248
Количество призм	255 126	254 132
Общее число узлов	218 085	216 446
Общее число элементов	739 248	732 000

Граничные условия, заданные для двух режимов работы «первого» и «основного» представлены в табл. 2, 3.

Таблица 2

Граничные условия для «первого» режима работы ($d_{c1}=10,5$ мм)

Тип	Вход активного потока	Вход пассивного потока	Выход смешанного потока
Расположение	сечение 1–1	сечение 2–2	сечение 3–3
Тип условия	inlet	inlet	outlet
Режим течения	дозвуковой	дозвуковой	дозвуковой
Заданный параметр потока	$v_1=3,8$ м/с	$v_2=0,58$ м/с	$p_{см}=1710$ Па
Вектор потока	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения

Таблица 3

Граничные условия для «основного» режима работы ($d_{c2}=12,5$ мм)

Тип	Вход активного потока	Вход пассивного потока	Выход смешанного потока
Расположение	сечение 1–1	сечение 2–2	сечение 3–3
Тип условия	inlet	inlet	outlet
Режим течения	дозвуковой	дозвуковой	дозвуковой
Заданный параметр потока	$v_1=3,7$ м/с	$v_2=0,56$ м/с	$p_{см}=1970$ Па
Вектор потока	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения

Поверхность доменов, оставшаяся после выделения граничных условий – стенка (тип Wall) с параметром шероховатости $Rz=32$ мкм. Тип домена – дистиллированная вода при температуре

25 °С. Численный эксперимент проводился в абсолютной системе давлений, в поле силы тяжести. Главная ось эжектора располагалась перпендикулярно вектору ускорения свободного падения. При расчёте была использована k-Epsilon модель турбулентности с параметрами средней интенсивности $k=0,05$; $\varepsilon=10$ – для сечений 1–1 и 2–2 и низкой интенсивности $k=0,01$; $\varepsilon=1$ для сечения 3–3.

Величины скоростей и давлений потока в контрольных сечениях проточной части насоса полученные на основе численного моделирования были переведены в безразмерные и сопоставлены с экспериментальными данными. Результаты сопоставления для «первого» и «основного» режимов работы представлены на рис. 3–6.

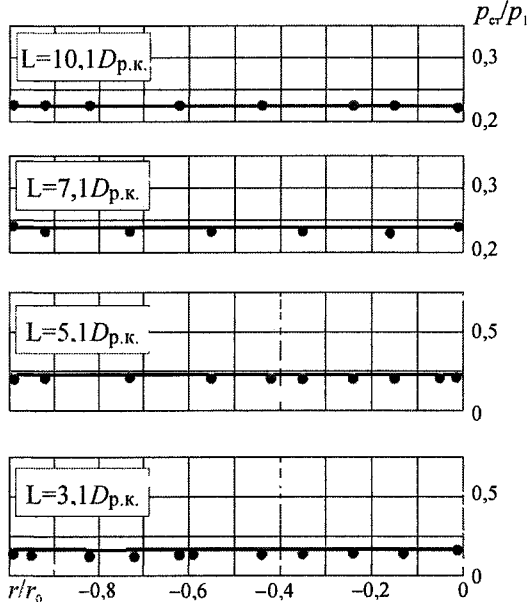


Рис. 3. Поля давлений в контрольных сечениях для «первого» режима работы:
• – данные физического эксперимента Я.Г. Шапиро;
— — кривая результатов численного моделирования

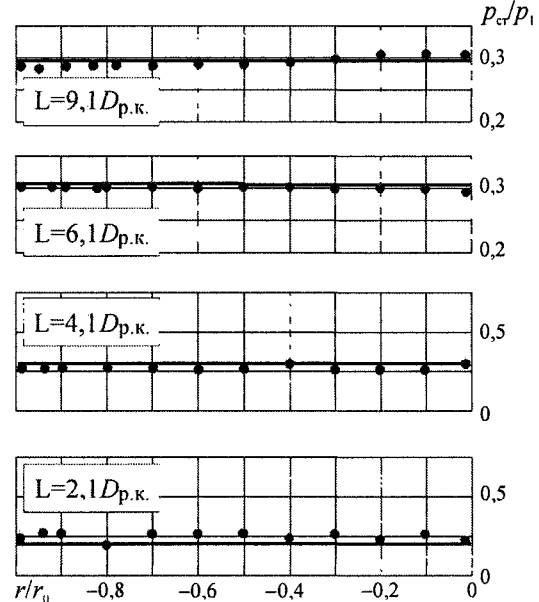


Рис. 4. Поля давлений в контрольных сечениях для «основного» режима работы:
• – данные физического эксперимента Я.Г. Шапиро;
— — кривая результатов численного моделирования

Как видно из представленных выше графиков, а так же сравнительных данных табл. 4, результаты численного моделирования и физического эксперимента весьма удовлетворительно согласуются между собой. Некоторые расхождения значений скоростей и давлений потока в контрольных сечениях на представленных зависимостях можно объяснить тем, что в статье Я.Г. Шапиро [6] не в полной мере были изложены некоторые особенности конструкции экспериментальной установки и условий проведения эксперимента, которые пришлось домысливать самостоятельно. Однако полученные результаты свидетельствуют о том, что применение метода компьютерного трёхмерного моделирования в программном пакете ANSYS CFX для исследования рабочих процессов в динамических насосах трения вполне адекватно и весьма перспективно.

Сравнение расчетных экспериментальных данных

Таблица 4

Сечение	Средняя по сечению скорость потока, м/с					
	«Первый» режим работы			«Основной» режим работы		
	По эксперименту	По модели	Погрешность $\sigma_{абс.}, \%$	По эксперименту	По модели	Погрешность $\sigma_{абс.}, \%$
1–1	3,80	3,61	5,0	3,70	3,53	4,5
2–2	0,58	0,58	0,0	0,56	0,56	0,0
3–3	1,42	1,43	0,7	1,74	1,79	3,0

На втором этапе численного эксперимента в программном пакете ANSYS CFX была создана трёхмерная модель проточной части классического жидкостного струйного насоса.

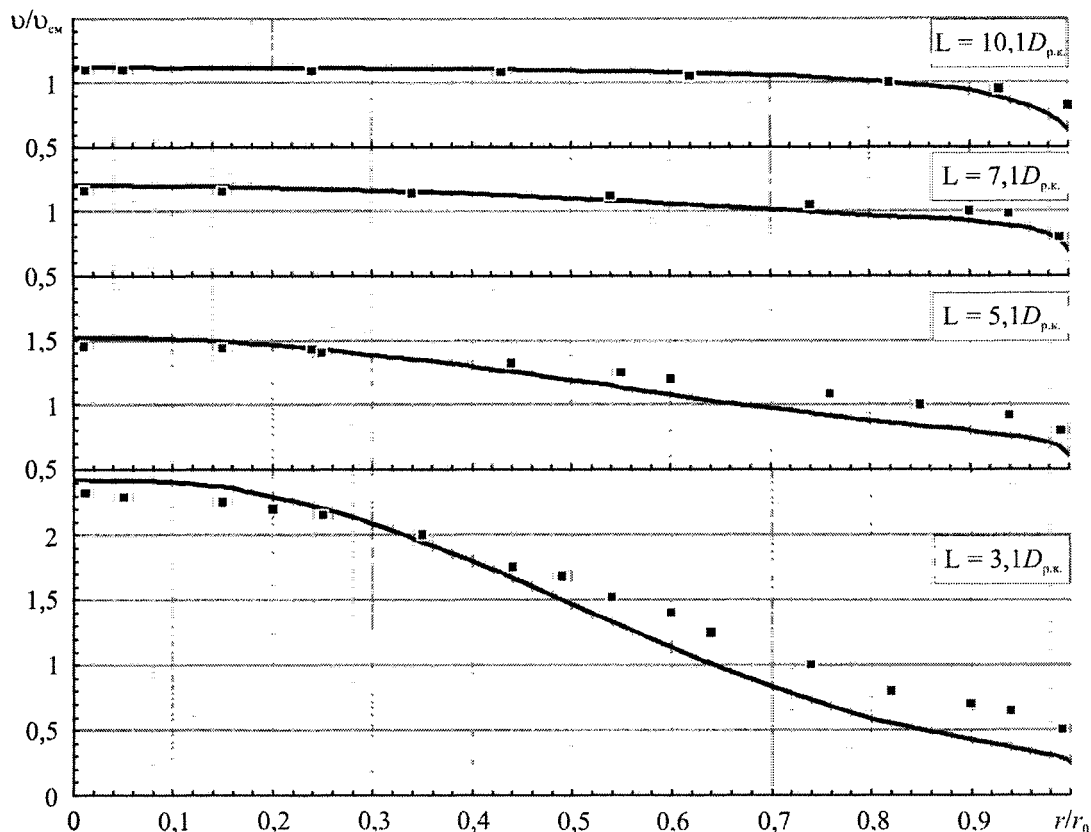


Рис. 5. Поля скоростей в контрольных сечениях для «первого» режима работы:
 ■ — данные физического эксперимента Я. Г. Шапиро;
 — — кривая результатов численного моделирования

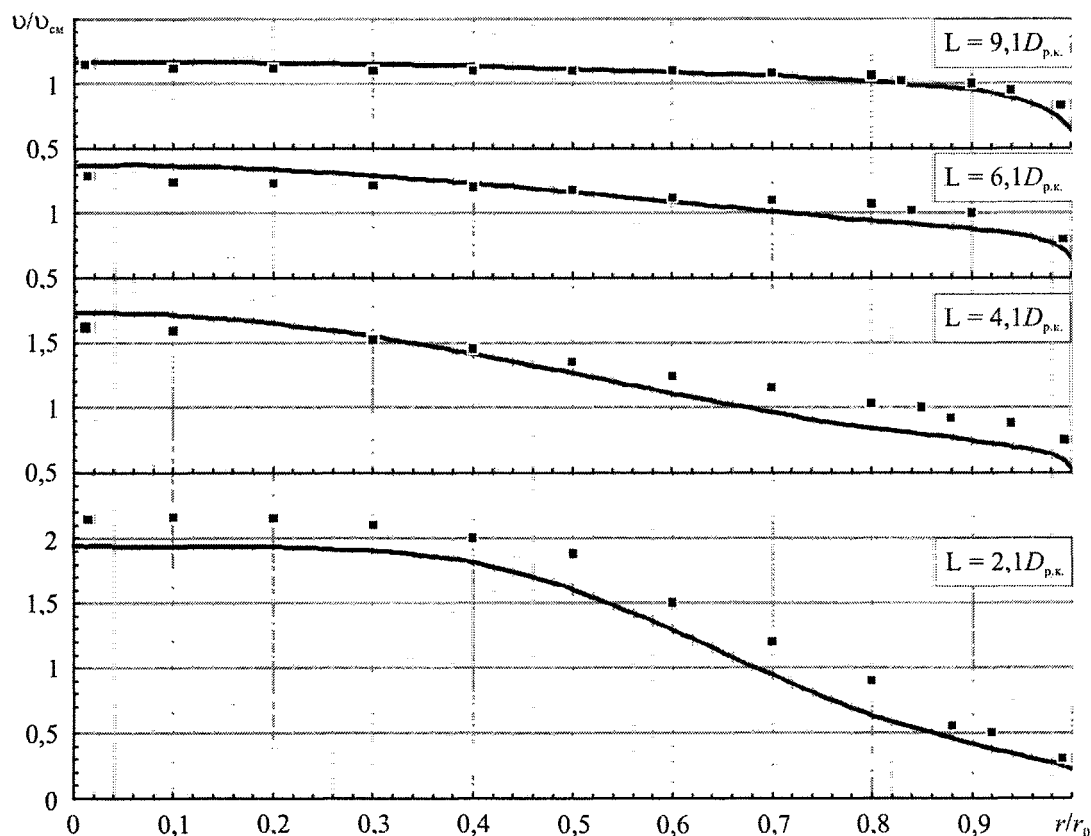


Рис. 6. Поля скоростей в контрольных сечениях для «основного» режима работы:
 ■ — данные физического эксперимента Я. Г. Шапиро;
 — — кривая результатов численного моделирования

Расчёт параметров и профилирование проточной части эжектора для сравнения были выполнены по двум различным и наиболее общепринятым методикам. Расчётная схема для моделируемого струйного аппарата представлена на рис. 7. Первая методика была предложена профессором кафедры ГиГПС ЮУрГУ В.К. Темновым [3], результат расчёта – на рис. 8, а вторая была предложена Е.Я Соколовым, Н.М. Зингером (ВТИ) [1], результат расчёта – на рис. 9.

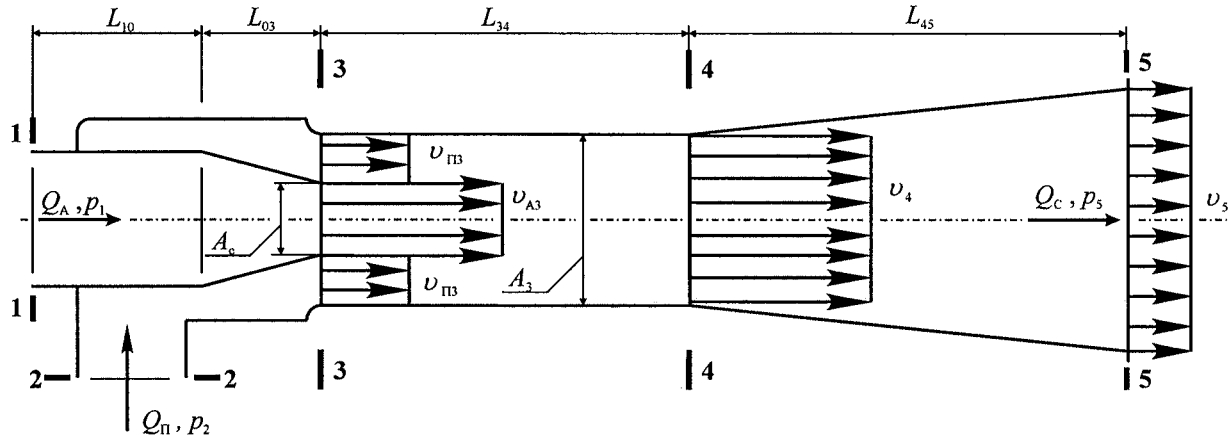


Рис. 7. Принципиальная расчётная схема жидкостного струйного эжектора

Исходные данные для расчёта по двум выше обозначенным методикам были приняты одинаковыми и являлись следующими: полное абсолютное давление активного потока на входе в эжектор $\bar{p}_1 = 10$ атм. (сечение 1–1); полное абсолютное давление пассивного потока на входе в эжектор $\bar{p}_2 = 2$ атм. (сечение 2–2); требуемое полное абсолютное давление на выходе из эжектора $\bar{p}_5 = 3$ атм. (сечение 5–5); необходимая производительность насоса $Q_5 = 27,8$ дм³/с.

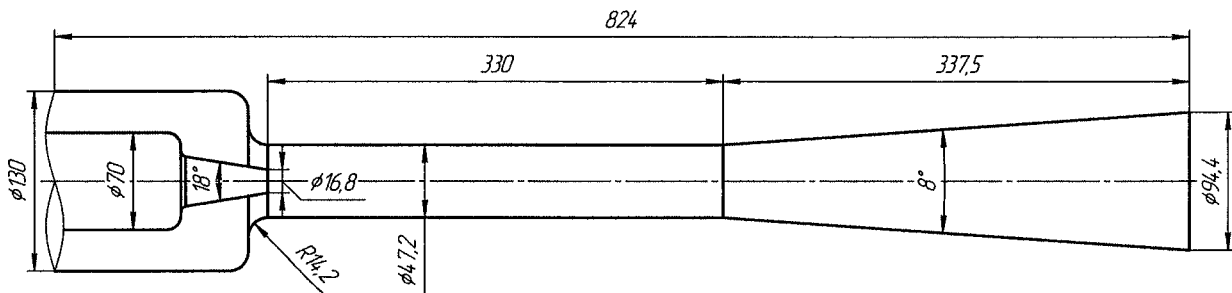


Рис. 8. Проточная часть струйного насоса, рассчитанная по методике В.К. Темнова (ЮУрГУ)

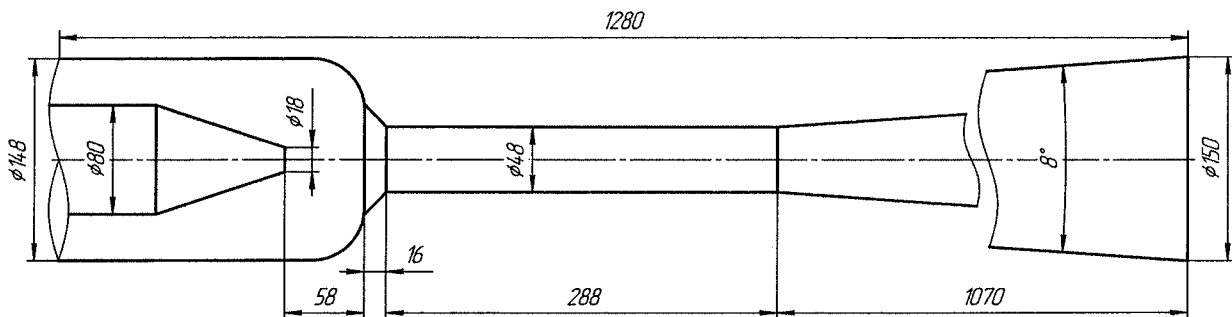


Рис. 9. Проточная часть струйного насоса, рассчитанная по методике Е.Я Соколова, Н.М. Зингера (ВТИ)

При сравнении рис. 8, 9 видно, что проточные части эжектора, рассчитанные при одинаковых исходных условиях, но по разным методикам имеют существенные различия. Расчётные расходы активного и пассивного потоков, представленные в табл. 5, также различны. Причём, струйный насос, рассчитанный по методике В.К. Темнова, обладает при меньших расходах активного потока большим расходом эжектируемой среды.

Расчет и конструирование

Таблица 5

Средний по сечению расход, $\text{дм}^3/\text{с}$

Сечение	Расчёт по методике В.К. Темнова	Расчёт по методике Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера
1–1	8,42	9,60
2–2	19,38	18,30

Таблица 6

Параметры расчётной сетки

Параметр	Количество
Тетраэдр	483 856
Пирамида	266
Призма	255 126
Общее число узлов	218 085
Общее число элементов	739 248

После анализа обеих методик расчёта параметров и профилирования проточной части эжектора было принято решение построить трёхмерную модель на основе данных расчёта по методике В.К. Темнова.

На основании представленных выше данных об основных геометрических параметрах эжектора, в приложении Workbench программного пакета ANSYS CFX, была построена трёхмерная расчётная сетка проточной части исследуемого аппарата. Основные количественные параметры расчётной сетки, занесены в табл. 6.

Далее расчётная сетка проточной части эжектора была передана в препроцессор ANSYS CFX, в котором были заданы граничные условия численного расчёта. Основные граничные условия, заданные для исследуемого струйного аппарата, представлены в табл. 7. Величины полного давления заданы избыточными. Атмосферное давление принято равным $p_{атм} = 0,0981$ МПа.

Поверхность доменов, оставшаяся после выделения граничных условий – стенка (тип Wall) с параметром шероховатости $Rz = 32$ мкм. Тип домена – дистиллированная вода при температуре 25°C . Численный эксперимент проводился в поле силы тяжести земли. Главная ось эжектора располагалась перпендикулярно вектору ускорения свободного падения.

При расчёте была использована k-Epsilon модель турбулентности с параметрами средней интенсивности $k=0,05$; $\varepsilon=10$ – для сечений 1–1 и 2–2 и низкой интенсивности $k=0,01$; $\varepsilon=1$ для сечения 5–5.

Таблица 7

Граничные условия для исследуемого струйного аппарата

Тип	Вход активного потока	Вход пассивного потока	Выход смешанного потока
Расположение	сечение 1–1	сечение 2–2	сечение 5–5
Тип условия	inlet	opening	opening
Режим течения	дозвуковой	дозвуковой	дозвуковой
Заданный параметр потока	$Q_5 = 27,8 \text{ дм}^3/\text{с}$	$\bar{p}_2 = 2 \text{ атм}$	$\bar{p}_5 = 3 \text{ атм}$
Вектор потока	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения	по нормали к плоскости сечения

Далее расчётная модель с заданными граничными условиями была передана в решатель. Основные параметры решателя: общее время моделирования 0,7 с, из них 80 шагов по 0,000625 с и 13 шагов по 0,5 с; критерий сходимости – $\text{RMS error} = 0,0004$; число итераций в каждом шаге – 10.

После успешного решения задачи, т. е. достижения заданного критерия сходимости результаты были переданы в постпроцессор для дальнейшей обработки.

В табл. 8 представлены величины расхода и полного давления потока в контрольных сечениях эжектора (сечения 1–1, 2–2 и 5–5), полученные после выхода эжектора на стационарный режим работы, а также значения данных параметров, заданные по условию задачи, и погрешность численного эксперимента.

Сечение	Средний по сечению расход, $\text{дм}^3/\text{с}$			Среднее по сечению полное давление, МПа		
	Численное решение	Условие задачи	Погрешность расчёта $\sigma_{\text{абс.}}$, %	Численное решение	Условие задачи	Погрешность расчёта $\sigma_{\text{абс.}}$, %
1-1	8,42	8,42	$\cong 0$	0,90	0,98	8
2-2	18,81	19,38	3	0,19	0,19	$\cong 0$
5-5	27,22	27,80	2	0,30	0,29	2

Из табл. 8 видно, что погрешности контрольных параметров потока весьма малы и вполне могут быть объяснены несовершенством численных методов расчёта с одной стороны и наличием эмпирических составляющих аналитического метода с другой.

В табл. 9 представлены значения расхода активной, пассивной жидкости и общей производительности эжектора, вычисленные разными методами.

Таблица 9

Сечение	Средний по сечению расход, $\text{дм}^3/\text{с}$			
	Численное моделирование ANSYS CFX	Расчёт по методике В.К. Темнова	Расчёт по уравнениям нестационарной эжекции	Расчёт по методике Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера
1-1	8,42	8,42	8,24	9,60
2-2	18,81	19,38	18,90	18,30
5-5	27,22	27,80	27,10	27,80

Далее в программном пакете MathCAD на основе дифференциальных уравнений нестационарной эжекции, представленных в статье [5], был выполнен расчёт переходного рабочего процесса в струйном аппарате, включающий его запуск и выход на стационарный режим работы. При расчёте были использованы геометрические параметры и граничные условия, аналогичные тем, что применялись при трёхмерном моделировании в пакете ANSYS CFX и описаны выше.

По результатам расчёта были построены графики изменения скоростей активного, пассивного потоков для сечения 3-3 и смешанного потока в сечении 4-4 (рис. 10). Эти графики были сопоставлены с аналогичными зависимостями, полученными в ходе численного эксперимента в пакете ANSYS CFX.

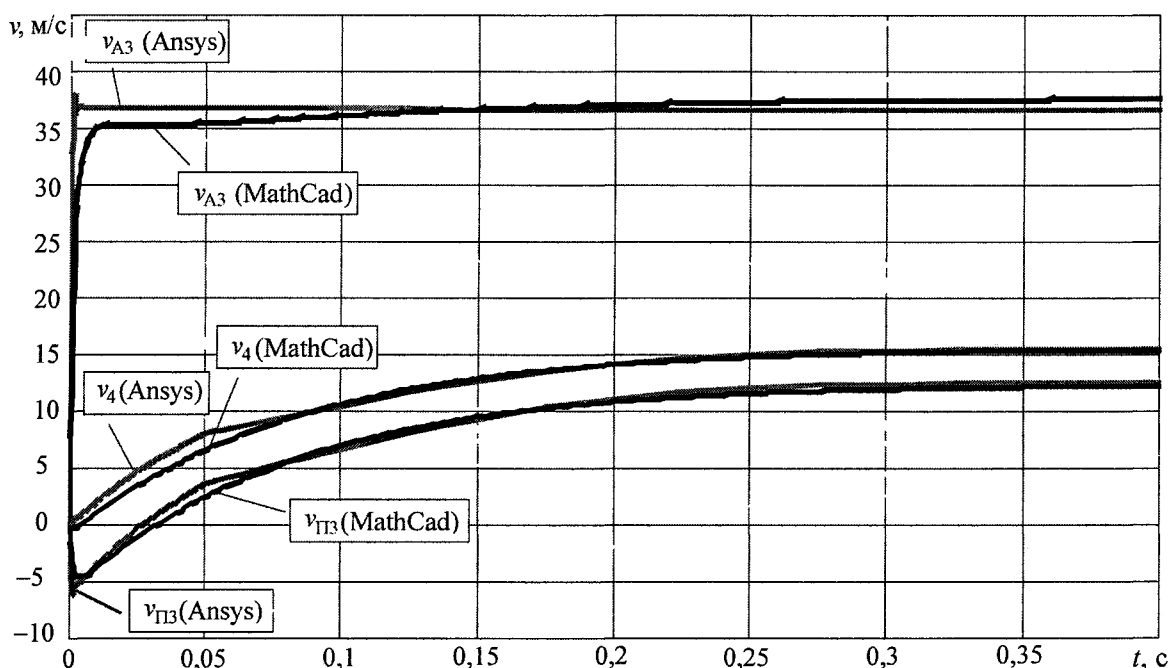


Рис. 10. Изменение скоростей активного, пассивного и смешанного потоков жидкостного эжектора при его запуске и выходе на стационарный режим работы

Расчет и конструирование

Анализ результатов численного моделирования, представленных в табл. 8, 9 и на рис. 10 позволяет сделать ряд важных выводов:

1. Погрешности контрольных параметров потока (см. табл. 8) весьма малы, и их наличие вполне объяснимо особенностями использования упрощенной (k -Epsilon) модели турбулентности в численных методах трёхмерного моделирования.

2. Значения среднего расхода в сечениях 1–1, 2–2 и 5–5 (см. табл. 9) на стационарном режиме работы жидкостного эжектора, вычисленные разными способами, практически не отличаются друг от друга. Это обстоятельство, а так же график, представленный на рис. 11 позволяют говорить о правомерности и высокой степени достоверности расчёта переходных процессов эжектора по одномерной физико-математической модели нестационарной эжекции.

3. Внедрение численных методов моделирования рабочих процессов в эжекторных системах даёт возможность подойти на принципиально новом технологическом уровне к решению следующих актуальных задач, таких как:

- совершенствование существующих методик расчёта и проектирования СН;
- создание принципиально новых универсальных методов расчёта и проектирования современных СН;
- экономия финансовых и временных ресурсов особенно на начальных этапах проектирования.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Челябинской области.

Литература

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты – 3-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Подвидз, Л.Г. Расчёт струйных насосов и установок / Л.Г. Подвидз, Ю.Л. Кирилловский // Труды ВНИИгидромаши / ВНИИгидромаш. – 1968. – Вып. 38. – С. 44 – 96.
3. Темнов, В.К. Расчёт и проектирование жидкостных эжекторов: Учебное пособие / В.К. Темнов, Е.К. Спиридонов. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44 с.
4. Спиридонов, Е.К. Математическое моделирование нестационарной эжекции в струйном насосе / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 3. – № 17. – С. 151–155.
5. Спиридонов, Е.К. Характеристики нестационарной эжекции в жидкостном струйном насосе / Е.К. Спиридонов, А.А. Дурасов // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». – 2007. – Вып. 10. – № 25. – С. 35–44.
6. Шапиро, Я.Г. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора / Я.Г. Шапиро // Научные тр. МАИ. – 1950. Вып. 97. – С. 191–236.

Поступила в редакцию 24 октября 2008 г.

Спиридонов Евгений Константинович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», декан Аэрокосмического факультета Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы.

Evgeny K. Spiridonov. The doctor of engineering science, professor, the head of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department, dean of aerospace faculty of the South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices, lobe pumps and pressure head hydraulic-circuit systems.

Дурасов Алексей Анатольевич. Аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты.

Aleksey A. Durasov. The post-graduate student of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department of South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

V.V. Kotov

AUTOMATIZATION OF THE SPACE-ROCKET COMPLEXES' GAS-SUPPLY SYSTEMS PROJECTING

V.V. Kotov

Рассмотрены особенности систем газоснабжения ракетно-космических комплексов. Проанализирован процесс проектирования систем газоснабжения, обосновано использование выбранной системы математических моделей. Приведена предлагаемая методика проектирования, описана структура разработанного программного комплекса.

Ключевые слова: газоснабжение ракетно-космических комплексов, математическая модель.

The peculiarities of the gas-supply systems of space-rocket complexes are considered. The process of projecting of the gas-supply systems is analyzed; the usage of the selected system of mathematical models is justified. The suggested methods of projecting is given, the structure of designed bundled software is described.

Keywords: gas-supply of space-rocket complexes, mathematical model.

Современные системы газоавтоматики характеризуются расширением как номенклатуры применяемых рабочих тел, так и диапазона изменения их параметров. Это обусловлено стремлением улучшить количественные и качественные показатели технического уровня систем, обеспечить требования по экологии. Так, например, применение водорода, гелия повышает быстродействие систем. Водород и кислород являются компонентами экологического чистого топлива, инертные газы и азот обеспечивают эффективную нейтрализацию различных полостей. Криогенные температуры необходимы для реализации высокоэффективных газо-жидкостных источников энергии, высокие давления уменьшают массогабаритные характеристики систем, позволяют развивать большую мощность.

В полной мере это относится к системам газоснабжения (СГС) ракетно-космических комплексов [1], в которых в первую очередь реализуются все достижения научно-технического прогресса. Этот класс СГС представляет собой совокупность взаимосвязанных агрегатов, устройств и приборов, предназначенных для приема сжатых газов от средств заправки, их хранения и обеспечения ракеты-носителя, систем и агрегатов наземного технологического оборудования стартового комплекса сжатыми газами в заданном количестве и с заданными значениями параметров при подготовке изделия к пуску, при пуске, заключительных операциях, а также во время технического обслуживания. Типовая структура СГС показана на рис. 1.

Как следует из рис. 1, структуры СГС, в сравнении с городскими, промышленными [2], являются более простыми и представляют собой совокупность линий древовидной структуры от источника питания к многочисленным потребителям, каждый из которых предъявляет специфические требования к СГС (род газа, его параметры, циклограмма потребления). Наличие подобных структур диктуется также высокими требованиями по точности, быстродействию, надежности, необходимостью быстрой идентификации возможных отказов и их устранения. Количество линий питания достигает нескольких десятков, суммарное количество элементов арматуры в блоках и стойках – нескольких сотен, расстояние между источником питания СГС и потребителями – порядка километра. В автоматизированных СГС дополнительно присутствует электропневматическая система контроля и диагностики.

Изложенное свидетельствует о том, что СГС являются сложными техническими системами. Их проектирование требует значительных затрат ресурсов. В современных условиях создание подобных систем на высоком техническом уровне, в сжатые сроки, с заданными количественными

Расчет и конструирование

ми и качественными показателями невозможно без комплексной автоматизации процедур их анализа и синтеза, использования достижений современных информационных технологий [3–5].

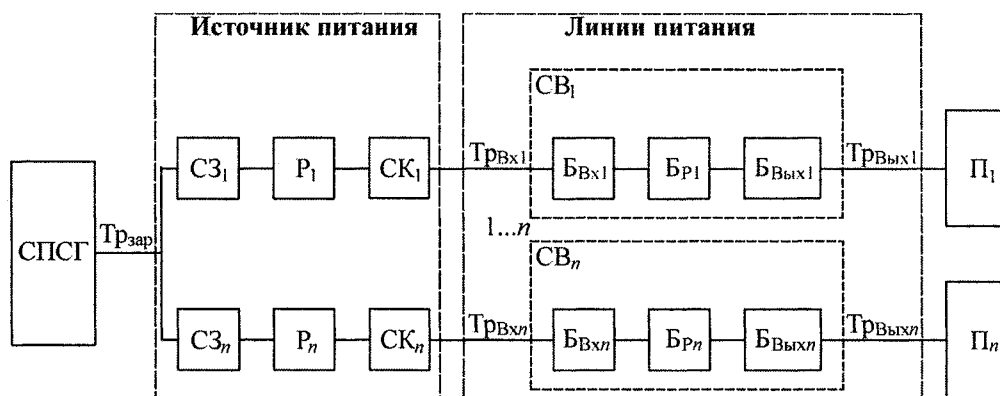


Рис. 1. Типовая структура СГС: СПСГ – система производства сжатых газов, Тр_{зар} – зарядный трубопровод, СЗ – стойка зарядная, Р – секция ресивера источника питания, СК – стойка коммутации, Тр_{вх} – входной трубопровод, СВ – стойка выдачи, Б_{вх} – входной блок, Б_р – регулирующий блок, Б_{вых} – выходной блок, Тр_{вых} – выходной трубопровод, П – потребитель

Анализ процесса проектирования СГС с точки зрения его автоматизации показывает, что в нем должны использоваться системы автоматизированного проектирования, обеспечивающие сквозное проектирование и информационную поддержку. При этом важнейшей является задача автоматизации начальных этапов проектирования – технического предложения и эскизного проекта. Они являются специфичными для различных классов систем, и, зачастую, недостаточно формализованными. Это порождает циклический процесс системного анализа [6]: поиск вариантов, их сравнение по определенным критериям и отбор приемлемых, принятие ответственных решений и их обоснование при формировании концепции проекта. Такая технология и рассматривается в настоящей работе.

Исходные данные для проектирования содержатся в техническом задании на разработку системы, а результатом является документация проекта: схемы СГС и ее подсистем (блочные, структурные, принципиальные), а также пояснительная записка к проекту, содержащая обоснование принятых на данном этапе решений (рис. 2). На следующих этапах выполняется рабочее проектирование и соответствующий инженерный анализ.

Математическое обеспечение является основой САПР [3]. Существенной его особенностью является наличие взаимосвязанной системы математических моделей различной степени точности (сложности), а также рекомендаций (критериев) по их областям применения. Наличие такого математического обеспечения, в совокупности с соответствующим программным и информационным обеспечениями, удобным интерфейсом, позволит существенно увеличить возможности проектировщика, как при синтезе вариантов системы, так и при анализе различных (в том числе нерасчетных) режимов их функционирования.

В отличие от известных программных комплексов ПА-8, «ГИДРОСИСТЕМА», Zulu, ориентированных на различные структуры гидравлических и газовых систем, предлагаемое программное средство реализует математический аппарат, отражающий функционирование системы с учетом свойств реального газа (в том числе процесса фазового перехода «газ-жидкость»), теплообмена в системе, а также движения газа в линиях питания с высокими скоростями.

Сегодня имеется большое количество работ по учету свойств реального газа при исследовании пневмосистем. Можно отметить, например, работы, исследующие термодинамику переменного количества газа, уравнение состояния Редлиха-Квонга, а также полиномиальное уравнение состояния [1]. Они позволяют решать как задачи статики, так и динамики систем, параметры рабочих тел которых изменяются в весьма широких пределах. Указанные математические модели положены в основу разработанного программного обеспечения, с использованием которого были выполнены исследования по определению областей использования моделей в процессе проектирования линий систем газоснабжения.

Используемый математический аппарат позволяет выполнить анализ исследуемой системы при допущении, что рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеального газа, а также реального газа в форме уравнения Редлиха-Квонга и полиномиального уравнения. Это позволяет

решить задачи анализа систем, где в качестве рабочей среды используются различные газы, работающие в широком диапазоне параметров, а также имеют место специфические процессы, например явление фазового перехода «газ-жидкость» и обратно.

Наличие системы математических моделей с различным уровнем идеализации протекающих процессов позволило построить гибкую систему проектирования СГС. На начальных этапах при решении задач многовариантного анализа и оптимизации используются упрощенные модели. Для целей более детального анализа и численного эксперимента находят применение более сложные, требующие существенных затрат машинного времени, но и более точные модели. Очевидно, что выбор той или иной математической модели может быть реализован только при наличии информации о возможной области ее применения. В результате проведенных исследований определены погрешности, имеющие место при использовании моделей с различным уровнем идеализации, использующих различные рабочие тела в широком диапазоне давлений и температур.

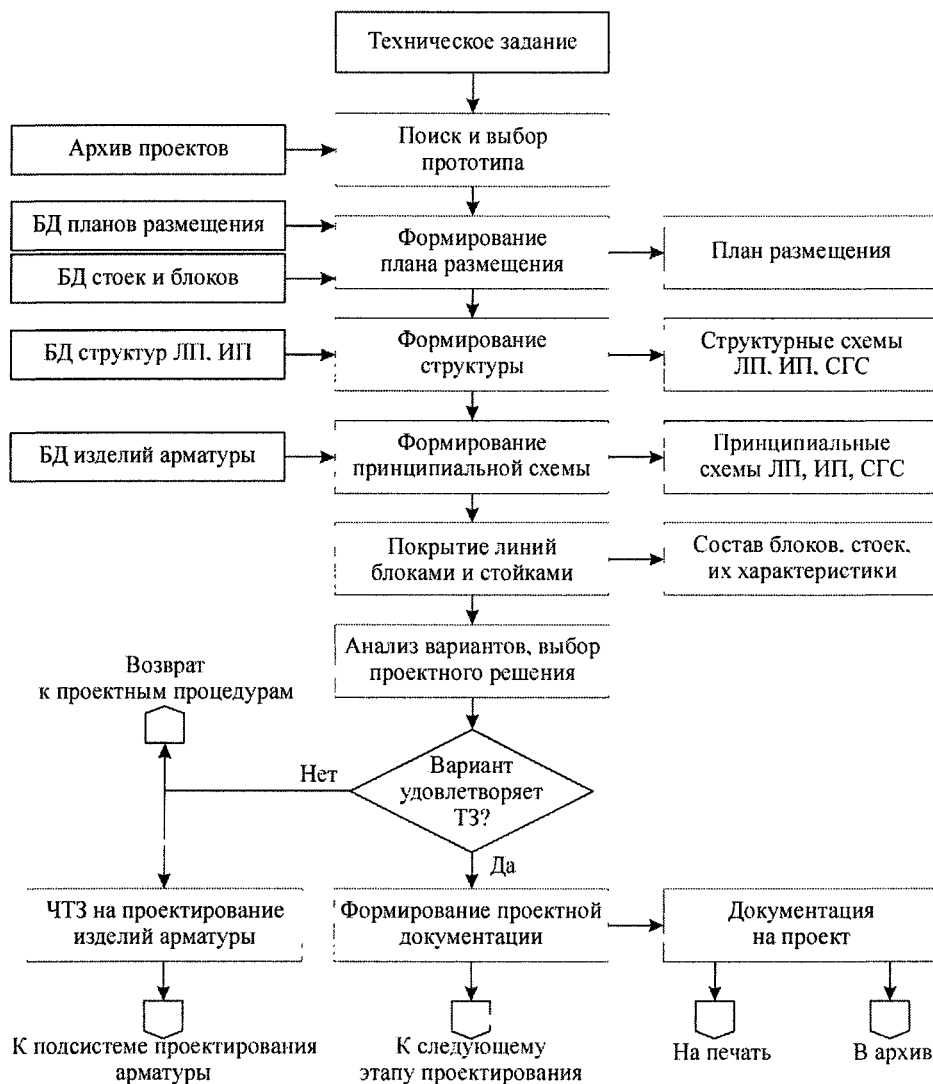


Рис. 2. Структурная схема проектирования систем газоснабжения

Предлагаемая система «Анализ и проектирование СГС» состоит из программных модулей, предназначенных для решения двух типов относительно самостоятельных задач:

- 1) инженерного анализа, численных исследований и обработки их результатов;
- 2) проектирования, которое представляет собой целенаправленный процесс из процедур (операций), базирующихся на программных модулях анализа, проектирования, оптимизации, документирования.

Особенность модулей анализа заключается в том, что они базируются на единой системе математических моделей, подчиняющихся уравнениям состояния идеального газа, газа Редлиха-Квонга и полиномиального, что позволяет расширить круг решаемых задач.

Расчет и конструирование

Автоматизированная система содержит в своем составе математическое ядро, информационную подсистему, подсистему документирования.

Математическое ядро содержит математические модели, алгоритмы и программные модули решения следующих задач:

- расчет параметров линий питания входного и выходного трубопровода, оптимизация их параметров;
- расчет параметров источника питания;
- расчет термодинамических и теплофизических свойств газов;
- расчет расхода газа через сужающее отверстие и его диаметра;
- расчет тепловых потоков и процессов;
- расчет статической характеристики регулятора давления;
- гидравлический расчет изделий арматуры.

Информационная подсистема имеет следующие подразделы (по ISO 10303 STEP): нормативно-справочный, долговременный, актуальный. В долговременном разделе хранятся результаты решения задач, в актуальном разделе хранится документация текущего проекта. Нормативно-справочный раздел содержит справочные данные по газам, материалам, трубопроводам, баллонам, типовым схемным решениям линий СГС [1], арматуре, методические материалы. В базе данных арматуры содержится номенклатура изделий арматуры, их массо-габаритные характеристики, показатели надежности, ресурса, используемые рабочие среды, допустимые значения их рабочих параметров, степень автоматизации выполнения функций. Эти параметры могут являться дополнительными факторами при оценке качества системы.

Подсистема документирования базируется на стандартных формах отчетов, включающих схемы, рисунки, таблицы и графики результатов расчетов, которые заполняются автоматически на основе протоколов работы пользователя и могут редактироваться им.

В состав автоматизированной системы входит следующее методическое обеспечение:

- 1) типовая методика проектирования СГС (см. таблицу);
- 2) методики решения прикладных задач анализа;
- 3) методика определения гидравлических сопротивлений изделий пневмоавтоматики;
- 4) руководства пользователя, имеющегося программного обеспечения.

Типовая методика проектирования СГС

№ этапа	Содержание этапа
1	Формирование плана размещения СГС (определение мест размещения источника питания, средств заправки, потребителей и расстояний между ними)
2	Формирование варианта структуры СГС
2.1	Разбивка ИП на ресиверы по родам рабочих тел, по типам потребителей.
2.2	Привязка потребителей к ресиверам ИП, ресиверов ИП к средствам заправки (определение номенклатуры и мест расположения стоек и блоков арматуры и уточнение длин трубопроводов между ними)
3.	Формирование структурных схем ресиверов источника питания и линий питания
3.1	Начало цикла по линиям питания потребителей (для i-ой линии)
3.2	Начало цикла по ресиверам (для i-го ресивера)
3.3	Анализ результатов проектирования и поиск нового варианта структуры СГС. При наличии варианта – возврат к п.2
4	Формирование линий заправки (расчет базового диаметра, формирование структурной схемы линий заправки)
5	Формирование документации проекта (структурных схем источника питания, линий питания, линий заправки, спецификаций к ним и пояснительной записки)
6	Формирование принципиальных схем линий питания СГС (идентификация арматуры, размещение ее в блоках и стойках, поверочные гидравлические и тепловые расчеты, формирование данных для уточненного расчета источника питания)
7	Формирование принципиальных схем линий заправки СГС (идентификация арматуры, размещение ее в блоках и стойках, гидравлические и тепловые расчеты)
8	Уточненный расчет параметров источника питания СГС
9	Формирование документации проекта (принципиальных схем линий питания, линий заправки, источника питания, спецификаций к ним и пояснительной записки).

Выводы

1. С использованием результатов выполненных исследований разработан вариант автоматизированной системы для автоматизации начальных этапов проектирования СГС. К ее особенностям относятся системность и высокая точность математического обеспечения; расширенный класс решаемых задач (учет свойств реального газа, теплообмена, дроссель-эффекта, высоких скоростей течения газа); возможность получения рекомендаций по областям применения различных моделей. База данных гидравлических сопротивлений является иерархической и пополняемой, разработана соответствующая методика расчетов гидравлических сопротивлений.

2. Отличительными признаками системы являются возможность работы в широком диапазоне параметров рабочих тел, набор баз данных, мощный математический аппарат, удобный пользовательский интерфейс. Предлагаемая система позволяет расширить возможности проектировщика, позволяют повысить эффективность и качество проектирования, научно-технический уровень разработок.

3. В основу системы положена типовая методика проектирования СГС. Ее особенности – целенаправленность, цикличность, наличие задач декомпозиции и композиции. Интерактивный характер проектирования создает возможность поиска рационального варианта, оптимизации параметров системы (диаметров трубопроводов и арматуры, объема ИП).

4. Предлагаемая автоматизированная система и методика проектирования прошли практическую апробацию при решении практических задач.

Литература

1. Арзуманов, Ю.Л. Системы газоснабжения и устройства пневмоавтоматики ракетно-космических комплексов / Ю.Л. Арзуманов, Р.А. Петров, Е.М. Халатов. – М.: Машиностроение, 1997. – 464 с.

2. Методы и алгоритмы расчёта тепловых сетей / под ред. В.Я. Хасилева, А.П. Меренкова. – М.: Энергия, 1978. – 176 с.

3. Норенков, И.П. Основы автоматизированного проектирования: учеб. для вузов / И.П. Норенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 336 с.

4. Норенков, И.П. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии / И.П. Норенков, П.К. Кузьмик. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

5. Судов, Е.В. Интегрированная информационная поддержка жизненного цикла машиностроительной продукции. Принципы. Технологии. Методы. Модели / Е.В. Судов. – М.: ООО Издательский дом «МВМ», 2003. – 264 с.

6. Системный анализ и принятие решений: словарь-справочник / Под ред. В.Н. Волковой, В.Н. Козлова – М.: Высшая школа, 2004. – 614 с.

7. Васильев, О.Ф. Неизотермическое течение газа в трубах / О.Ф. Васильев. – Новосибирск: Наука, 1978. – 127 с.

Поступила в редакцию 10 октября 2008 г.

Котов Владимир Валерьевич. Аспирант кафедры «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» Ковровской государственной технологической академии. Область научных интересов – автоматизированное проектирование систем и элементов пневмоавтоматики.

Vladimir V. Kotov. Post-graduate student of the «Hydraulic Drive, Hydropneumatic Automation» department of Kovrov State Technological Academy. Professional interests: computer-aided design of pneumatic systems and elements.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА СТАНКА С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКОЙ

Е.Ю. Сулацкая, Л.Н. Петрова

SIMULATION OF WORK SPACE OF A MACHINE TOOL STATION WITH PARALLEL KINEMATICS

E.U. Sulatskaya, L.N. Petrova

Выполнено математическое моделирование рабочего пространства шестикоординатного станка, построенного на основе параллельной кинематики.

Ключевые слова: механизм с параллельной кинематикой, гексапод, рабочее пространство.

The mathematical simulation of a work space of 6-DOF machine tool station built on the basis of parallel kinematics is done.

Keywords: mechanism with parallel kinematics, hexapod, work space.

Введение. Быстрое развитие современного машиностроения требует создания высокоэффективного технологического оборудования, способного обрабатывать сложные поверхности с высокой точностью, за один установ, без применения ручного труда. Проектирование оборудования является сложной системной задачей, при решении которой необходимо учитывать такие параметры как металлоемкость, габаритные размеры, точность, объем и форма рабочего пространства и др. В настоящее время технологическое оборудование для механической обработки сложных поверхностей строится, как правило, с использованием принципов последовательной кинематики. Однако станки, обладающие высокой жесткостью конструкции и высокой точностью, предпочтительнее строить с использованием параллельных кинематических цепей, нежели последовательных. Большое ускорение рабочего органа станка достигается за счёт перемещения незначительных масс, а замкнутая кинематическая цепь обеспечивает более высокую жесткость всей конструкции. Станки, построенные на основе параллельной кинематики, могут представлять собой достаточно жесткую пространственную ферму (при заторможенных приводах), а малое число соединений на пути замыкания сил приводит к меньшим деформациям и более высокой точности воспроизведения движения [5].

В отличие от технологического оборудования традиционной компоновки, рабочее пространство которого представляет собой простые трехмерные тела, ограниченные плоскостями, цилиндрическими и сферическими поверхностями, форма рабочего пространства технологических машин с параллельными приводами представляет собой сложную объемную фигуру. И только исследование станка с параллельной кинематикой путём создания его математической модели может дать ответ проектировщику о размерах и форме рабочего пространства.

При расчете рабочего пространства необходимо учитывать ограничения обобщенных координат, значений углов наклона шарниров, возможные коллизии, а также наличие особых положений.

Исследуемый объект. Математическая модель станка была построена на основе механизма, представленного на рис. 1. Механизм состоит из двух подвижных платформ 1 и 2, жестко соединенных между собой трубой 3. Платформы связаны с неподвижным основанием 4 штангами 5 переменной длины L_i ($i=1..6$). Двухстепенные шарниры основания A_i ($i=1..6$) расположены на окружности радиусом R_0 , а сферические шарниры платформ B_i ($i=1..6$) – на окружности радиусом R_n .

Шарниры верхней и нижней платформы смещены друг относительно друга на 60° . Особенностью конструкции механизма является то, что в исходном положении (при равных длинах

штанг L_i) проекции штанг на плоскость $C'X'Y'$ касательны к окружности расположения центров сферических шарниров.

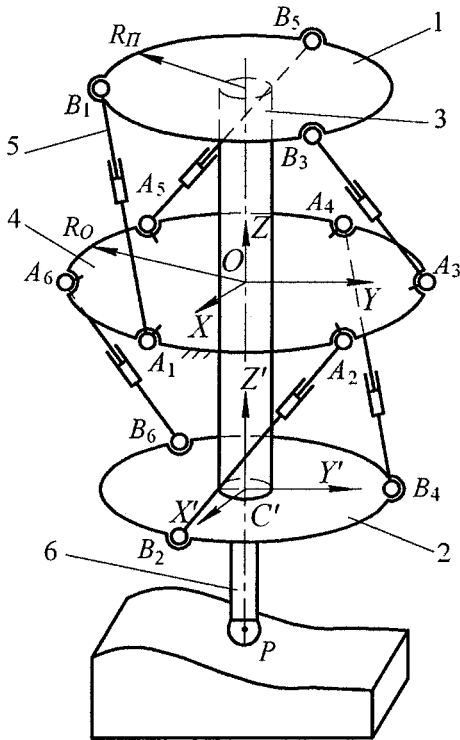


Рис. 1

форм, на котором крепиться обрабатывающий инструмент 6 (см. рис. 1).

Для математического моделирования станка-гексапода, выходное звено которого перемещается посредством штанг переменной длины, в качестве обобщенных координат удобно использовать L -координаты [2]. В системе L -координат положение твердого тела в пространстве определяется с помощью шести положительных чисел L_i ($i=1\dots 6$), равных длинам отрезков, соединяющих точки тела с точками неподвижной базы таким образом, что при заданном значении L_i образуется геометрически неизменяемая структура.

Введем неподвижную систему координат (СК) $OXYZ$, связанную с основанием, и подвижную СК $C'X'Y'Z'$, связанную с подвижной платформой. Точка C' – характерная точка подвижной платформы; в качестве характерной может выступать точка связанного с подвижной платформой инструмента; $(x_{C'}, y_{C'}, z_{C'})$ – координаты точки C' в СК $OXYZ$. Тогда задача моделирования сводится к нахождению L_i ($i=1\dots 6$) по известным координатам точки C' и направляющим косинусам l_j, m_j, n_j , ($j=1, 2, 3$) осей СК $C'X'Y'Z'$ относительно СК $OXYZ$.

В общем виде величина L_i определяется через координаты соответствующих шарниров в некоторой СК:

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

Примем, что в (1) используются координаты шарниров в неподвижной СК. Из конструкции механизма известны координаты сферических шарниров в подвижной СК. Их пересчет в неподвижную СК можно выполнить следующим образом:

$$\begin{aligned} x_{B_i} &= l_1 x'_{B_i} + l_2 y'_{B_i} + l_3 z'_{B_i} + x_{C'}; \\ y_{B_i} &= m_1 x'_{B_i} + m_2 y'_{B_i} + m_3 z'_{B_i} + y_{C'}; \\ z_{B_i} &= n_1 x'_{B_i} + n_2 y'_{B_i} + n_3 z'_{B_i} + z_{C'}. \end{aligned} \quad (2)$$

Для определения числа степеней свободы W механизмов с параллельной кинематикой может быть использована формула Сомова–Малышева [1]:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

где n – количество подвижных звеньев кинематической цепи, p_i – количество кинематических пар i -го класса. Применительно к данному механизму $n=13$ – число подвижных звеньев, $p_3=6$ – число трехстепенных сферических шарниров, $p_4=6$ – число двухстепенных карданных шарниров, $p_5=6$ – число поступательных пар:

$$W = 6 \cdot 13 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 6 - 3 \cdot 6 = 6.$$

Следовательно, механизм относится к классу «гексаподов».

Создание математической модели механизма с параллельной кинематикой сводится к описанию движения выходного звена механизма в зависимости от его обобщенных координат. Обобщенными координатами принято называть независимые между собой параметры любой размерности, число которых равно числу степеней свободы механизма, однозначно определяющие положение его выходного звена [1].

В качестве выходного звена принимается узел, состоящий из двух жестко соединенных подвижных плат-

Расчет и конструирование

Направляющие косинусы $l_j, m_j, n_j, (j=1, 2, 3)$ можно определить с использованием, например, углов Крылова ψ, ν, γ [4]:

$$\begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\psi C\gamma + S\psi S\psi S\gamma & S\psi C\nu & -C\psi S\gamma + S\psi S\nu C\gamma \\ -S\psi C\gamma + S\nu C\psi S\gamma & C\psi C\nu & S\psi S\gamma + C\psi S\nu C\gamma \\ C\nu S\gamma & -S\nu & C\nu C\gamma \end{bmatrix}, \quad (3)$$

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

Механизм промоделирован со следующими параметрами: $R_{II} = 56$ мм, $R_O = 300$ мм.

Моделирование рабочего пространства выполнялись при следующих ограничениях: минимальные длины всех штанг $L_{\text{MIN}} = 335$ мм, максимальные длины всех штанг $L_{\text{MAX}} = 485$ мм.

Положение механизма, при котором все штанги имеют равную длину и $\psi = 0^\circ, \nu = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$, считаем исходным.

Расчет рабочего пространства проводился численным методом с использованием соотношений (1)–(3) и в соответствии со следующим алгоритмом:

Шаг 1. Ввод исходных данных, задающих кинематику механизма и положение характерной точки, для которой далее будет рассчитываться рабочее пространство.

Шаг 2. Определение области допустимых значений координат характерной точки.

Шаг 3. Расчет L -координат механизма для каждой точки области допустимых значений.

Шаг 4. Анализ возможности данного положения, сделанный по ограничениям длин штанг.

Шаг 5. Формирование области возможных положений механизма.

Данный расчет повторяется до тех пор, пока не будут перебраны с некоторым шагом все возможные координаты выходного звена, принадлежащие области допустимых значений. В данном методе точность расчета рабочего пространства зависит от шага дискретизации во втором блоке.

На рис. 2 представлено рабочее пространство, построенное при условии, что углы поворота подвижной платформы ψ, ν, γ равны нулю.

Исходя из опыта, можно предположить, что положение, показанное на рис. 3, является особым. Оно достигается при повороте подвижной платформы на такой угол ψ , при котором угловые координаты шарниров подвижной платформы становятся равными угловым координатам соответствующих шарниров основания, а прямые, проведенные вдоль раздвижных штанг $A_i B_i$, пересекают ось OC' , где C' – центр окружности, на которой лежат центры сферических шарниров.

Известно, что критерием особых положений является равенство нулю Якобиана J механизма [3].

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial L_1}{\partial x_p} & \frac{\partial L_1}{\partial y_p} & \frac{\partial L_1}{\partial z_p} & \frac{\partial L_1}{\partial \psi} & \frac{\partial L_1}{\partial \nu} & \frac{\partial L_1}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial L_2}{\partial x_p} & \frac{\partial L_2}{\partial y_p} & \frac{\partial L_2}{\partial z_p} & \frac{\partial L_2}{\partial \psi} & \frac{\partial L_2}{\partial \nu} & \frac{\partial L_2}{\partial \gamma} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial L_6}{\partial x_p} & \frac{\partial L_6}{\partial y_p} & \frac{\partial L_6}{\partial z_p} & \frac{\partial L_6}{\partial \psi} & \frac{\partial L_6}{\partial \nu} & \frac{\partial L_6}{\partial \gamma} \end{vmatrix}, \quad (4)$$

где $L_i = f(x_p, y_p, z_p, \psi, \nu, \gamma), i=1...6$.

Подставив выражения (2) и (3) в формулы (1) и сделав некоторые преобразования, получим:

$$\begin{aligned} L_i^2 = & x_{B_i}^2 + y_{B_i}^2 + z_{B_i}^2 + (x_{C'} - x_{A_i})^2 + (y_{C'} - y_{A_i})^2 + (z_{C'} - z_{A_i})^2 + \\ & + 2 \cdot \left[(C\psi C\gamma + S\psi S\nu S\gamma) \cdot x'_{B_i} + S\psi C\nu \cdot y'_{B_i} + (S\psi S\nu C\gamma - C\psi S\gamma) \cdot z'_{B_i} \right] \cdot (x_{C'} - x_{A_i}) + \\ & + 2 \cdot \left[(C\psi S\nu S\gamma - S\psi C\gamma) \cdot x'_{B_i} + C\psi C\nu \cdot y'_{B_i} + (S\psi S\gamma + C\psi S\nu C\gamma) \cdot z'_{B_i} \right] \cdot (y_{C'} - y_{A_i}) + \\ & + 2 \cdot \left[C\nu S\gamma \cdot x'_{B_i} - S\nu \cdot y'_{B_i} + C\nu C\gamma \cdot z'_{B_i} \right] \cdot (z_{C'} - z_{A_i}), i=1...6. \end{aligned} \quad (5)$$

Выражения (5) ставят в соответствие шесть обобщенных координат L_i ($i = 1...6$) и шесть координат выходного звена $x_{C'}, y_{C'}, z_{C'}, \psi, \nu, \gamma$.

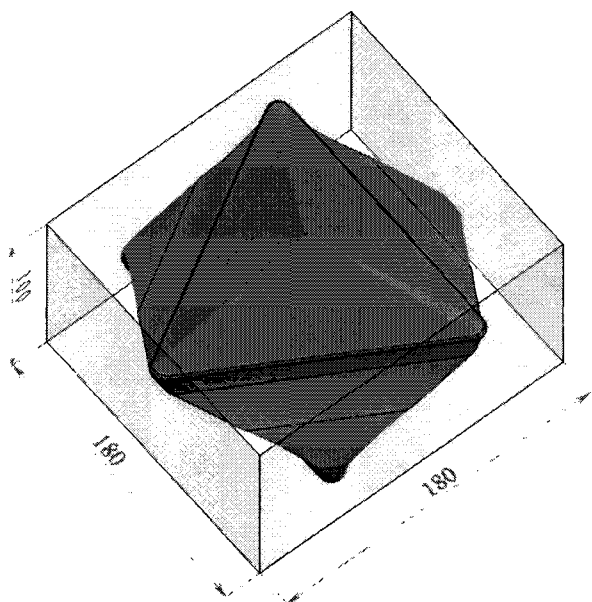


Рис. 2

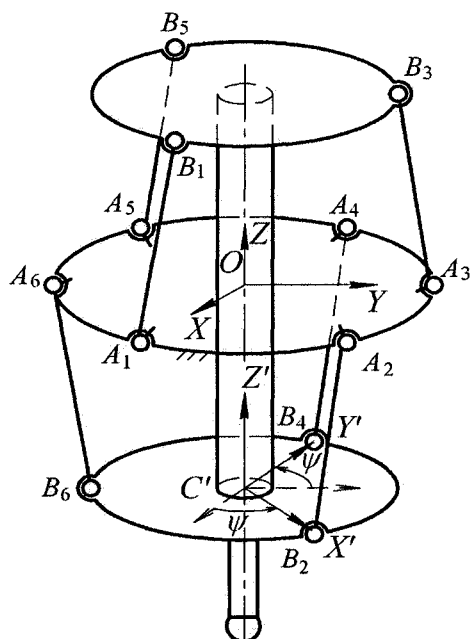


Рис. 3

Расчет Якобиана механизма по формуле (4) с использованием формулы (5) в положении, изображенном на рис. 3, показал, что $J = 0$. Следовательно, это положение является особым. В таком положении происходит потеря управляемости механизма по углу ψ .

Литература

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
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.
3. Семенов, Ю.А. Геометрический анализ плоских рычажных механизмов / Ю.А. Семенов, Н.С. Семенова // Теория механизмов и машин. – 2004. – №2. – С. 26–41.
4. Бранец, В.Н. Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела / В.Н. Бранец, И.П. Шмыглевский. – М.: Наука, 1973. – 320 с.
5. Потапов, В.А. Возможен ли успех станков новой концепции? / В.А. Потапов // СТИН. – 1996. – №4. – С. 40–45.

Поступила в редакцию 13 октября 2008 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 «Automatization of Mechanical Assembly Production» department of the South Ural State University. Professional interests: analysis and synthesis of machinery on the basis of mechanisms with parallel kinematics.

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

Elena Y. Sulatskaya. Engineer of the «Automatization of Mechanical Assembly Production» department of the South Ural State University. Professional interests: analysis and synthesis of machinery on the basis of mechanisms with parallel kinematics.

УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ОСЕВЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ТВЕРДОГО ТЕЛА НА ОСНОВЕ ИЗМЕРЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ

И.И. Иванов, М.М. Тверской

SPECIFICATION OF CALCULATED VALUES OF AXIAL MOMENT OF INERTIA OF A SOLID BODY ON THE BASIS OF MEASURING THE PARAMETERS OF ITS DYNAMIC IMBALANCE

I.I. Ivanov, M.M. Tverskoi

Предлагается методика уточнения расчетных значений осевых моментов инерции твердого тела на основе измерения параметров его динамической неуравновешенности при вращении вокруг трех заданных осей.

Ключевые слова: геометрия масс, момент инерции.

The methods of specifying the calculated values of axial moments of inertia of a solid body on the basis of measuring the parameters of its dynamic imbalance while revolving around three given axes is offered.

Keywords: mass geometry, moment of inertia.

В работе [1] используется теоретическое разложение твердого тела на шар и пластинку, моменты инерции которой могут быть определены с помощью балансировочного станка. Плоскостные и осевые моменты инерции (МИ) этой пластинки в данной работе обозначены чертой: $\bar{J}_{yoz}, \bar{J}_{zox}, \bar{J}_{xoy}; \bar{J}_x, \bar{J}_y, \bar{J}_z$.

Величины осевых МИ пластинки удовлетворяют следующим соотношениям:

$$\bar{J}_x = J_x - J_s = \dot{J}_x + d - J_s = \dot{J}_x + J_x + 2\bar{J}_{yoz} - J_s = \dot{J}_x + 2\bar{J}_{yoz};$$

$$\bar{J}_y = J_y - J_s = \dot{J}_y + d - J_s = \dot{J}_y + J_y + 2\bar{J}_{yoz} - J_s = \dot{J}_y + 2\bar{J}_{yoz};$$

$$\bar{J}_z = J_z - J_s = \dot{J}_z + d - J_s = \dot{J}_z + J_z + 2\bar{J}_{yoz} - J_s = \dot{J}_z + 2\bar{J}_{yoz}.$$

Здесь J_x, J_y, J_z – действительные МИ рассматриваемого твердого тела; $\dot{J}_x, \dot{J}_y, \dot{J}_z$ – так называемые «граничные» [1] МИ; J_s – осевой МИ шара с центром, совпадающим с началом координат (точкой О) и с центром пластинки; $d \geq 0$ – величина, на которую граничные МИ меньше действительных.

Из этих уравнений, учитывая, что $\bar{J}_{yoz} \geq 0$, видим, что МИ этой пластинки $\bar{J}_x, \bar{J}_y, \bar{J}_z$ больше или равны соответствующим граничным МИ. Равенство имеет место лишь при $\bar{J}_{yoz} = 0$, когда оси y и z перпендикулярны той главной оси инерции в точке О данного тела, МИ относительно которой максимален.

Для уточнения приближенных значений осевых моментов инерции твердого тела J'_x, J'_y, J'_z , полученных, например, расчетным путем, нам потребуется знание попарных разностей осевых МИ:

$$\Delta_{xy} = J_x - J_y, \Delta_{yz} = J_y - J_z, \Delta_{zx} = J_z - J_x, \quad (1)$$

которые могут быть определены по показаниям балансировочного станка после трёх вращений вокруг трёх различных осей. Условия на взаимное положение этих осей и формулы расчета попарных разностей $\Delta_{xy}, \Delta_{yz}, \Delta_{zx}$ из показаний станка приведены в работе [2].

При практических вычислениях удобнее выбрать направление оси n' противоположным принятому в работе [2]. Поэтому направляющие косинусы α', β', γ' оси n' и попарные разности Δ_{xy}, Δ_{yz} окончательно запишутся в следующем виде:

$$\alpha' = -\frac{\alpha\beta}{\sqrt{1-\beta^2}}; \beta' = \sqrt{1-\beta^2}; \gamma' = -\frac{\gamma\beta}{\sqrt{1-\beta^2}}; \tag{2}$$

$$\Delta_{xy} = \frac{J_{nn'}}{\beta\sqrt{1-\beta^2}} - \frac{(2\beta^2-1)(\alpha J_{xy} + \gamma J_{yz}) + \beta\gamma(2\alpha J_{zx} - \gamma\Delta_{zx})}{\beta(1-\beta^2)}; \tag{3}$$

$$\Delta_{yz} = -\frac{J_{nn'}}{\beta\sqrt{1-\beta^2}} - \frac{(2\beta^2-1)(\alpha J_{xy} + \gamma J_{yz}) + \beta\alpha(2\gamma J_{zx} + \alpha\Delta_{zx})}{\beta(1-\beta^2)}. \tag{4}$$

Разность Δ_{zx} должна вычисляться по формуле:

$$\Delta_{zx} = -2(J_{m'm} - J_{zx} \cos(2\varphi)) / \sin(2\varphi), \tag{5}$$

где $J_{zx}, J_{m'm}, J_{nn'}$ – центробежные моменты изделия (показания балансировочного станка); φ – угол наклона изделия на станке; α, β, γ – направляющие косинусы оси вращения.

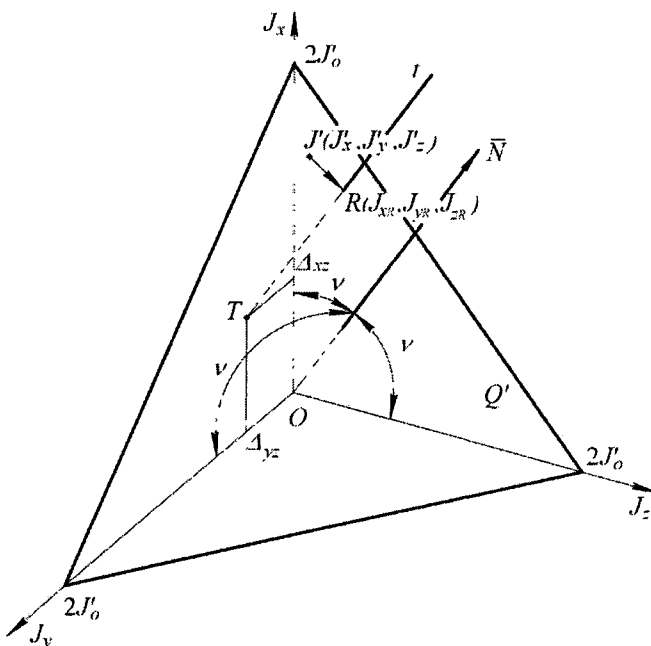
В практических расчетах разности Δ_{xy}, Δ_{yz} удобнее вычислять не по формулам (3), (4), а с помощью вспомогательной величины Δ_n :

$$\Delta_n = \frac{J_{nn'}}{\beta\sqrt{1-\beta^2}} + \frac{2(\alpha\beta J_{xy} + \beta\gamma J_{yz} + \gamma\alpha J_{zx}) - \frac{\alpha J_{xy} + \gamma J_{yz}}{\beta}}{1-\beta^2}; \tag{6}$$

$$\Delta_{xy} = \Delta_n - \frac{\Delta_{zx}}{1-\beta^2} \gamma^2; \Delta_{yz} = -\Delta_n - \frac{\Delta_{zx}}{1-\beta^2} \alpha^2. \tag{7}$$

По определенным попарным разностям $\Delta_{xy}, \Delta_{yz}, \Delta_{zx}$ и центробежными МИ J_{yz}, J_{zx}, J_{xy} можно вычислить ориентацию всех трех главных осей инерции твердого тела и найти оценки его осевых МИ [1, 2].

В данной работе мы рассмотрим возможность уточнения приближенных значений осевых МИ J'_x, J'_y, J'_z , полученных расчетом по чертежам изделия, в том числе при его компьютерном проектировании.



Изобразим систему координат $OJ_xJ_yJ_z$ и точку J' с координатами: J'_x, J'_y, J'_z (см. рисунок). Соотношения осевых МИ выбрано наиболее типичным для таких изделий машиностроения, как автомобильные колёса, вентиляторные диски, отрезные и шлифовальные круги: $J_x > J_y > J_z > 0, J_y \approx J_z$. Отсюда следуют соотношения для попарных разностей: $\Delta_{xy} > 0, \Delta_{yz} > 0, \Delta_{zx} < 0, \Delta_{yz} \approx 0, |\Delta_{xy}| \approx |\Delta_{zx}|, |\Delta_{xy}| < |\Delta_{zx}|$.

Уравнения (1) описывают плоскости, параллельные осям J_z, J_x, J_y соответственно. Система линейных уравнений (1) имеет ранг, равный 2. Поэтому три плоскости пересекаются по одной прямой t . Эта прямая имеет равный угол наклона

Расчет и конструирование

$$\nu = \arccos \frac{1}{\sqrt{3}} = 54^{\circ}44'8,2'' \text{ к каждой из осей } J_z, J_x, J_y.$$

Прямая t пересекает координатную плоскость $J_x O J_y$ в точке $T(\Delta_{xz}, \Delta_{yz}, 0)$ и параллельна вектору \bar{N} , совпадающему с биссектрисой трехгранного угла, образуемого координатными плоскостями. Ясно, что все точки (J_x, J_y, J_z) , удовлетворяющие системе уравнений (1), должны лежать на этой прямой. Из них только одна точка соответствует сочетанию действительных осевых МИ изделия. Мы должны выбрать на этой прямой точку, которая является наилучшей оценкой действительных МИ. Приближенные значения J'_x, J'_y, J'_z нам известны. Примем, что наилучшей оценкой является точка R , расположенная к точке J' ближе всех остальных точек данной прямой t , т. е. на перпендикуляре, опущенном из точки J' на прямую t . Методами аналитической геометрии находим координаты точки R :

$$J_{xR} = \frac{J'_x + J'_y + J'_z + \Delta_{xy} - \Delta_{zx}}{3}; \quad J_{yR} = \frac{J'_x + J'_y + J'_z + \Delta_{yz} - \Delta_{xy}}{3}; \quad J_{zR} = \frac{J'_x + J'_y + J'_z + \Delta_{zx} - \Delta_{yz}}{3}. \quad (8)$$

Рассмотрим смысл полученного результата. Возвратимся к системе (1). Если эту систему дополнить уравнением

$$J_x + J_y + J_z = 2J_o \quad (9)$$

и полагать, что величина полярного момента инерции изделия J_o нам известна, то уравнение (9) определяет плоскость (с направляющим вектором \bar{N}), отсекающую на координатных осях одинаковые отрезки, равные $2J_o$. Эта плоскость перпендикулярна прямой t . В каждой точке этой плоскости удвоенная величина полярного момента инерции рассматриваемого твердого тела (относительно полюса O) равна $2J_o$.

Решая уравнения (1), (9), т. е. определяя координаты точки пересечения прямой t и плоскости (9), получаем

$$J_x = \frac{1}{3}(2J_o + \Delta_{xy} - \Delta_{zx}); \quad J_y = \frac{1}{3}(2J_o + \Delta_{yz} - \Delta_{xy}); \quad J_z = \frac{1}{3}(2J_o + \Delta_{zx} - \Delta_{yz}).$$

Поскольку точное значение $2J_o$ в реальной ситуации нам не известно, то в качестве его оценки мы принимаем расчетное значение суммы

$$2J'_o = J'_x + J'_y + J'_z,$$

т. е. плоскость Q с направляющим вектором \bar{N} проводим через точку $J(J'_x, J'_y, J'_z)$ и находим координаты точки R пересечения плоскости Q и прямой t . Значения этих координат и определяются соотношениями (8).

Несколько меньшие уточненные значения осевых моментов инерции мы получим, проведя через точку J' не плоскость Q' , а сферу с центром в начале координат и с радиусом

$$|\overline{OJ'}| = \sqrt{(J'_x)^2 + (J'_y)^2 + (J'_z)^2},$$

равным не арифметической сумме расчетных моментов, а их «геометрической» сумме.

Приближенные значения осевых МИ на практике обычно получают после расчета характеристик геометрии масс изделия по его чертежу. Использование в расчетах фактических значений размеров готовых деталей несколько повышает точность расчета; но все равно в большинстве случаев она остается довольно низкой из-за неравноплотности материала по объему и отклонения формы деталей от теоретического контура. Не удаётся обычно в расчетах учесть также смещения и перекосы деталей в пределах зазоров, резьбы, накатанные и рифленые поверхности и другие сложные элементы. По некоторым сведениям ошибки теоретического расчета МИ по чертежу для сложных узлов составляет 5–10%.

Следует отметить и то обстоятельство, что степень соответствия найденных уточненных значений J_{xR}, J_{yR}, J_{zR} действительным значениям зависит от точности расчета не отдельных значений, J'_x, J'_y, J'_z , а их суммы, что следует из выражений (8). Проиллюстрируем сказанное примером.

Допустим, что некоторое тело имеет следующие действительные значения МИ: $J_x = 16, J_y = 12, J_z = 11$. Тогда $J_x + J_y + J_z = 39, \Delta_{xy} = 4, \Delta_{yz} = 1, \Delta_{zx} = -5$. Расчетные значения: $J'_x = 15, J'_y = 12,5, J'_z = 11,5, J'_x + J'_y + J'_z = 39$. Уточненные значения: $J_{xR} = \frac{1}{3}(39 + 4 + 5) = 16, J_{yR} = \frac{1}{3}(39 + 1 - 4) = 12, J_{zR} = \frac{1}{3}(39 - 5 - 1) = 11$.

Несмотря на достаточно грубый расчет моментов J'_x, J'_y, J'_z , «удачное» сочетание допущенных ошибок привело к их полной взаимной компенсации ($2J'_o = 2J_o = 39$). Это позволило получить уточненные значения моментов, J_{xR}, J_{yR}, J_{zR} , равные их действительным значениям.

Степень уточнения зависит и от точности определения разностей моментов $\Delta_{xy}, \Delta_{yz}, \Delta_{zx}$ с помощью балансировочного станка [1, 2]. Современные станки для динамической балансировки имеют высокую точность. Поэтому для сложных изделий в подавляющем большинстве случаев будет иметь место существенное уточнение исходных расчетных МИ J'_x, J'_y, J'_z .

Литература

1. Иванов, И.И. Метод получения дополнительной информации о геометрии масс твердого тела с помощью равномерного вращения / И.И. Иванов // Автоматизация расчета и контроля параметров изделий в машиностроении: сб. научных трудов. – Челябинск: ЧГТУ, 1994. – С. 25–33.
2. Иванов, И.И. Расширение возможностей метода получения дополнительной информации о геометрии масс твердого тела на балансировочном станке / И.И. Иванов, В.А. Смирнов // Автоматизация расчета и контроля параметров изделий в машиностроении: сб. научных трудов. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – С. 41–46.

Поступила в редакцию 15 июня 2008 г.

Иванов Илья Иванович. ОАО «НИИ «Гермес», инженер. Область научных интересов – расчёт и контроль массо-геометрических характеристик изделий.

Ilya I. Ivanov. Open joint-stock company «Research Center «Hermes», engineer. Professional interests: calculation and monitoring of mass-geometrical characteristics of work-pieces.

Тверской Михаил Михайлович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, заведующий кафедрой «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – автоматизация машиностроения, расчет и контроль массогеометрических характеристик изделий.

Mikhail M. Tverskoi. The doctor of engineering science, professor, the Honoured Scientist and Engineer of Russian Federation, head of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. Professional interests: automation of a machine industry, account and monitoring of mass-geometry characteristics of workpieces.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКОЙ

В.А. Смирнов, Л.Н. Петрова

DYNAMIC MODEL OF THE MECHANISM WITH PARALLEL KINEMATICS

V.A. Smirnov, L.N. Petrova

Представлена методика получения уравнений динамики механизма с параллельной кинематикой, имеющего штанги переменной длины.

Ключевые слова: динамическая модель, механизм с параллельной кинематикой, гексапод.

The presented methods of the derivation of the dynamic equations for the mechanism with parallel kinematics with variable-length barbells.

Keywords: dynamic model, mechanism with parallel kinematics, hexapod.

Перспективность использования механизмов с параллельной кинематикой при построении технологического оборудования в силу ряда их положительных качеств не вызывает сомнений [1]. При проектировании технологического оборудования, построенного на основе таких механизмов, возникает потребность в решении задач кинематики и динамики.

Решение задач кинематики позволяет связать между собой при помощи математических зависимостей выходные координаты механизма с его обобщенными координатами: прямая задача связана с определением выходных координат по известным обобщенным; цель решения обратной задачи – определение обобщенных координат по заданным выходным. Составление уравнений кинематики рассмотрено во многих публикациях, например [1, 2]. Эти уравнения могут использоваться при анализе рабочего пространства механизма с параллельной кинематикой [3], а также при решении траекторных задач применительно к технологическому оборудованию, построенному на основе подобных механизмов [4].

Динамический анализ позволяет учитывать такие параметры конструктивных элементов технологического оборудования, как масса и моменты инерции. Прямая задача динамики – определение параметров движения элементов оборудования и возникающих в них усилий при заданных усилиях приводов – представляет интерес при проверочных расчетах и при моделировании функционирования оборудования. Решение обратной задачи динамики – определение усилий приводов, необходимых для обеспечения движения исполнительного органа оборудования в заданном направлении или с заданным усилием – представляет интерес как с позиций управления оборудованием, так и с позиций проектирования: получаемая в ходе решения этой задачи информация о характере движения элементов оборудования (линейных и угловых скоростях и ускорениях) с учетом их массо-инерционных характеристик и возникающих в них усилиях может использоваться в прочностных расчетах.

При решении задач динамики возникает необходимость в получении уравнений, позволяющих описывать поведение оборудования с учетом массо-инерционных характеристик его элементов, т. е. в построении динамической модели. Эти уравнения позволят осуществлять моделирование работы оборудования на качественно более высоком, по сравнению с уравнениями кинематики, уровне, в том числе обеспечивая исследования динамических погрешностей при решении траекторных задач.

Рассмотрим динамическую систему, в которую входят механизм типа «гексапод» [1] и приводы, обеспечивающие движение элементов этого механизма. Гексапод включает в себя подвижную платформу, соединенную с основанием с помощью шести штанг, способных изменять свою длину (рис. 1). Примем, что обобщенными координатами q_j для этого механизма являются величины, связанные с длинами штанг.

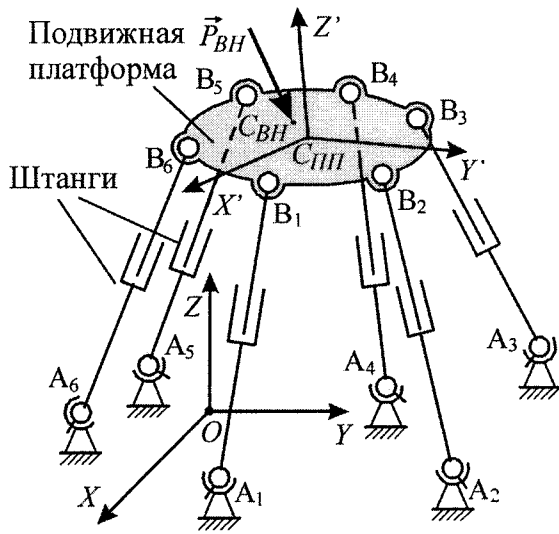


Рис. 1

Для составления уравнений динамики данной динамической системы можно воспользоваться уравнениями Лагранжа 2-го рода [5]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad j = \overline{1, 6}, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Q_j – обобщенная сила, соответствующая j -й обобщенной координате.

Рассмотрим одну из штанг переменной длины (рис. 2). Штанга состоит из двух частей: нижней массой m_{1H} и верхней массой m_{1B} , соединенных посредством поступательной кинематической пары. Определим кинетическую энергию этой штанги.

Нижняя часть штанги может рассматриваться как твердое тело с одной закрепленной точкой A_1 , поэтому ее кинетическая энергия может быть записана в следующем виде [5]:

$$T_{1H} = \frac{J_{x_{1H}} \omega_{x_{1H}}^2 + J_{y_{1H}} \omega_{y_{1H}}^2 + J_{z_{1H}} \omega_{z_{1H}}^2}{2} - J_{x_{1H}y_{1H}} \omega_{x_{1H}} \omega_{y_{1H}} - J_{y_{1H}z_{1H}} \omega_{y_{1H}} \omega_{z_{1H}} - J_{z_{1H}x_{1H}} \omega_{z_{1H}} \omega_{x_{1H}}, \quad (2)$$

где компоненты тензора инерции нижней части штанги J_{1H} и проекции угловой скорости ω_{1H} записаны для осей связанной со штангой подвижной системы координат $A_1 X_{1H}^* Y_{1H}^* Z_{1H}^*$. Компоненты тензора инерции при этом будут постоянными величинами. Если оси системы координат $A_1 X_{1H}^* Y_{1H}^* Z_{1H}^*$ являются главными осями инерции для нижней части штанги в точке A_1 , то выражение для кинетической энергии примет следующий более простой вид:

$$T_{1H} = \frac{J_{x_{1H}} \omega_{x_{1H}}^2 + J_{y_{1H}} \omega_{y_{1H}}^2 + J_{z_{1H}} \omega_{z_{1H}}^2}{2}. \quad (3)$$

Верхний элемент штанги совершает сложное пространственное движение. Кинетическая энергия этого элемента в соответствии с теоремой Кёнига будет складываться из двух составляющих: кинетической энергии движения центра масс C_{1B} в предположении, что в нем сосредоточена вся масса элемента, и кинетической энергии вращения элемента вокруг центра масс:

$$T_{1B} = T_{1B}^{Ц.М.} + T_{1B}^{вр}. \quad (4)$$

Первое слагаемое в (4) можно записать следующим образом:

$$T_{1B}^{Ц.М.} = \frac{1}{2} m_{1B} |\vec{v}_{C_{1B}}|^2. \quad (5)$$

Скорость $\vec{v}_{C_{1B}}$ точки C_{1B} определяется как

$\vec{v}_{C_{1B}} = |A_1 C_{1B}| \vec{\omega}_1 + \vec{q}_1$, следовательно, $|\vec{v}_{C_{1B}}|^2 = |A_1 C_{1B}|^2 \omega_1^2 + \dot{q}_1^2$ (так как $\vec{\omega}_1 \perp \vec{q}_1$) и

$$T_{1B}^{Ц.М.} = \frac{1}{2} m_{1B} \left[|A_1 C_{1B}|^2 (\omega_{x_{1H}}^2 + \omega_{y_{1H}}^2 + \omega_{z_{1H}}^2) + \dot{q}_1^2 \right],$$

где \dot{q}_1 – производная по времени обобщенной координаты. В качестве обобщенной координаты можно принять длину штанги – расстояние между шарнирами A_1 и B_1 , однако с целью упрощения математических выкладок примем за обобщенную координату длину $|A_1 C_{1B}|$. Тогда

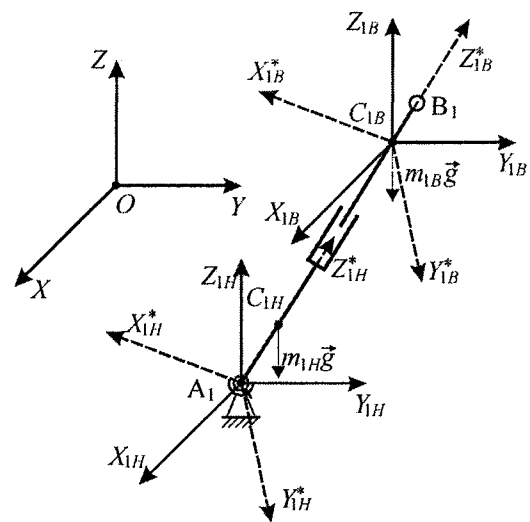


Рис. 2

Расчет и конструирование

$$T_{1B}^{II,M} = \frac{1}{2} m_{1B} \left[\dot{q}_1^2 (\omega_{x_{1H}}^2 + \omega_{y_{1H}}^2 + \omega_{z_{1H}}^2) + \dot{q}_1^2 \right]. \quad (6)$$

Второе слагаемое в (4) можно записать аналогично (2):

$$T_{1B}^{Bp} = \frac{J_{x_{1B}} \omega_{x_{1B}}^2 + J_{y_{1B}} \omega_{y_{1B}}^2 + J_{z_{1B}} \omega_{z_{1B}}^2}{2} - J_{x_{1B}y_{1B}} \omega_{x_{1B}} \omega_{y_{1B}} - J_{y_{1B}z_{1B}} \omega_{y_{1B}} \omega_{z_{1B}} - J_{z_{1B}x_{1B}} \omega_{z_{1B}} \omega_{x_{1B}},$$

где система координат $C_{1B} X_{1B}^* Y_{1B}^* Z_{1B}^*$ связана с верхним элементом. Так как проекции вектора на сонаправленные оси равны, то последнее выражение можно переписать в виде

$$T_{1B}^{Bp} = \frac{J_{x_{1B}} \omega_{x_{1H}}^2 + J_{y_{1B}} \omega_{y_{1H}}^2 + J_{z_{1B}} \omega_{z_{1H}}^2}{2} - J_{x_{1B}y_{1B}} \omega_{x_{1H}} \omega_{y_{1H}} - J_{y_{1B}z_{1B}} \omega_{y_{1H}} \omega_{z_{1H}} - J_{z_{1B}x_{1B}} \omega_{z_{1H}} \omega_{x_{1H}}, \quad (7)$$

если принять, что соответствующие оси систем координат $C_{1B} X_{1B}^* Y_{1B}^* Z_{1B}^*$ и $A_1 X_{1H}^* Y_{1H}^* Z_{1H}^*$ сонаправлены.

С учетом (6) и (7) выражение для кинетической энергии верхнего элемента штанги можно записать как

$$T_{1B} = \frac{1}{2} \left[m_{1B} \dot{q}_1^2 + \omega_{x_{1H}}^2 (m_{1B} q_1^2 + J_{x_{1B}}) + \omega_{y_{1H}}^2 (m_{1B} q_1^2 + J_{y_{1B}}) + \omega_{z_{1H}}^2 (m_{1B} q_1^2 + J_{z_{1B}}) \right] - J_{x_{1B}y_{1B}} \omega_{x_{1H}} \omega_{y_{1H}} - J_{y_{1B}z_{1B}} \omega_{y_{1H}} \omega_{z_{1H}} - J_{z_{1B}x_{1B}} \omega_{z_{1H}} \omega_{x_{1H}}.$$

Полная кинетическая энергия штанги равна

$$T_1 = \frac{\omega_{x_{1H}}^2 (m_{1B} q_1^2 + J_{x_{1B}} + J_{x_{1H}}) + \omega_{y_{1H}}^2 (m_{1B} q_1^2 + J_{y_{1B}} + J_{y_{1H}}) + \omega_{z_{1H}}^2 (m_{1B} q_1^2 + J_{z_{1B}} + J_{z_{1H}}) + m_{1B} \dot{q}_1^2}{2} - \omega_{x_{1H}} \omega_{y_{1H}} (J_{x_{1B}y_{1B}} + J_{x_{1H}y_{1H}}) - \omega_{y_{1H}} \omega_{z_{1H}} (J_{y_{1B}z_{1B}} + J_{y_{1H}z_{1H}}) - \omega_{z_{1H}} \omega_{x_{1H}} (J_{z_{1B}x_{1B}} + J_{z_{1H}x_{1H}}). \quad (8)$$

Аналогичные выражения должны быть составлены для каждой штанги механизма.

Для определения проекций угловой скорости на оси системы координат $A_1 X_{1H}^* Y_{1H}^* Z_{1H}^*$ можно использовать следующие кинематические уравнения:

$$\omega_{x_{1H}}^* = \dot{\vartheta}_{1H} \cos \gamma_{1H}; \quad \omega_{y_{1H}}^* = \dot{\gamma}_{1H}; \quad \omega_{z_{1H}}^* = \dot{\vartheta}_{1H} \sin \gamma_{1H}. \quad (9)$$

Уравнения (9) выводятся аналогично кинематическим уравнениям Эйлера [5] при условии, что поворот штанги в двухстепенном шарнире A_1 рассматривается как совокупность двух последовательных поворотов: вокруг связанной со штангой оси $A_1 X_{1H}^*$ на угол ϑ_{1H} , вокруг связанной со штангой оси $A_1 Y_{1H}^*$ на угол γ_{1H} . Углы ϑ_{1H} и γ_{1H} определяют пространственную ориентацию системы координат $A_1 X_{1H}^* Y_{1H}^* Z_{1H}^*$ относительно некоторой неподвижной системы координат. Пусть в качестве неподвижной выступает система координат $A_1 X_{1H} Y_{1H} Z_{1H}$. При решении задач кинематики для заданных значений обобщенных координат q_i могут быть определены координаты $(x_{C_{1H}}^{HP}, y_{C_{1H}}^{HP}, z_{C_{1H}}^{HP})$ точки C_{1H} (или любой другой точки, принадлежащей нижнему элементу штанги и лежащей на оси $A_1 Z_{1H}^*$) в этой неподвижной системе координат. Так как пересчет координат при развороте систем координат на углы ϑ_{1H} и γ_{1H} описывается произведением матриц

$$A_{\vartheta} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \vartheta & \sin \vartheta \\ 0 & -\sin \vartheta & \cos \vartheta \end{pmatrix}, \quad A_{\gamma} = \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & -\sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix},$$

то можно записать

$$x_{C_{1H}}^{HP} = \sin \gamma_{1H} |A_1 C_{1H}|; \quad y_{C_{1H}}^{HP} = -\sin \vartheta_{1H} \cos \gamma_{1H} |A_1 C_{1H}|; \quad z_{C_{1H}}^{HP} = \cos \vartheta_{1H} \cos \gamma_{1H} |A_1 C_{1H}|,$$

откуда получаются два простых выражения для определения углов ϑ_{1H} и γ_{1H} по известным координатам точки C_{1H} :

$$\gamma_{1H} = \arcsin \frac{x_{C_{1H}}^{HP}}{|A_1 C_{1H}|}; \vartheta_{1H} = \arctg \frac{-y_{C_{1H}}^{HP}}{z_{C_{1H}}^{HP}}. \quad (10)$$

Продифференцировав (10) по времени:

$$\dot{\gamma}_{1H} = \frac{\dot{x}_{C_{1H}}^{HP}}{\sqrt{|A_1 C_{1H}|^2 - x_{C_{1H}}^{HP^2}}}, \quad \dot{\vartheta}_{1H} = \frac{z_{C_{1H}}^{HP} \dot{y}_{C_{1H}}^{HP} - y_{C_{1H}}^{HP} \dot{z}_{C_{1H}}^{HP}}{y_{C_{1H}}^{HP^2} + z_{C_{1H}}^{HP^2}}$$

можно переписать выражения (9) как функции от координат точки C_{1H} :

$$\omega_{x_{1H}}^* = \frac{z_{C_{1H}}^{HP} \dot{y}_{C_{1H}}^{HP} - y_{C_{1H}}^{HP} \dot{z}_{C_{1H}}^{HP}}{y_{C_{1H}}^{HP^2} + z_{C_{1H}}^{HP^2}} \sqrt{1 - \left(\frac{x_{C_{1H}}^{HP}}{|A_1 C_{1H}|} \right)^2}; \quad \omega_{y_{1H}}^* = \frac{\dot{x}_{C_{1H}}^{HP}}{\sqrt{|A_1 C_{1H}|^2 - x_{C_{1H}}^{HP^2}}};$$

$$\omega_{z_{1H}}^* = \frac{z_{C_{1H}}^{HP} \dot{y}_{C_{1H}}^{HP} - y_{C_{1H}}^{HP} \dot{z}_{C_{1H}}^{HP}}{y_{C_{1H}}^{HP^2} + z_{C_{1H}}^{HP^2}} \frac{x_{C_{1H}}^{HP}}{|A_1 C_{1H}|}. \quad (11)$$

Выражения (11) входят в уравнение (8) кинетической энергии штанги. При составлении уравнений Лагранжа 2-го рода потребуется дифференцирование (8) по обобщенным координатам и скоростям. Координаты $(x_{C_{1H}}^{HP}, y_{C_{1H}}^{HP}, z_{C_{1H}}^{HP})$, входящие в (11), являются функциями обобщенных координат q_i , однако получение этих функций в явном виде затруднительно. Поэтому целесообразно представить проекции угловой скорости в следующем виде:

$$\omega_{x_{1H}}^* = \sum_i \frac{\partial \omega_{x_{1H}}^*}{\partial q_i} q_i, \quad \omega_{y_{1H}}^* = \sum_i \frac{\partial \omega_{y_{1H}}^*}{\partial q_i} q_i, \quad \omega_{z_{1H}}^* = \sum_i \frac{\partial \omega_{z_{1H}}^*}{\partial q_i} q_i,$$

а уравнения (11) использовать для численного определения частных производных угловых скоростей $\frac{\partial \omega_{x_{1H}}^*}{\partial q_i}, \frac{\partial \omega_{y_{1H}}^*}{\partial q_i}, \frac{\partial \omega_{z_{1H}}^*}{\partial q_i}$. При этом координаты и скорости, входящие в (11), определяются численно при решении прямой задачи кинематики как функции обобщенных координат q_i .

Кинетическая энергия $T_{ПП}$ подвижной платформы как абсолютно твердого тела будет определяться следующим образом:

$$T_{ПП} = T_{ПП}^{ЦМ} + T_{ПП}^{Вр},$$

где $T_{ПП}^{ЦМ}$ – кинетическая энергия движения центра масс подвижной платформы в предположении, что в нем сосредоточена вся масса платформы; $T_{ПП}^{Вр}$ – кинетическая энергия вращения платформы вокруг центра масс. Аналогично (5) можно записать:

$$T_{ПП}^{ЦМ} = \frac{1}{2} m_{ПП} |\vec{v}_{C_{ПП}}|^2,$$

где $m_{ПП}$ – масса платформы; $\vec{v}_{C_{ПП}}$ – скорость центра масс платформы. Величину $|\vec{v}_{C_{ПП}}|$ целесообразно выразить через обобщенные координаты q_i следующим образом:

$$|\vec{v}_{C_{ПП}}| = \sum_i \frac{\partial |\vec{v}_{C_{ПП}}|}{\partial q_i} q_i = \sum_i \frac{\partial |\vec{r}_{C_{ПП}}|}{\partial q_i} \dot{q}_i, \quad (12)$$

где модуль радиус-вектора центра масс подвижной платформы $|\vec{r}_{C_{ПП}}|$ определяется через координаты центра масс $(x_{C_{ПП}}, y_{C_{ПП}}, z_{C_{ПП}})$ в некоторой неподвижной системе координат, например, $OXYZ$: $|\vec{r}_{C_{ПП}}| = \sqrt{x_{C_{ПП}}^2 + y_{C_{ПП}}^2 + z_{C_{ПП}}^2}$. Входящие в (12) частные производные находятся из решения задач кинематики. При моделировании координаты $(x_{C_{ПП}}, y_{C_{ПП}}, z_{C_{ПП}})$ можно принять в качестве выходных координат механизма.

Расчет и конструирование

Свяжем с подвижной платформой систему координат $C_{\text{пп}} X'Y'Z'$ (см. рис. 1), такую, что ее оси являются главными осями инерции платформы. Если известны компоненты тензора инерции подвижной платформы в точке $C_{\text{пп}}$ относительно осей этой системы координат, то аналогично (3) можно записать, что

$$T_{\text{пп}}^{\text{Бр}} = \frac{J_{X'_{\text{пп}}} \omega_{X'_{\text{пп}}}^2 + J_{Y'_{\text{пп}}} \omega_{Y'_{\text{пп}}}^2 + J_{Z'_{\text{пп}}} \omega_{Z'_{\text{пп}}}^2}{2},$$

где проекции вектора угловой скорости могут быть определены в виде

$$\omega_{X'_{\text{пп}}} = \sum_i \frac{\partial \omega_{X'_{\text{пп}}}}{\partial q_i} q_i, \quad \omega_{Y'_{\text{пп}}} = \sum_i \frac{\partial \omega_{Y'_{\text{пп}}}}{\partial q_i} q_i, \quad \omega_{Z'_{\text{пп}}} = \sum_i \frac{\partial \omega_{Z'_{\text{пп}}}}{\partial q_i} q_i. \quad (13)$$

Для определения частных производных в (13) можно использовать кинематические уравнения Эйлера [5]:

$$\begin{aligned} \omega_{X'_{\text{пп}}} &= \dot{\psi}_{\text{пп}} \sin \vartheta_{\text{пп}} \sin \varphi_{\text{пп}} + \dot{\vartheta}_{\text{пп}} \cos \varphi_{\text{пп}}; \quad \omega_{Y'_{\text{пп}}} = \dot{\psi}_{\text{пп}} \sin \vartheta_{\text{пп}} \cos \varphi_{\text{пп}} - \dot{\vartheta}_{\text{пп}} \sin \varphi_{\text{пп}}; \\ \omega_{Z'_{\text{пп}}} &= \dot{\psi}_{\text{пп}} \cos \vartheta_{\text{пп}} + \dot{\varphi}_{\text{пп}}, \end{aligned}$$

где углы прецессии $\psi_{\text{пп}}$, нутации $\vartheta_{\text{пп}}$ и чистого вращения $\varphi_{\text{пп}}$ определяют разворот системы координат $C_{\text{пп}} X'Y'Z'$ (соответственно, разворот платформы) относительно осей некоторой неподвижной системы координат, например, $OXYZ$. При моделировании целесообразно принять эти углы в качестве выходных координат механизма; связь этих углов с обобщенными координатами определяется из решения задач кинематики.

Полная кинетическая энергия элементов механизма равна $T_{\Sigma} = \sum_i T_i + T_{\text{пп}}$, где $i = \overline{1, 6}$.

Найдем производные кинетической энергии, необходимые для записи уравнений Лагранжа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \dot{q}_j} &= \sum_{i=1}^6 \frac{\partial T_i}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial T_{\text{пп}}}{\partial \dot{q}_j} = \dot{q}_j \sum_{i=1}^6 m_{iB} + m_{\text{пп}} \frac{\partial |\vec{r}_{C_{\text{пп}}}|}{\partial q_j} \sum_{i=1}^6 \frac{\partial |\vec{r}_{C_{\text{пп}}}|}{\partial q_i} \dot{q}_i; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \dot{q}_j} &= \frac{d}{dt} \left(\dot{q}_j \sum_{i=1}^6 m_{iB} + m_{\text{пп}} \frac{\partial |\vec{r}_{C_{\text{пп}}}|}{\partial q_j} \sum_{i=1}^6 \frac{\partial |\vec{r}_{C_{\text{пп}}}|}{\partial q_i} \dot{q}_i \right) = \dot{q}_j \sum_{i=1}^6 m_{iB} + m_{\text{пп}} \frac{\partial |\vec{r}_{C_{\text{пп}}}|}{\partial q_j} \sum_{i=1}^6 \frac{\partial |\vec{r}_{C_{\text{пп}}}|}{\partial q_i} \ddot{q}_i; \\ \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial q_j} &= \sum_{i=1}^6 \frac{\partial T_i}{\partial q_j} + \frac{\partial T_{\text{пп}}}{\partial q_j} = \sum_{i=1}^6 \left[(m_{iB} q_i^2 + J_{X'_{iB}} + J_{X'_{iH}}) \frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + m_{iB} q_j \left[\sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} \right]^2 + \right. \\ &+ (m_{iB} q_i^2 + J_{Y'_{iB}} + J_{Y'_{iH}}) \frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + m_{iB} q_j \left[\sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} \right]^2 + (m_{iB} q_i^2 + J_{Z'_{iB}} + J_{Z'_{iH}}) \frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_j} \times \\ &\times \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + m_{iB} q_j \left[\sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} \right]^2 + (J_{X'_{iB} Y'_{iB}} + J_{X'_{iH} Y'_{iH}}) \left[\frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + \frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} \right] + \\ &+ (J_{Y'_{iB} Z'_{iB}} + J_{Y'_{iH} Z'_{iH}}) \left[\frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + \frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Y'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} \right] + (J_{Z'_{iB} X'_{iB}} + J_{Z'_{iH} X'_{iH}}) \times \\ &\times \left[\frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + \frac{\partial \omega_{X'_{iH}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Z'_{iH}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} \right] + J_{X'_{\text{пп}}} \frac{\partial \omega_{X'_{\text{пп}}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{X'_{\text{пп}}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + \\ &+ J_{Y'_{\text{пп}}} \frac{\partial \omega_{Y'_{\text{пп}}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Y'_{\text{пп}}}}{\partial q_{i1}} q_{i1} + J_{Z'_{\text{пп}}} \frac{\partial \omega_{Z'_{\text{пп}}}}{\partial q_j} \sum_{i1=1}^6 \frac{\partial \omega_{Z'_{\text{пп}}}}{\partial q_{i1}} q_{i1}. \end{aligned}$$

Обобщенные силы Q_j , присутствующие в рассматриваемой динамической системе, определяются активными силами в приводах, силами веса элементов штанг и подвижной платформы, а также некоторой внешней силой, например, силой резания.

Пусть внешняя сила \vec{P}_{BH} приложена в точке C_{BH} (см. рис. 1) с координатами $(x'_{BH}, y'_{BH}, z'_{BH})$ в связанной с подвижной платформой системе координат $C_{ПП} X'Y'Z'$; направление действия этой силы определяется направляющими косинусами l_{BH}, m_{BH}, n_{BH} в неподвижной системе координат, например, $OXYZ$. Элементарная работа этой силы равна скалярному произведению вектора силы на изменение радиус-вектора точки C_{BH} ее приложения: $\delta A_{BH} = \vec{P}_{BH} \cdot \delta \vec{r}_{C_{BH}}$. Если изменение радиус-вектора точки C_{BH} вызвано изменением обобщенной координаты q_1 , то можно записать:

$$\delta \vec{r}_{C_{BH}} = \delta \vec{x}_{C_{BH}} + \delta \vec{y}_{C_{BH}} + \delta \vec{z}_{C_{BH}} = \left(\frac{\partial x_{BH}}{\partial q_1} \vec{i} + \frac{\partial y_{BH}}{\partial q_1} \vec{j} + \frac{\partial z_{BH}}{\partial q_1} \vec{k} \right) \delta q_1,$$

где $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы системы координат $OXYZ$; частные производные по обобщенной координате рассчитываются с использованием уравнений кинематики. Элементарная работа в этом случае равна:

$$\delta A_{BH} = \left(l_{BH} \frac{\partial x_{BH}}{\partial q_1} + m_{BH} \frac{\partial y_{BH}}{\partial q_1} + n_{BH} \frac{\partial z_{BH}}{\partial q_1} \right) \vec{P}_{BH} \delta q_1,$$

что позволяет записать составляющую обобщенной силы Q_1 , определяемую внешней силой:

$$Q_{1_P_{BH}} = \frac{\delta A_{BH}}{\delta q_1} = \left(l_{BH} \frac{\partial x_{BH}}{\partial q_1} + m_{BH} \frac{\partial y_{BH}}{\partial q_1} + n_{BH} \frac{\partial z_{BH}}{\partial q_1} \right) \vec{P}_{BH} \delta q_1.$$

Составляющая обобщенной силы Q_1 , определяемая силой веса подвижной платформы, запишется следующим образом:

$$Q_{1_P_{ПП}} = \frac{\partial z_{C_{ПП}}}{\partial q_1} m_{ПП} g,$$

где $z_{C_{ПП}}$ – соответствующая координата центра масс подвижной платформы в неподвижной системе координат $OXYZ$; g – модуль ускорения свободного падения.

Составляющие, определяемые силами веса элементов раздвижных штанг, равны:

$$Q_{1_P_{ПП}} = \frac{\partial z_{C_{iH}}^{HP}}{\partial q_1} m_{iH} g, \quad Q_{1_P_{ПП}} = \frac{\partial z_{C_{iB}}^{HP}}{\partial q_1} m_{iB} g, \quad i = \overline{1, 6},$$

где частные производные рассчитываются для координат соответствующих центров масс в любой неподвижной системе координат, оси которой сонаправлены осям $OXYZ$.

Выражение для j -й обобщенной силы примет следующий вид:

$$Q_j = \left(l_{BH} \frac{\partial x_{BH}}{\partial q_j} + m_{BH} \frac{\partial y_{BH}}{\partial q_j} + n_{BH} \frac{\partial z_{BH}}{\partial q_j} \right) \vec{P}_{BH} \delta q_j + \left(\frac{\partial z_{C_{ПП}}}{\partial q_j} m_{ПП} + \sum_i \frac{\partial z_{C_{iH}}^{HP}}{\partial q_j} m_{iH} + \sum_i \frac{\partial z_{C_{iB}}^{HP}}{\partial q_j} m_{iB} \right) g + P_j,$$

где P_j – активная сила, соответствующая j -й обобщенной координате.

Активные силы могут задаваться через статические $P_j = P_{CTj}(u_j, q_j, \dot{q}_j)$ или динамические $\tau_j \dot{P}_j + P_j = P_{CTj}(u_j, q_j, \dot{q}_j)$ характеристики приводов [6], где u_j – управляющее воздействие, τ_j – постоянная времени привода.

Полученные выражения для обобщенных сил и производных кинетической энергии после подстановки в (1) позволяют получить 6 (по числу степеней свободы) дифференциальных уравнения 2-го порядка, описывающих динамику рассмотренной системы.

Литература

1. *Обрабатывающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования* / В.Л. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е. Ковалев и др.; под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001. – 256 с.
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.
3. *Bulca, F. The kinematics and workspace analysis of platform mechanisms: a thesis submitted to the Faculty of Graduate Studies and Research in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy* / F. Bulca. – Montréal: Department of Mechanical Engineering McGill University, 1998.
4. *Смирнов, В.А. Алгоритм управления механизмом с параллельной кинематической структурой* / В.А. Смирнов, В.Б. Федоров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 7. – № 14 (54). – С. 23–27.
5. *Бухгольц, Н.Н. Основы курса теоретической механики (часть вторая)* // Н.Н. Бухгольц. – М.: Наука, 1972. – 332 с.
6. *Коловский, М.З. Динамика машин* / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989. – 263 с.

Поступила в редакцию 16 октября 2008 г.

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

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

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 «Automatization of Mechanical Assembly Production» department of the South Ural State University. Professional interests: analysis and synthesis of machinery on the basis of mechanisms with parallel kinematics.

РАЗРАБОТКА ОСНОВНЫХ ЭТАПОВ МЕТОДИКИ ВЫБОРА ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРЕННЫХ СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Т.С. Волченко, Л.А. Шефер

DEVELOPMENT OF THE BASIC STAGES OF METHODS OF CHOOSING THE PROJECT PARAMETERS OF VEHICLE SPRUNG SYSTEMS

T.S. Volchenko, L.A. Shefer

Разработана методика выбора проектных параметров механических систем, работающих в условиях динамических нагрузок, которая позволит построить наиболее оптимальную систему поддресоривания автотранспортного средства. Суть методики заключается в том, чтобы, исходя из условий эксплуатации и назначения проектируемого агрегата, установить наиболее приемлемые параметры жесткости и демпфирования с целью обеспечения удовлетворительного уровня вибрации и долговечности системы, снижения динамических нагрузок на ее элементы, а также выполнения различных условий, связанных непосредственно с проектируемой системой и условиями ее работы.

Ключевые слова: динамическая система автотранспортного средства, микропрофиль дороги, спектральное воздействие.

The methods of choosing the project parameters of mechanical systems, working in conditions of dynamic load, which will allow building the most optimal system of vehicle springing is developed. The main point of these methods is to choose the most acceptable parameters of rigidity and damping by taking into account the operation conditions and the purpose of the projected device in order to provide the satisfactory level of vibration and long-life of the system, decreasing the dynamic loads on its elements, and fulfilling various conditions connected with the projecting system and the conditions of its work.

Keywords: dynamic system of a vehicle, road microprofile, spectral influence.

Одним из определяющих параметров при проектировании несущих систем автотранспортного средства является плавность хода, которая должна в первую очередь обеспечивать удовлетворительное физиологическое состояние водителя, среднюю скорость и безопасность движения автомобиля, долговечность его агрегатов. Чтобы проанализировать плавность хода, необходимо обеспечить качество поддресоренной системы автотранспортного средства, которое определяется поддресоренной и неподдресоренной частями автомобиля, подвеской и шинами.

Таким образом, одна из важнейших задач проектирования автомобиля – проектирование его системы поддресоривания, основной частью которой является подвеска. Главные элементы подвески – упругий и демпфирующий элементы и направляющее устройство. Проектная задача заключается в том, чтобы, исходя из условий эксплуатации и назначения автомобиля, установить наиболее приемлемые параметры жесткости и демпфирования с целью обеспечения удовлетворительной плавности хода и долговечности автотранспортного средства, снижения динамических нагрузок на его элементы и на дорогу, по которой оно движется, а также обеспечения максимально возможных устойчивости и управляемости.

Методика расчета представлена на примере автомобиля КАМАЗ 5308, который перевозит груз максимальным весом 7,65 т по дорогам I–III категории с капитальными дорожными одеждами. Вид покрытий: цементобетонный монолитный, железобетонный или асфальтобетонный; расчетная скорость на этих дорогах составляет 50–135 км/ч, допускаемая нагрузка на дорогу – не более 10 т. Примем, что колесная формула проектируемого автотранспортного средства 4×2.

Для поиска оптимальных параметров подвески автомобиля, в первую очередь необходимо определить, какое количество осей должно иметь проектируемое автотранспортное средство, а также его базу L , то есть расстояние между этими осями.

Расчет и конструирование

После того, как определена колесная база автомобиля и установлено, что нагрузка на дорогу со стороны передней и задней осей не превышает допустимую установленными нормами, анализируется одномассовая схема системы поддрессирования на одной опоре. Такая система позволяет рассчитать жесткостные и демпфирующие параметры без учета влияния неподдрессированных масс и определить основные значения промежутков оптимальных параметров жесткости и демпфирования. После того, как эти промежутки определены, необходимо произвести их уточнение исходя из ряда условий.

В первую очередь это условие влияния неподдрессированных масс на вертикальные колебания системы, где рассматривается двухмассовая схема динамической системы (рис. 1, а). Это позволит уточнить промежуток значений жесткости c_p и демпфирования k_p , а также определить наиболее приемлемое значение жесткости шин $c_{ш}$.

Далее нужно перейти к анализу одномассовой системы на двух опорах (рис. 1, б). Данный этап необходим для определения степени влияния запаздывания между осями автомобиля на величины жесткостных и демпфирующих параметров системы поддрессирования.

Во время движения автомобиля по неровной дороге, может произойти пробивание подвески. Для того чтобы избежать этого, необходимо найти вероятность ее пробивания также для каждой конкретной схемы и при различных скоростях движения. Спектральная плотность динамического хода колеса равна [1]:

$$S_f(\omega) = |W_f(i\omega)|^2 S_q(\omega),$$

где $S_q(\omega)$ – спектральная плотность микропрофиля, $|W_f(i\omega)| = |1 - W_z(i\omega)|$ – передаточная функция от микропрофиля дороги к колесу, $W_z(i\omega)$ – передаточная функция вертикальных колебаний автомобиля, ω – частота процесса. Величина $S_f(\omega)$ характеризует влияние скорости движения автомобиля, характеристики рессор и амортизаторов, и дорожных условия на динамический ход колеса. Дисперсия динамического хода колеса

$$\sigma_f^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_f(\omega) d\omega,$$

вероятность пробивания подвески

$$P(f_d \geq f_d) = \frac{e^{-\frac{k^2}{2}}}{k\sqrt{2\pi}}, \quad k = \frac{f_d}{\sigma_f} \gg 1,$$

где f_d – конструктивный динамический ход колеса, который выбирают в зависимости от допускаемого значения вероятности пробивания подвески при расчетном режиме.

Если при полученных значениях параметров системы поддрессирования вероятность пробивания подвески высока, то нужно либо увеличивать конструктивный динамический ход с помощью увеличения дорожного просвета, либо менять параметры подвески.

Следующий необходимый этап – определение вероятности отрыва колеса от грунта. Число отрывов определяется следующим образом:

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{\sigma_p}{\sigma_p} e^{-\frac{P_{cm}^2}{2\sigma_p^2}},$$

где $\sigma_p^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_p(\omega) d\omega$, $\sigma_p^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_p(\omega) d\omega$ – дисперсия скорости изменения нагрузки;

$S_p(\omega) = |c_p - G_{1н}\omega^2 + i\omega k_p - (c_p + i\omega k_p)W_z(i\omega)|^2 S_q(\omega)$ – энергетический спектр реакции грунта; $G_{1н}$ – вес неподдрессированных частей груженого автомобиля.

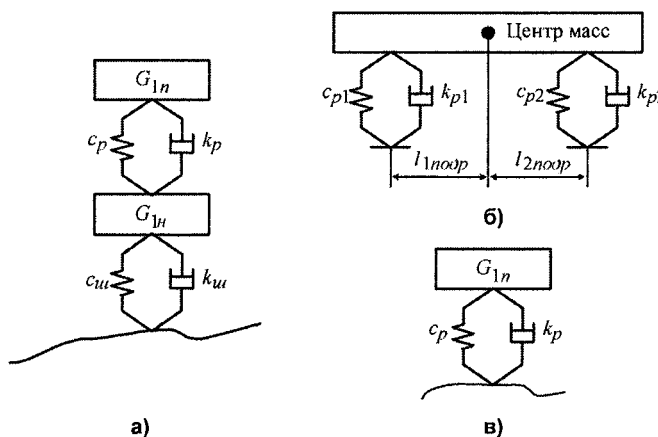


Рис. 1. Расчетные схемы динамической системы

Последним пунктом необходимо произвести построение нагрузочной характеристики упругого элемента – линейной зависимости вертикальной нагрузки на колесо P_z от массы поддресоренной части подвески и прогиба h_z , которые измеряют в центре пятна контакта. Нагрузочная характеристика изменяется по закону показательной функции при $P_z \geq P_{z.cm}$ [3]:

$$P_z = P_{z.cm} \exp\left(\frac{h_z - h_{z.cm}}{h_{z.cm}}\right).$$

При этом она обеспечивает постоянную частоту собственных колебаний для небольших значений перемещений независимо от статической нагрузки. Необходимость построения нагрузочной характеристики упругого и демпфирующего устройств заключается в том, что, исходя из ее анализа, можно выяснить потребность в установке дополнительного корректирующего упругого элемента. Такой элемент позволит снизить амплитуду колебаний, а также обеспечит более быстрое их затухание, что приведет к снижению уровня вибрации.

Определим основные промежутки оптимальных значений параметров жесткости и демпфирования для передней подвески автомобиля КАМАЗ 5308. Согласно предложенной выше методике начнем с геометрического анализа системы поддресоривания, то есть с определения базы автомобиля. В нашем случае база автомобиля – это расстояние от передней до задней оси, так как проектируемый автомобиль имеет колесную формулу 4×2. Число осей увеличивают с целью повышения грузоподъемности при заданной нагрузке на ось, а также улучшения плавности хода и проходимости. Главным условием определения базы служат нормы распределения осевых нагрузок (табл. 1), которые направлены на обеспечение удовлетворительных тягово-сцепных свойств грузовых автомобилей.

Таблица 1

Распределение осевых нагрузок у грузовых автомобилей, %

Группа автомобиля и нагрузка на ось/тележку, кН	Колесная формула	Нагрузка, приходящаяся на ось автомобиля полной массы		Нагрузка, приходящаяся на ось снаряженного автомобиля		
		переднюю	заднюю	переднюю	заднюю	
1	4 × 2	24...30	70...76	45...49	51...55	
	6 × 4	25...28	72...75	42...47	53...58	
2	80/140	4 × 2	25...31	69...75	46...53	47...54
		6 × 4	22...24	76...78	33...44	56...67
	100/180	4 × 2	33...38	62...67	51...58	42...49
		6 × 4	23...29	71...77	41...47	53...59

Известно, что, проектируя автомобиль с минимально возможной колесной базой, мы можем уменьшить его массу и угол поворота. Поэтому рекомендуется размещать узлы и агрегаты по возможности ближе к передней части автотранспортного средства.

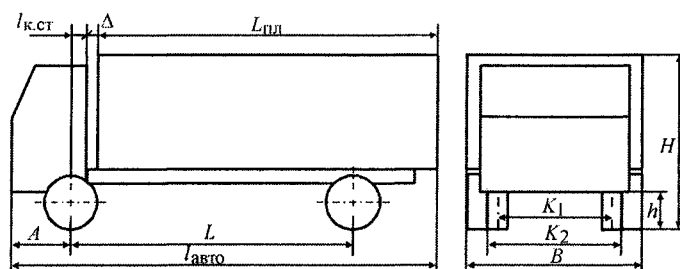


Рис. 2. Схема основных компоновочных параметров грузового автомобиля

автомобиля L , дорожный просвет $h = 0,2$ м, колея передних колес $K_1 = 2$ м, колея задних колес $K_2 = 1,9$ м. Также согласно стандарту СЭВ, установлены значения минимального угла въезда и минимальной высоты буфера: $\gamma \geq 25^\circ$, $h_1 = 0,6$ м. В табл. 2 приведены основные размерные параметры компоновки грузовых автомобилей. Как видим, соответствующие величины проектируемого автомобиля удовлетворяют установленным стандартам (отмечены жирным шрифтом в табл. 2) [4].

Основными компоновочными параметрами грузового автомобиля являются (рис. 2): габаритная длина $l_{автo} = 9,65$ м, габаритная высота H , габаритная ширина $B = 2,47$ м, передний свес $A = 1,27$ м, расстояние от оси переднего моста до задней стенки кабины $l_{к.ст} = 0,75$ м, зазор между кабиной и платформой $\Delta = 0,075$ м, длина платформы $L_{пл} = 7,4$ м, колесная база

Основные размерные параметры компоновки грузовых автомобилей

Схема компоновки автомобиля	Полная масса автомобиля, т	A , м	$l_{к.ст}$, м	$L_{пл}/L$	K_1 , м	K_2 , м	h , м
4×2, кабина над двигателем	до 6,5	0,85...1,25	0,4...0,9	1,3...1,5	1,6...1,8	1,4...1,7	0,16...
	6,5 – 12,0	1,15...1,4					0,195
	12,0 – 16,0	1,25...1,45	0,24...0,65		1,7...2,0	1,6...1,9	0,2... 0,25
	более 16,0	1,35...1,5	0,2...0,5		1,8...2,05	1,7...1,9	0,245... 0,3

Значение колесной базы автотранспортного средства определяется из условия равенства нулю суммы моментов относительно переднего моста:

$$L = \frac{\sum G_i l_i + G_{zp} l_{zp}}{G_{2zp} - G_{2н}}$$

где G_i – масса агрегатов автомобиля, l_i – координаты центров тяжести агрегатов, G_{zp} – масса груза, l_{zp} – координата центра тяжести груза, G_{2zp} – нагрузка от задней оси груженого автомобиля на дорогу, $G_{2н}$ – задняя осевая нагрузка от неподрессоренных масс. В результате расчетов получено, что $L = 5,43$ м. Отношение длины платформы к колесной базе проектируемого автомобиля $L_{пл} / L = 7,4 / 5,43 = 1,4$ соответствует установленным нормам (см. табл. 2).

Определив колесную базу, можно рассчитать следующие величины:

$$G_{2сн} = \frac{\sum G_i l_i}{L} = 3,53 \text{ т (47\% полной массы автомобиля)} - \text{нагрузка на дорогу от задней оси снаряженного автомобиля;}$$

снаряженного автомобиля;

$$G_{1сн} = G_a - G_{2сн} = 3,87 \text{ т (53\% полной массы автомобиля)} - \text{нагрузка на дорогу от передней оси снаряженного автомобиля, где } G_a - \text{масса снаряженного автомобиля;}$$

$$G_{1zp} = \frac{G \cdot 33\%}{100\%} = \frac{15 \cdot 33\%}{100\%} = 5 \text{ т} - \text{нагрузка на дорогу от передней оси груженого автомобиля (33\% полной массы автомобиля);}$$

$$G_{2zp} = G - G_{1zp} = 15 - 5 = 10 \text{ т} - \text{нагрузка на дорогу от задней оси груженого автомобиля (67\% полной массы автомобиля), где } G - \text{полная масса автомобиля;}$$

$$I_y = 0,344 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad \varepsilon_y = 1,1 - \text{момент инерции и коэффициент распределения поддрессоренных частей груженого автомобиля.}$$

Исходя из полученных результатов компоновки видно, что проектируемый автомобиль обладает хорошей проходимостью, так как коэффициенты сцепного веса снаряженного автомобиля $k_{\phi 1} = 0,48$ и полностью загруженного $k_{\phi 2} = 0,67$ удовлетворяют значениям, указанным в «Показателях и нормативах проходимости». Согласно этим нормам, соответствующие коэффициенты не должны быть ниже значений 0,41 – для снаряженного автомобиля и 0,62 – для автомобиля полной массы.

$$\text{Реакции на левое и правое колеса передней оси груженого автомобиля: } R_{1л} = R_{1п} = 2,1 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

$$\text{Реакции на левое и правое колеса задней оси груженого автомобиля } R_{2л} = R_{2п} = 4,4 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Определив базу автотранспортного средства, проведем анализ непосредственно системы поддрессоривания. Эта система представляется как распределенная масса, которая в процессе своего движения по дорогам любого типа совершает вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания на двух или более упругих опорах – неподрессоренных массах, в которые входят упругое и демпфирующее устройство и шины, обладающие определенной жесткостью и демпфированием.

Для того чтобы определить первоначальные значения промежутков оптимальных коэффициентов жесткости c_p и демпфирования k_p , необходимо проанализировать одномассовую систему поддрессоривания (рис. 1, в). Рассматривать такую систему необходимо как для передней, так и для задней подвесок. Анализ проводится на основе исследования уравнения среднего

квадратического отклонения на экстремум. Это означает, что, определив амплитудно-частотную характеристику вертикальных колебаний системы

$$|W_z(\omega)| = \sqrt{\frac{1}{G_{1n}^2} \cdot \frac{k_p^2 \omega^2 + c_p^2}{(a_0 - \omega)^2 + a_1^2 \omega^2}},$$

где $a_0 = c_p/G_{1n}$; $a_1 = k_p/G_{1n}$; G_{1n} – приведенная поддресоренная масса, расположенная над передними подвесками груженого автомобиля, а также спектральную плотность дорог I–III типов

$$S_q(\omega) = \frac{D_0 v}{\omega^2}, \quad (1)$$

необходимо составить выражение для дисперсии ускорений вертикальных колебаний:

$$D_z = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W_z(\omega)|^2 S_q^{III}(\omega) d\omega. \quad (2)$$

В представленных выше формулах v – скорость движения автомобиля, S_q^{III} – спектральная плотность воздействия для III типа дорог, D_0 – коэффициент, который зависит от состояния дорожной поверхности (т. е. от уровня спектральной плотности воздействия), значения D_0 в зависимости от уровня спектральной плотности представлены в табл. 3.

Отметим, что в случае, когда рассматривается одномассовая система (см. рис. 1, в), необходимо уточнить спектр возмущений в высокочастотной области [2]:

$$S_q^{III}(\omega) = \frac{D_0 v}{\omega^2} \cdot \frac{\omega_3^2}{\omega_2 + \omega_3^2} \quad (3),$$

где $\omega_3 = \sqrt{\omega_1 \cdot \omega_2}$ – частота среза, Гц; $\omega_1 = v \cdot \lambda_1$, $\omega_2 = v \cdot \lambda_2$ – дорожные частоты, Гц, λ_1 и λ_2 – коэффициенты дорожных частот. Значение частоты среза также зависит от состояния дорожной поверхности (см. табл. 3).

Значения параметра D_0 частоты среза ω_3

Таблица 3

Значение D_0 , м	Значение ω_3 , Гц	Примечание
10^{-4}	0,0316	Очень малый уровень спектральной плотности
$2,08 \times 10^{-3}$	1,596	Малый уровень спектральной плотности
$3,16 \times 10^{-3}$	3,16	Средний уровень спектральной плотности

Для дорог III-го типа со средним уровнем спектральной плотности выражение дисперсии амплитуд вертикальных колебаний одномассовой системы имеет вид:

$$D_z = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W_z(\omega)|^2 S_q^{III}(\omega) d\omega = \frac{D_0 v \omega_3}{2 G_{1n} k_p} \cdot \frac{c_p \omega_3 (k_p^2 + G_{1n} c_p) + k_p^3 \omega_3^2}{G_{1n} \omega_3^2 + c_p + k_p \omega_3^2}.$$

Согласно нормам VDI ощущения человека во время колебаний оцениваются по ускорениям при частотах $\omega_0 = 0,5 \dots 5$ Гц. Следовательно, число колебаний в минуту варьируется в промежутке

$$n = \frac{30}{\pi} \omega_0 = 47,746 \dots 4,775,$$

а статический прогиб упругих элементов находится в пределах

$$f_{cm} = \frac{25}{n^2} = 1,097 \dots 0,011 \text{ м.}$$

Исходя из этого, можно установить, что жесткость упругого элемента может принимать следующие значения:

$$c = \frac{P_{cm}}{f_{cm}} = 1,912 \cdot 10^4 \dots 1,912 \cdot 10^6 \text{ Н/м,}$$

где P_{cm} – вертикальная статическая нагрузка на переднее колесо от массы поддресоренной части автомобиля.

Для скорости автомобиля $v=19$ м/с наиболее оптимальное значение жесткости находится в промежутке $c_p = 1,442 \cdot 10^5 \dots 2,47 \cdot 10^5$ Н/м, так как эти значения дают величины собственных час-

Расчет и конструирование

тот колебаний подрессоренных масс $p_z = 1,3 \dots 1,7$ Гц. Данные значения входят в требуемый диапазон частот собственных колебаний для грузовых колесных машин, который составляет $p_z^{ycm} = 1,3 \dots 1,7$ Гц.

Рассмотрим величины, соответствующие границам диапазона оптимальных коэффициентов жесткости: $c_p^I = 1,442 \cdot 10^5$ Н/м, $c_p^{II} = 2,47 \cdot 10^5$ Н/м. Оптимальные значения коэффициента демпфирования, соответствующие ранее найденным оптимальным значениям коэффициента жесткости, найдем из условия равенства нулю частной производной по k_p от дисперсии амплитуд вертикальных колебаний (2).

Из рис. 4 видно, что при увеличении жесткости рессор возрастает и величина средних квадратичных значений ускорений, при этом построенные кривые имеют четкий минимум. В связи с этим можно сделать вывод о том, что при установке амортизатора с сопротивлением, значительно меньшим оптимального, значения средних квадратичных ускорений будут возрастать, что не желательно. Установка амортизатора с сопротивлением большим оптимального даст не только увеличение средних квадратичных ускорений, но и приведет также к большому расходу мощности двигателя, в результате амортизаторы будут перегреваться. Отметим также, что увеличение жесткости рессор приводит к увеличению сопротивления амортизатора, а при большей жесткости даже незначительные изменения демпфирования приводят к серьезному увеличению значений D_z . Таким образом, выберем промежуток значений демпфирования, соответствующих установленному промежутку значений жесткостей $k_p = 2,248 \cdot 10^4 \dots 3,051 \cdot 10^4$ Нс/м (см. рис. 4).

Проанализируем, как влияет изменение скорости движения автомобиля на зависимость $\sqrt{D_z}(k_p)$ (табл. 4).

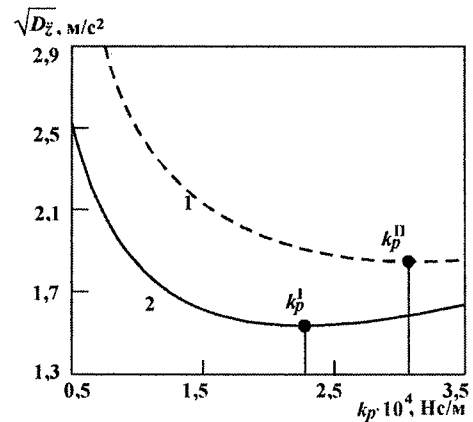


Рис. 4. Зависимость средних квадратичных значений ускорений вертикальных колебаний одномассовой системы от сопротивления амортизаторов при скорости 19 м/с:
1 – значение жесткости $c_p^I = 1,442 \cdot 10^5$ Н/м;
2 – значение жесткости $c_p^{II} = 2,47 \cdot 10^5$ Н/м

Таблица 4

Влияние изменения скорости движения автомобиля на величину СКЗ вертикальных колебаний автомобиля

Скорость движения автомобиля	Граничные значения промежутка k_p	Граничные значения промежутка c_p	$\sqrt{D_z}$
$v^I = 19$ м/с	$k_p^I = 2,248 \cdot 10^4$ Н·с/м	$c_p^I = 1,442 \cdot 10^5$ Н/м	$\sqrt{D_z}^I = 1,539$ м/с ²
	$k_p^{II} = 3,051 \cdot 10^4$ Н·с/м	$c_p^{II} = 2,47 \cdot 10^5$ Н/м	$\sqrt{D_z}^{II} = 1,851$ м/с ²
$v^{II} = 38$ м/с	$k_p^I = 2,248 \cdot 10^4$ Н·с/м	$c_p^I = 1,442 \cdot 10^5$ Н/м	$\sqrt{D_z}^{I,v^{II}} = 2,117$ м/с ²
	$k_p^{II} = 3,051 \cdot 10^4$ Н·с/м	$c_p^{II} = 2,47 \cdot 10^5$ Н/м	$\sqrt{D_z}^{II,v^{II}} = 2,618$ м/с ²

Исходя из данных табл. 4 и рис. 4 можно сделать вывод, что увеличение скорости влечет за собой увеличение величины $\sqrt{D_z}$.

Существуют нормы, которые ограничивают величины средних квадратичных значений ускорений. Р.В. Ротенберг на основании анализа ускорений головы человека при различных режимах движения предложил предельные значения $\sqrt{D_z}$, $\sqrt{D_x}$, $\sqrt{D_y}$, которые приведены в табл. 5. Согласно ОСТ 37.001.291–84 «Технические нормы плавности хода» эти значения уточнены для движения автотранспортного средства по конкретному типу дорог (табл. 6). Таким образом, $\sqrt{D_z}^{I,v^I} < \sqrt{D_z}^{ycm}$ и $\sqrt{D_z}^{II,v^{II}} < \sqrt{D_z}^{ycm}$, а оптимальное значение сопротивления амортизатора остается неизменным.

Таблица 5

Пределные значения средних квадратичных ускорений

Режим движения	$\sqrt{D_z}$	$\sqrt{D_x}$	$\sqrt{D_y}$
Медленная ходьба	1,0 м/с ²	0,6 м/с ²	0,5 м/с ²
Обычная ходьба	2,5 м/с ²	1,0 м/с ²	0,7 м/с ²
Непродолж. бег	4,0 м/с ²	2,0 м/с ²	1,0 м/с ²

Далее проанализируем влияние ухудшения типа дорожной поверхности на зависимость $\sqrt{D_z}(k_p)$ (табл. 7).

Таблица 6

Пределные технические нормы плавности хода грузовых автомобилей

Тип дороги	Корректированные значения виброускорений на сиденье, не более			$\sqrt{D_z}^{уст}$ в характерных точках поддресоренной части, м/с ²
	$\sqrt{D_z}^{кор}$, м/с ²	$\sqrt{D_x}^{кор}$, м/с ²	$\sqrt{D_y}^{кор}$, м/с ²	
I	1,00	0,65	0,65	≤ 1,30
II	1,50	1,00	0,80	≤ 1,80
III	2,30	1,60	1,60	≤ 2,70

Таблица 7

Изменение зависимости $\sqrt{D_z}(k_p)$ при условии движения автомобиля по дорогам I, II, III типов

v, м/с	D ₀ , м	ω _з , Гц	Для граничного значения жесткости c _p ^I = 1,442 · 10 ⁵ Н/м		Для граничного значения жесткости c _p ^{II} = 2,47 · 10 ⁵ Н/м	
			k _p ^I , Н·с/м	$\sqrt{D_z}^I$, м/с ²	k _p ^{II} , Н·с/м	$\sqrt{D_z}^{II}$, м/с ²
19	10 ⁻⁴	0,0316	2,4983 · 10 ⁴	3,305 · 10 ⁻³	3,2688 · 10 ⁴	3,782 · 10 ⁻³
	2,08 · 10 ⁻³	1,596	2,4156 · 10 ⁴	0,699	3,2022 · 10 ⁴	0,818
	3,16 · 10 ⁻³	3,16	2,248 · 10 ⁴	1,54	3,0511 · 10 ⁴	1,851
38	- -	- -	- -	4,674 · 10 ⁻³	- -	5,348 · 10 ⁻³
				0,989		1,157
				2,177		2,618

Исходя из данных табл. 7, можно сделать заключение о том, что ухудшение дорожного полотна приводит к увеличению значения $\sqrt{D_z}$, однако, при возможных скоростях движения грузового автомобиля величина $\sqrt{D_z}$ не превосходит установленного стандартами максимума.

Таким образом, определили основные промежутки оптимальных значений параметров $c_p = 1,442 \cdot 10^5 \dots 2,47 \cdot 10^5$ Н/м и $k_p = 2,248 \cdot 10^4 \dots 3,051 \cdot 10^4$ Н·с/м. Стоит отметить, что применение изложенной выше методики даст возможность более обоснованно рассчитывать упругие и демпфирующие элементы систем поддресоривания, на стадии проектирования машины увеличить ресурс автомобиля в целом и отдельных его агрегатов в частности, а также максимально снизить вибронагрузки на водителя и пассажиров, что приведет к более комфортной эксплуатации проектируемого автотранспортного средства.

Литература

1. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин // А.А. Силаев. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1972. – 190 с.
2. Хачатуров, А. А. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев. – М.: Машиностроение, 1976. – 536 с.
3. Полунгян, А.А. Проектирование полноприводных колесных машин // А.А. Полунгян. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 637 с.
4. Высоцкий, М.С. Грузовые автомобили. Проектирование и основные конструкции / М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес, С.Г. Херсонский. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

Поступила в редакцию 20 октября 2008 г.

Волченко Татьяна Сергеевна. Аспирант кафедры «Летательные аппараты и автоматические установки» ЮУрГУ. Область научных интересов – прочность машиностроительных конструкций.

Tatiana S. Volchenko. Post-graduate student of the «Aircrafts and Automatic Installations» department of SUSU. Professional interests: strength of machine-building constructions.

Шефер Леопольд Анатольевич. Доктор технических наук, профессор каф. «Летательные аппараты и автоматические установки» ЮУрГУ. Область научных интересов – прочность машиностроительных конструкций.

Leopold A. Shefer. Doctor of engineering sciences, professor of the «Aircrafts and Automatic Installations» department of SUSU. Professional interests: strength of machine-building constructions.

ОЦЕНКА ЧИСЛЕННЫХ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПРИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОМ ПУСКЕ ДИЗЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗОГРЕВА ВПУСКНОГО ЗАРЯДА

Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков, А.Е. Попов

ESTIMATION OF NUMERICAL IMPORTANCES EXCESS AIR FACTOR WHEN STARTING UNDER LOW TEMPERATURE OF THE DIESELS WITH USE THE HEATING OF THE INLET CHARGE

B.A. Sharoglazov, V.V. Shishkov, A.E. Popov

Предлагается методика оценки численных значений коэффициента избытка воздуха при низкотемпературном пуске дизелей с использованием разогрева впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив.

Ключевые слова: впуск, двигатель внутреннего сгорания, дизель, избыточный воздух, коэффициент избытка воздуха, пуск дизеля, сгорание.

The methods of the estimation of the numerical importances excess air factor is offered when starting the diesels under low temperature with use the heating of the inlet charge product combustion hydrocarbon fuel.

Keywords: admission, engine of internal combustion, diesel, surplus air, excess air factor, starting the diesel, combustion.

К одним из важных показателей дизеля относятся его пусковые качества. Их улучшение возможно на основе изучения и совершенствования внутрицилиндровых процессов, протекающих в период пуска, в частности, совершенствования процессов воспламенения, выгорания топлива и выделения теплоты.

Форсирование дизелей по среднему эффективному давлению и частоте вращения коленчатого вала сопровождается понижением геометрической и действительной степени сжатия. В результате – запуск таких дизелей затруднен: даже при положительных температурах окружающей среды высока вероятность невоспламенения подаваемого в цилиндры топлива и неинтенсивного выделения теплоты.

Своевременное и стабильное воспламенение подаваемого в цилиндр топлива обеспечивается применением средств облегчения воспламенения, среди которых наибольшее распространение получили свечи накаливания (преимущественно в дизелях с разделенной камерой сгорания), легковоспламеняющиеся пусковые жидкости и подогреватели впускного воздуха. Для подогрева свежего заряда используют электрические и электрофакельные подогреватели, подогреватели, использующие теплоту отработавших газов пускового двигателя и другие. Наиболее эффективно повышение температуры впускного воздуха и последующее воспламенение топлива происходит при смешивании воздуха с продуктами сгорания углеводородных топлив. При таком способе облегчения пуска его результативность во многом зависит от доли продуктов сгорания во впускном заряде. Недостаточный разогрев впускного заряда увеличивает период от начала пуска до появления первых всплесков. Высокая концентрация продуктов сгорания может обусловить и ухудшение пуска. Таким образом, влияние параметров впускного заряда, подготавливаемого к использованию в цилиндре посредством разогрева продуктами сгорания топлива, на протекание процессов, происходящих в цилиндре в период пуска, неоднозначно и требует изучения.

Инструментальной базой для этого может служить индикаторная диаграмма давления рабочего тела в цилиндре, соответствующая первым циклам с подачей топлива.

Нужно отметить, что экспериментальное обеспечение решения сформулированной задачи является непростым. Именно этим обстоятельством можно объяснить сравнительную немногочисленность научных работ, посвященных анализу теплоиспользования при пуске [1, 2].

Пуск двигателя – процесс кратковременный. Для анализа особенностей выделения теплоты в этот период кроме индикаторной диаграммы цикла необходимы данные о численных значениях коэффициента избытка воздуха, выявление которых представляет определенные трудности.

При разогреве впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив (например, выпускными газами) необходима оценка численных значений коэффициента избытка воздуха во впускном заряде α_s и в цилиндре двигателя α . Не зная численных значений этих параметров, невозможно оценить текущие параметры состояния рабочего тела в цилиндре, а, значит, невозможно выявить такие важные характеристики рабочего цикла, как характеристики активного выделения теплоты, выгорания, тепловых потерь и др. Выявление численных значений α и α_s , в свою очередь, связано с необходимостью количественной оценки наличия окислителя: воздуха, во впускном заряде, а затем и в цилиндре двигателя.

Обозначим долю избыточного (свободного) воздуха через $r_\alpha = M_\alpha / M$, где M_α – число молей (количество) избыточного воздуха во впускном заряде, находящемся во впускном трубопроводе или в цилиндре двигателя; M – общее число молей газа.

Объемная доля избыточного воздуха во впускном заряде r_α может быть определена, исходя из процентного содержания O_α кислорода в нем, которое может быть выявлено на основании химического анализа газов, находящихся во впускном трубопроводе. Предпочтительным местом отбора с позиции технической реализации этой задачи является горловина впускных клапанов.

Поскольку содержание кислорода в воздухе (по объему) составляет 21%, объемная доля избыточного воздуха в свежем заряде определяется соотношением $r_\alpha = O_\alpha / 21$.

Взаимосвязь объемной доли избыточного воздуха r_α и коэффициента избытка воздуха α выявляется из следующего: если $r_\alpha = 1$, то $\alpha = \infty$, и $\alpha = 1$ при $r_\alpha = 0$.

Отсюда следует:

$$\alpha_s = (1 - r_\alpha)^{-1}, \quad (1)$$

что справедливо для процессов впуска и сжатия (до момента начала подачи топлива).

Если допустить, что процесс подачи топлива носит мгновенный характер, не растянут во времени и совпадает с началом самовоспламенения, выражение (1) оказывается справедливым вплоть до начала процесса сгорания.

Для процесса сгорания численные значения коэффициента избытка воздуха α определяются, исходя из общего понятия этого параметра

$$\alpha = M_0 / L_0, \quad (2)$$

где M_0 – действительное количество воздуха, расходуемое на сжигание одного кг топлива, кг-моль; L_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания одного кг топлива, кг-моль воздуха / кг топлива, которое определяется элементарным химическим составом топлива:

$$L_0 = \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}}{0,21},$$

Здесь С, Н, О – массовые доли соответственно углерода, водорода и кислорода в топливе.

Из выражения (2) применительно к единичному циклу следует

$$\alpha = r_\alpha \cdot M_a \cdot (G_{m\tau} \cdot L_0)^{-1}, \quad (3)$$

где M_a – общее число молей рабочего тела в цилиндре двигателя, кг-моль; $G_{m\tau}$ – цикловая подача топлива, кг/цикл.

Общее число молей рабочего тела, находящегося в цилиндре после завершения впуска, определяется, исходя из уравнения состояния газов.

Применительно к точке a_1 (момент закрытия впускного клапана) индикаторной диаграммы (см. рисунок) оно запишется в виде

$$M_{a_1} = p_{a_1} \cdot V_{a_1} \cdot (R \cdot T_{a_1})^{-1}, \quad (4)$$

Расчет и конструирование

где p_{a1} , V_{a1} , T_{a1} – соответственно давление, полный объем и температура рабочего тела в точке a_1 индикаторной диаграммы; R – универсальная газовая постоянная.

Температуру рабочего тела в точке a_1 можно с достаточной точностью определить расчетным путем, зная температуру впускного заряда на входе в цилиндр.

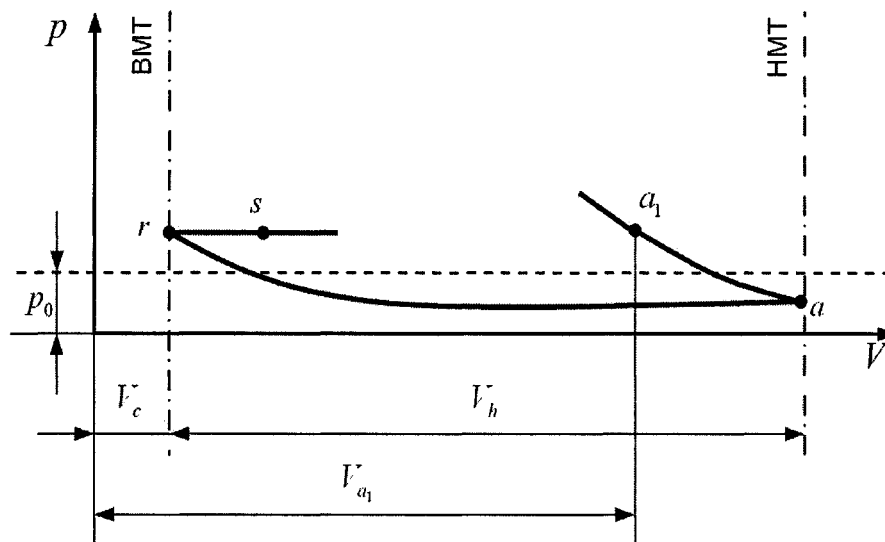


Схема протекания давления рабочего тела в цилиндре двигателя при пуске:
 p_0 – атмосферное давление; a_1 – момент закрытия впускного клапана

Если пренебречь утечками заряда через неплотности цилиндро-поршневой группы, из уравнений (3) и (4) следует

$$\alpha = r_a \cdot M_{a1} \cdot (G_{m\mu} \cdot L_0)^{-1}.$$

Таким образом, для определения α применительно к процессу сгорания необходимо знать полный объем рабочего тела в точке a_1 индикаторной диаграммы, который выявляется из соотношения $V_{a1} = V_c \cdot \psi(\alpha_{a1})$, где V_c – объем камеры сгорания, m^3 ; $\psi(\alpha_{a1})$ – численное значение кинематической функции изменения объема цилиндра для точки a_1 индикаторной диаграммы.

Объем камеры сгорания определяется по выражению $V_c = V_h \cdot (\varepsilon - 1)^{-1}$, где V_h – рабочий объем цилиндра.

Функция $\psi(\alpha_{a1})$ применительно к моменту закрытия впускного клапана определяется (для двигателей с центральной схемой кривошипно-шатунного механизма) соотношением [3]:

$$\psi(\alpha_{a1}) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha_{a1} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_{a1}} \right) \right],$$

где $\lambda = r/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; α_{a1} – угол поворота коленчатого вала, соответствующий моменту закрытия впускного клапана.

Еще раз отметим, что в предложенной методике оценки численных значений коэффициента избытка воздуха не учитывается динамика впрыскивания топлива, процесс подачи топлива считается мгновенным, не учитывается изменение числа молей рабочего тела в цилиндре двигателя вследствие утечек через неплотности цилиндро-поршневой группы.

Однако, изложенная методика дает возможность применительно к условиям низкотемпературного пуска при известных химическом составе рабочего тела на входе в цилиндр и цикловой подаче топлива относительно легко рассчитать численные значения коэффициента избытка воздуха, что является необходимым условием для определения текущих параметров состояния рабочего тела в цилиндре и последующего выявления других характеристик рабочего цикла.

Литература

1. Шароглазов, Б.А. Анализ рабочего цикла дизеля при пуске по индикаторной диаграмме / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков // Двигателестроение. – 1993. – № 3. – С. 3–12.
2. Исследование процесса тепловыделения при выгорании топлива в период пуска дизеля сжатым воздухом / Е.Х. Кадышевич, М.А. Миселев, А.К. Костин и др. // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 24–30.
3. Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев; под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 130 с.

Поступила в редакцию 10 мая 2008 г.

Шароглазов Борис Александрович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование и моделирование процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания и ДВС необычных схем.

Boris A. Sharoglazov. Doctor of engineering science, professor, deserved figure of a science of Russian Federation, head of «Internal Combustion Engines» chair of the South Urals State University. Professional interests: research and modeling of piston internal combustion engines processes and ICE of the unusual types.

Шишков Виктор Владимирович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование и моделирование процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Viktor V. Shishkov. Candidate of engineering science, senior lecturer of «Internal Combustion Engines» chair of the South Urals State University. Professional interests: research and modeling of piston internal combustion engines processes.

Попов Александр Евгеньевич. Ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование и моделирование процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Aleksandr E. Popov. Assistant of «Internal Combustion Engines» chair of the South Urals State University. Professional interests: research and modeling of piston internal combustion engines processes.

СИНТЕЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛЯТОРОМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

В.С. Гун, В.С. Морозова, В.В. Шешуков, А.Е. Марьин

THE DESIGN OF THE ROTATION FREQUENCY CONTROL SYSTEM WITH PRESCRIBED DYNAMIC PARAMETERS

V.S. Goun, V.S. Morozova, V.V. Sheshukov, A.E. Marin

Приводится методика определения зависимостей коэффициентов обратных связей замкнутого контура управления частотой вращения дизеля с электронным регулятором от заданного времени переходного процесса. Для реализации методики разработан пакет прикладных программ.

Ключевые слова: динамические параметры, электронный регулятор, контур управления, коэффициенты обратных связей, сигнал рассогласования, относительное отклонение, автоколебания, собственные значения матрицы, характерное время релаксации, отклонение частоты вращения.

Closed loop feedback system of the diesel rotation frequency is considered. The method of feedback coefficients computation is provided. The method allows one to select feedback coefficients in such a way that the transient behavior (change of the rotation frequency) has a prescribed duration. The mathematical model and the software package are developed.

Keywords: dynamic parameters, electronic regulator, contour of management, factors of feedback, signal of a mismatch, a relative deviation, self-oscillations, own values of a matrix, characteristic time of a relaxation, deviation of frequency of rotation.

Под синтезом понимают определение структуры системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля (САРЧ) и значений параметров ее элементов, обеспечивающих выполнение заданных требований: статической точности поддержания регулируемой координаты, устойчивости и качества работы системы регулирования [1].

Качество работы САРЧ определяется алгоритмом (законом) подачи топлива в переходных режимах дизеля. Оптимизация переходного процесса регулирования частоты вращения рассматривается как задача оптимального быстрогодействия. В итоге синтез САРЧ сводится к выбору параметров контура управления, обеспечивающих апериодический переходный процесс с минимальной длительностью при ограничении тока якоря исполнительного механизма [2].

Спроектированный на кафедрах «Двигатели внутреннего сгорания» и «Электротехника» ЮУрГУ совместно с АО «УРАЛТРАК», электронный регулятор частоты вращения для дизеля Д-160 представляет собой замкнутую многосвязную САРЧ. Схема электронного регулятора содержит регуляторную и корректорную ветви управления, каждая из которых обрабатывает сигнал рассогласования по частоте вращения в зависимости от показаний датчика частоты (корректорная ветвь от 1150 мин⁻¹ до 1300 мин⁻¹, регуляторная ветвь – от 1300 мин⁻¹ до 1350 мин⁻¹), а также блок управления пуском и установившимися режимами (100...1000 мин⁻¹, 1000...1150 мин⁻¹).

Электронный регулятор при этом выполняет все функции всережимного механического регулятора и кроме того, даёт возможность изменять внешнюю характеристику, обеспечивать определенность и стабильность корректорного участка, форсировать двигатель без перегрузки до 178 кВт, изменять угол наклона регуляторной ветви характеристики до 90° и улучшать динамические показатели переходных процессов.

В контур управления (рис. 1) регулятора частотой вращения дизеля (РЧВ) введены четыре обратные связи: по положению рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) – k_0 , по скорости её перемещения – k_1 , по току исполнительного механизма (ИМ) – k_2 , по частоте вращения коленчатого вала – k_3 . Последняя (k_3) является основной, влияющей на динамику всей системы. В качестве ИМ спроектирован линейный электродвигатель постоянного тока (ДПТ) [3].

Обратная связь по положению рейки ТНВД предназначена для обеспечения необходимого диапазона перемещения рейки. Для улучшения статических и динамических свойств системы введена обратная связь по производной сигнала положения рейки ТНВД с помощью дифференциатора. Обратная связь по току ИМ защищает обмотку якоря ДПТ от перегрузок. Обратная связь по частоте вращения коленчатого вала необходима для поддержания её величины.

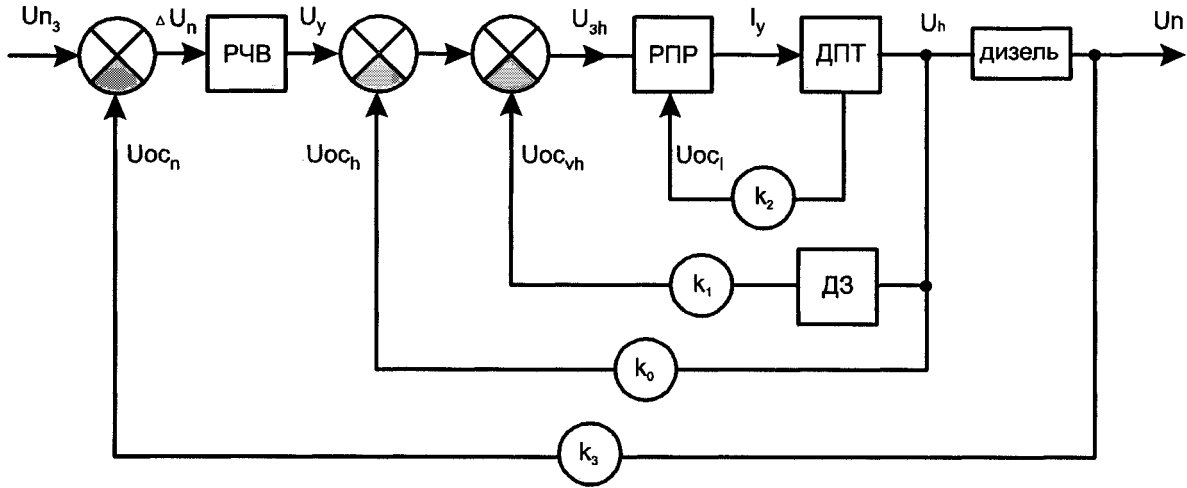


Рис. 1. Структурная схема контура управления частотой вращения коленчатого вала:

U_{n3} , U_n – напряжения с датчиков педали управления и частоты вращения коленчатого вала, ΔU_n – сигнал рассогласования по частоте вращения коленчатого вала, U_y , I_y – напряжение управления и ток якоря ДПТ, U_n – напряжение с датчика положения рейки, $U_{осн}$, $U_{ос1}$, $U_{осvн}$, $U_{ос}$ – напряжения обратных связей по частоте вращения, по перемещению рейки, скорости перемещения рейки и току соответственно, ДЗ – дифференцирующее звено, РПР – регулятор положения рейки

Динамическое равновесие САРЧ тракторного дизеля с электронным регулятором описывается системой уравнений [4].

$$\begin{cases} \frac{dh}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{Bl}{M}i - \frac{c}{M}v; \\ \frac{di}{dt} = -\frac{R}{L}i - \frac{Bl}{L}v - \frac{k_0}{L}h - \frac{k_1}{L}v - \frac{k_2}{L}i - \frac{k_3}{L}n + \frac{U}{L}; \\ T_d \frac{d\varphi}{dt} + k_d \varphi = \beta. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь i – ток якоря электромагнита; U – напряжение на обмотке якоря; h – положение рейки ТНВД; M – масса якоря; R – сопротивление обмотки якоря; c – электромеханический коэффициент; L – индуктивность якоря; l – длина обмотки якоря; k_d – коэффициент самовыравнивания; T_d – постоянная времени собственно дизеля; v – скорость рейки ТНВД; B – магнитная индукция, создаваемая обмоткой возбуждения; k_0 – коэффициент обратной связи по положению рейки; k_1 – коэффициент обратной связи по скорости перемещения рейки; k_2 – коэффициент обратной связи по току исполнительного механизма; k_3 – коэффициент обратной связи по частоте вращения дизеля.

Под параметрами β и φ понимаются относительные отклонения от стационарного режима работы: $\beta = \Delta h / h_{st}$, $\varphi = \Delta n / n_{st}$, где h_{st} – стационарное положение рейки, Δh – отклонение рейки от стационарного положения, n_{st} – установившаяся частота вращения, Δn – отклонение от установившейся частоты вращения.

В матричной форме система уравнений, описывающая динамику отклонений от стационарного режима работы, записывается в виде:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} h \\ v \\ i \\ n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -c/M & Bl/M & 0 \\ -k_0/L & -\frac{1}{L}(Bl+k_1) & -\frac{1}{L}(R+k_2) & -k_3/L \\ n_{st}/h_{st} & 0 & 0 & -k_n/T_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h \\ v \\ i \\ n \end{pmatrix} = \hat{A} \begin{pmatrix} h \\ v \\ i \\ n \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где \hat{A} – матрица системы. Собственное значение этой матрицы находим из определителя. Запишем характеристическое уравнение системы:

$$\begin{aligned} |\hat{A} - \lambda \hat{E}| &= \lambda^4 + \lambda^3 \left[\frac{k_n}{T_n} + \frac{c}{M} + \frac{1}{L}(R+k_2) \right] + \\ &+ \lambda^2 \left[\frac{k_n}{T_n} \left(\frac{c}{M} + \frac{1}{L}(R+k_2) \right) + \frac{c}{M} \frac{1}{L}(R+k_2) + \frac{Bl}{M} \frac{1}{L}(Bl+k_1) \right] + \\ &+ \lambda \left[\frac{k_n}{T_n} \left(\frac{c}{M} \frac{1}{L}(R+k_2) + \frac{Bl}{M} \frac{1}{L}(Bl+k_1) \right) + \frac{Bl}{M} \frac{k_0}{L} \right] + \frac{Bl}{M} \left(\frac{k_0}{L} \frac{k_n}{T_n} + \frac{n_{st}}{h_{st}} \frac{k_3}{L} \right), \end{aligned} \quad (3)$$

где \hat{E} – единичная матрица, $\lambda \hat{E}$ – диагональная матрица.

Переходный процесс будет аperiodическим, если все собственные значения матрицы \hat{A} представляют собой действительные числа $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ [6]. Уравнение относительно собственных значений будет иметь вид:

$$\begin{aligned} |\hat{A} - \lambda \hat{E}| &= (\lambda - \lambda_1)(\lambda - \lambda_2)(\lambda - \lambda_3)(\lambda - \lambda_4) = \\ &= \lambda^4 + \lambda^3(-1)(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) + \lambda^2(\lambda_1\lambda_2 + \lambda_1\lambda_3 + \lambda_1\lambda_4 + \lambda_2\lambda_3 + \lambda_2\lambda_4 + \lambda_3\lambda_4) + \\ &+ \lambda(-1)(\lambda_2\lambda_3\lambda_4 + \lambda_1\lambda_2\lambda_3 + \lambda_1\lambda_3\lambda_4 + \lambda_1\lambda_2\lambda_4) + \lambda_1\lambda_2\lambda_3\lambda_4. \end{aligned} \quad (4)$$

Приравнявая (3) и (4), получаем систему уравнений для определения коэффициентов обратных связей:

$$\begin{cases} \frac{k_n}{T_n} + \frac{c}{M} + \frac{1}{L}(R+k_2) = (-1)(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4); \\ \frac{k_n}{T_n} \left(\frac{c}{M} + \frac{1}{L}(R+k_2) \right) + \frac{c}{M} \frac{1}{L}(R+k_2) + \frac{Bl}{M} \frac{1}{L}(Bl+k_1) = \\ = (\lambda_1\lambda_2 + \lambda_1\lambda_3 + \lambda_1\lambda_4 + \lambda_2\lambda_3 + \lambda_2\lambda_4 + \lambda_3\lambda_4); \\ \frac{k_n}{T_n} \left(\frac{c}{M} \frac{1}{L}(R+k_2) + \frac{Bl}{M} \frac{1}{L}(Bl+k_1) \right) + \frac{Bl}{M} \frac{k_0}{L} = (-1)(\lambda_2\lambda_3\lambda_4 + \lambda_1\lambda_2\lambda_3 + \lambda_1\lambda_3\lambda_4 + \lambda_1\lambda_2\lambda_4); \\ \frac{Bl}{M} \left(\frac{k_0}{L} \frac{k_n}{T_n} + \frac{n_{st}}{h_{st}} \frac{k_3}{L} \right) = \lambda_1\lambda_2\lambda_3\lambda_4. \end{cases} \quad (5)$$

Для определения коэффициентов обратной связи допустим, что все собственные значения равны между собой [7].

Известно, что $\lambda = -\tau^{-1}$, где τ – характерное время релаксации. С учётом этого, найденные коэффициенты обратных связей выражаются через время релаксации следующим образом:

$$\left\{ \begin{aligned} k_0 &= \frac{ML}{Bl} \left(4 \frac{1}{\tau^3} - \frac{k_D}{T_D} \left(\frac{k_D}{T_D} \left(-4 \frac{1}{\tau} + \frac{k_D}{T_D} \right) + 6 \frac{1}{\tau^2} \right) \right); \\ k_1 &= \frac{ML}{Bl} \left[6 \frac{1}{\tau^2} + \left(\frac{k_D}{T_D} + \frac{c}{M} \right) \left(-4 \frac{1}{\tau} + \frac{k_D}{T_D} \right) + \left(\frac{c}{M} \right)^2 \right] - Bl; \\ k_2 &= -L \left(-\frac{1}{\tau} + \frac{k_D}{T_D} + \frac{c}{M} \right) - R; \\ k_3 &= \frac{ML}{Bl} \frac{h_{st}}{n_{st}} \left(-\frac{1}{\tau} + \frac{k_D}{T_D} \right)^4. \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Для реализации методики был разработан пакет прикладных программ расчета коэффициентов обратной связи и переходных процессов дизельных двигателей. Результаты расчета переходных процессов дизеля Д-160 представлены на рис. 2.

Параметры электронного регулятора: $B=0,5$ Тл, $L=0,02$ Гн, $l=60$ м, $M=0,75$ кг, $R=12$ Ом, $c=60$. Ток якоря электромагнита ограничен величиной 5 А.

Параметры дизеля: $T_D = 4,4338$ с, $k_D = 10,356$, $h_{st} = 0,01$, $n_{st} = 1250$ мин⁻¹, $\tau = 0,5$ с.

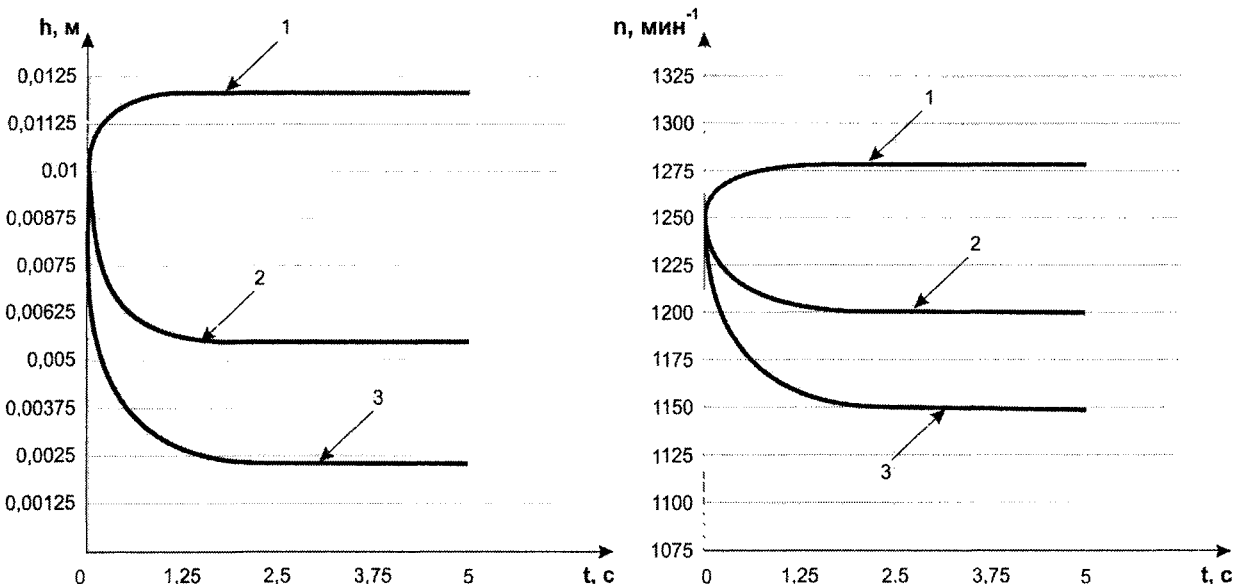


Рис. 2. Переходные процессы дизеля Д-160 при его работе на корректорном участке характеристики: h – перемещение рейки ТНВД, n – частота вращения, 1 – $\Delta n = 25$ мин⁻¹, 2 – $\Delta n = -50$ мин⁻¹, 3 – $\Delta n = -100$ мин⁻¹

Длительность и динамика переходных процессов практически совпадает с экспериментальными данными [5].

Предложенная методика позволяет на этапе проектирования дизеля с электронным регулятором:

- выбрать исполнительный механизм привода рейки ТНВД и оценить его динамические качества;
- рассчитать коэффициенты обратных связей контура управления электронного регулятора при его работе на корректорном и регуляторном участках скоростной характеристики;
- оценить экологические и экономические показатели проектируемого дизеля в зависимости от длительности переходного процесса [5].

Литература

1. Основы теории автоматического регулирования / В.И. Крутов, Д.М. Данилов, П.К. Кузьмин и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 386 с.
2. Алексеев, В.М. Оптимальное управление / В.М. Алексеев, В.М. Тихомиров, С.В. Фомин. – М.: Наука, 1979. – 408 с.
3. Пат. 2066386 Российская Федерация, МПК7 RU S16F02D1/08, 1/18. Электронный регулятор частоты вращения для управления подачей топлива топливным насосом высокого давления / В.В. Шешуков, В.М. Бунов, С.П. Гладышев и др. – № 93055194/06; заявл 10.12.93; опубл. 10.09.96, Бюл. № 25. – 8 с.
4. Гун, В.С., Оптимизация переходных процессов системы топливоподачи дизеля с электронным регулятором / В.С. Гун, В.С. Морозова, В.В. Шешуков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2007. – № 10. – С. 56–62.
5. Bunov, V.M. Algorithmic maintenance of a diesel engine electronic fuel controller by criterion of the contents of soot in exhaust gas / V.M. Bunov, V.S. Morozova, V.S. Goon, ... // SAE World Congress – 12–19 Apr., 2007. – № 07 PFL–452. – P. 11–16.
6. Попов, Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления / Е.П. Попов. – М.: Наука, 1998. – 301 с.
7. Крутов, В.И. Анализ работы систем автоматического регулирования / В.И. Крутов. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. – 179 с.

Поступила в редакцию 10 мая 2008 г.

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

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

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

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

Шешуков Виктор Валерьевич. Заведующий лабораторией промышленной электроники. Южно-Уральский государственный университет. Кафедра «Электротехники». Область научных интересов – впрыскивание топлива в дизелях, экология транспорта, автомобильная электроника.

Victor V.Sheshukov. The chief of the «electromechanic» laboratory of the South Ural State University. Professional interests: fuel injection in a Diesel engine, ecology of transport, automotive electronics.

Марьин Александр Евгеньевич. Инженер – электромеханик ООО «СЕЙХО МОТОРС СЕРВИС». Область научных интересов – впрыскивание топлива в дизелях, экология транспорта, автомобильная электроника.

Alexander E. Marin. Electro mechanic of ООО СЕУНО МОТОРС СЕРВИС. Professional interests: fuel injection in a Diesel engine, ecology of transport, automotive electronics.

Контроль и испытания

УДК 621.1.032.1-19

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ РАЗРУШЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ С ЭЛАСТОМЕРАМИ

Е.Е. Рихтер, И.Я. Березин

ENERGY FRACTURE CRITERION TO ESTIMATE THE FATIGUE RESISTANCE OF CONSTRUCTIONS WITH ELASTOPLASTIC

E.E. Richter, I.J. Berezin

Приведены результаты экспериментальных исследований зависимости полной энергии диссипации и энергии теплотворения от условий нагружения резинометаллических образцов. Обоснована возможность использования энергетического критерия для оценки усталостной долговечности эластомерных конструкций.

Ключевые слова: усталостная прочность, энергетический критерий разрушения, конструкция, образец, резина, эластомерный материал, энергия диссипации, тепловая энергия, энергия разрушения, экспериментальные исследования.

The results of experimental researches of dependence of total dissipation energy and energy of heat formation upon conditions of loading of rubber-metal samples. The possibility to apply the energy criterion to estimation of the fatigue endurance of elastomeric designs.

Keywords: fatigue resistance, energy fracture criterion, construction, sample, rubber, elastoplastic material, dissipation energy, heat energy, fracture energy.

Создание надежных, высокопроизводительных машин связано с использованием в их конструкциях новых перспективных материалов с заданным набором физико-механических свойств. К материалам, свойства которых можно подбирать с учетом условий эксплуатации проектируемой конструкции, относятся различного рода эластомеры. Резина как эластомерный материал обладает набором уникальным свойств, таких как способность к работе в условиях больших вязкоупругих деформаций (свыше 50%), несжимаемость, высокие демпфирующие свойства (коэффициент поглощения энергии свыше 0,5). Эти характеристики обусловили широкое использование деталей из резины в конструкциях, испытывающих значительные динамические нагрузки и высокочастотные вибрационные воздействия.

Под действием циклических нагрузок в резине происходят сложные физико-химические процессы, которые приводят к повышению температуры резинового массива и потере несущей способности конструкции. На молекулярном уровне эти процессы рассмотрены в работах Бартенева Г.М., Гуля В.Е., Лукомской А.И., Резниковского М.М. и других авторов [1–5].

С точки зрения механики разрушения эластомерных конструкций, испытывающих интенсивное циклическое нагружение, отмечаются три основных механизма повреждения [5].

1. Термомеханическое разрушение наблюдается при интенсивном диссипативном разогреве эластомерных конструкций. При недостаточном теплоотводе температурное поле внутри конструкции не стабилизируется и уровень разогрева неконтролируемо растет вплоть до разрушения образца (рис. 1, кривая 1). В результате термического разложения резины жесткость конструкции падает, появляются большие остаточные деформации, несущая способность резко уменьшается. Под действием локальных напряжений внутри резинового массива зарождаются трещины, которые лавинообразно распространяются, что приводит к разделению образца на части. Работоспособность исследуемых образцов при термомеханическом разрушении определяется режимом нагружения, условиями теплоотвода, механическими свойствами материала и активностью внешней среды. В настоящее время предложены расчетно-экспериментальные методы прогнозирования условий наступления термомеханического разрушения эластомерных конструкций. В част-

Контроль и испытания

ности, в работе [10] предложен подход, в котором на первом этапе проводится цикл лабораторных испытаний конструктивно-технологически подобных эластомерных элементов с целью определения их базовых упруго-вязких характеристик. На втором этапе выполняется моделирование связанных процессов теплотворения и формирования температурного поля, с последующей оценкой коэффициента запаса по термомеханическому разрушению. В качестве иллюстрации в [10] приведен пример использования подхода к установлению предельной границы термомеханического разрушения резинометаллических шарниров гусениц быстроходных транспортных машин, в зависимости от условий эксплуатации (рис. 2).

2. Усталостное разрушение характеризуется стабилизацией температуры в объеме образца на уровне существенно ниже уровня критической для данного сорта резины, что обеспечивается соответствующими условиями нагружения и теплоотдачи (см. рис. 1, кривая 2). Длительный процесс усталостного разрушения сопровождается зарождением усталостных микротрещин, их развитием, слиянием и образованием магистральных трещин.

3. Смешанное разрушение эластомеров можно рассматривать как переходную стадию между усталостным и термомеханическим механизмами разрушения (см. рис. 1, кривая 3). График изменения температуры, в этом случае, имеет выраженный участок установившейся скорости её изменения; точка пересечения соответствует достижению критического значения температуры для данного сорта резины (T_k). При рассмотрении поверхностей разрушения во многих случаях обнаруживаются области, которые содержат расположенные рядом участки, разрушенные по разным механизмам: термомеханическому и усталостному. С точки зрения температурного режима работы разрушение смешанного типа можно характеризовать как процесс, при котором установившаяся температура приближается к критической для данной марки резины (см. рис. 1, кривая 2).

В настоящее время предложен ряд критериев усталостного разрушения; для эластомерных материалов перспективным является подход, основанный на синтезе термодинамики необратимых процессов и механики сплошных сред [1–3, 5, 6]. В рамках этого подхода деформируемый образец считается термодинамической системой, в которой изменение полной диссипации энергии при циклическом нагружении может быть представлено в виде двух составляющих: доли энергии, выделяемой в виде тепла, и части энергии, расходуемой на перестройку внутренней структуры материала и последующего усталостного разрушения. В соответствии с первым законом термодинамики, изменение во времени полной энергии диссипации системы $W(t)$ под действием внешнего механического воздействия равно [5]:

$$W(t) = \int_V dV \int_0^t \sigma_{i,j}(t) \dot{\varepsilon}_{i,j}(t) dt = W_T(t) + W_P(t),$$

где $\sigma_{i,j}(t)$, $\varepsilon_{i,j}(t)$ – функции изменения во времени тензоров напряжений и скоростей деформаций; $W_T(t)$ и $W_P(t)$ – функции изменения во времени составляющих полной энергии диссипации, выделяемой в виде тепла, и расходуемой на накопление поврежденности в объеме V образца.

Таким образом, на основе принятого допущения о разделении полной энергии диссипации на тепловую и энергию разрушения возникает возможность экспериментального определения критерия усталостного разрушения исследуемой эластомерной конструкции. Если

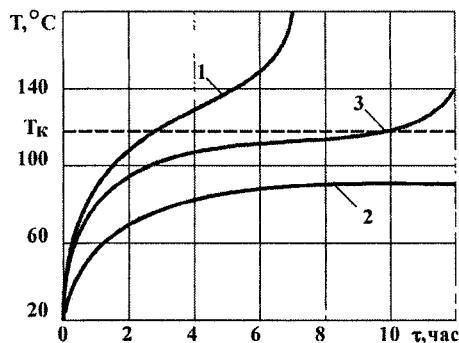


Рис. 1. Изменение температуры в объеме образцов из резины при различных механизмах разрушения: 1 – термомеханическое разрушение; 2 – усталостное разрушение; 3 – смешанное разрушение; T_k – критическая температура для данного сорта резины

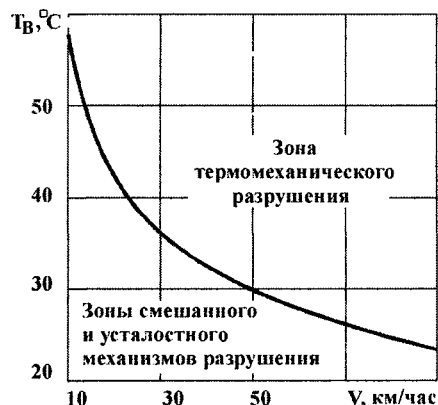


Рис. 2. Предельная граница, разделяющая зоны термомеханического, усталостного и смешанного механизмов разрушения резинометаллических шарниров гусениц быстроходных транспортных машин; V – скорость движения; T_b – температура окружающей среды

при проведении экспериментов фиксировать время до разрушения t^* , то тогда доля энергии, расходуемой на накопление поврежденности в образце, будет равна вполне определенному значению: $W_p(t) = W_p^*$, где W_p^* – величина, зависящая только от усталостных характеристик исследуемого сорта резины и конструктивно-технологических особенностей образца. Величину W_p^* в литературе [1–3, 5] принято называть «энергией разрушения».

Следовательно, если заданы условия нагружения конструкции (внешние нагрузки и температурный режим работы) и известен ресурс при этих условиях t^* , то можно определить энергию разрушения W_p^* . И наоборот, зная энергию разрушения и условия эксплуатации исследуемых конструкций, можно определять время t^* до наступления разрушения. Поскольку усталостные испытания в большинстве случаев проводятся при фиксированных значениях частот, то в дальнейшем ресурс образцов будем выражать в числе циклов нагружения до разрушения N^* . В связи с этим энергию диссипации и тепловую энергию целесообразно представлять в виде удельных значений за цикл нагружения: ΔW и ΔW_T соответственно. Очевидно, энергия разрушения может быть определена следующим образом:

$$W_p^* = (\Delta W - \Delta W_T) \cdot N^* \quad (1)$$

Методика определения величины W_p^* при стендовых испытаниях предполагает одновременную регистрацию энергии диссипации и тепловой энергии за один цикл нагружения.

Экспериментальные исследования проводились на специальной установке, подробное описание которой приведено в работе [10]. Резинометаллические образцы подвергались совместному действию изменяющегося по гармоническому закону скручивающего момента и постоянной в каждом опыте радиальной нагрузки. С целью регистрации энергии диссипации и тепловой энергии за один цикл нагружения стенд оборудован системой измерительных преобразователей и комплектом регистрирующей аппаратуры. Удельная энергия диссипации ΔW в объеме резинового массива определялась с использованием метода регистрации динамической петли гистерезиса.

Для определения удельной тепловой энергии использовался калориметрический метод. Методика эксперимента предусматривала испытания резинометаллических образцов до разрушения на различных режимах нагружения: варьировались угол закрутки, радиальная сила и частота нагружения. При этом регистрировались изменения следующих параметров: температуры наружной и внутренней поверхности образца в зоне резинового массива; удельной энергии диссипации ΔW , удельной тепловой энергии ΔW_T , коэффициента поглощения энергии, динамической крутильной жесткости.

На первом этапе проведения экспериментальных исследований были выполнены сравнительные испытания резинометаллических образцов разнообразных конструкций, изготовленных из различных сортов резины с использованием метода калориметрии для определения удельной тепловой энергии ΔW_T (рис. 3) и метода регистрации динамической петли гистерезиса для определения удельной энергии диссипации ΔW (рис. 4). Сравнение результатов, полученных с использованием различных экспериментальных методов, показывает их удовлетворительное качественное совпадение как по сортам резины, так и по конструкциям образцов.

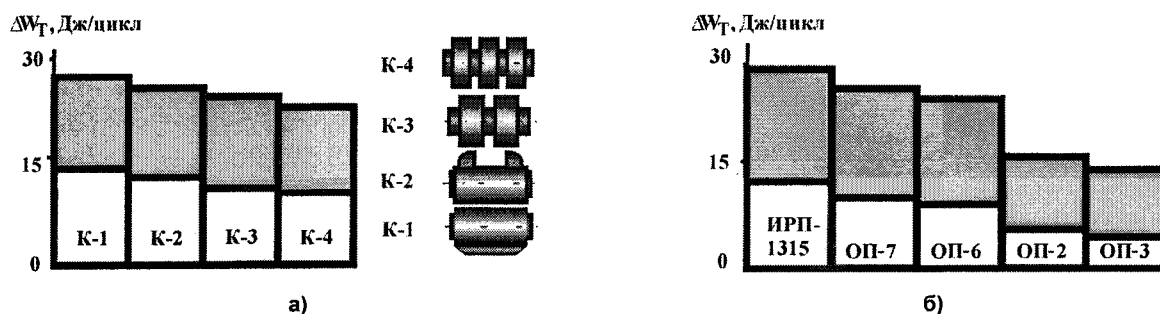


Рис. 3. Удельная тепловая энергия, выделяемая в резиновом массиве образцов различных конструкций (а) и различных сортов резины (б). Режимы нагружения: □ – $\phi=15^\circ$, $f=56,1$ Гц, $P=6,62$ кН; ■ – $\phi=8^\circ$, $f=56,1$ Гц, $P=6,62$ кН

Таким образом, первый этап отработки методики показал, что разработанные измерительные устройства и приборы позволяют с достаточной степенью точности регистрировать исследуемые параметры: удельную энергию диссипации ΔW и удельную тепловую энергию ΔW_T . Сле-

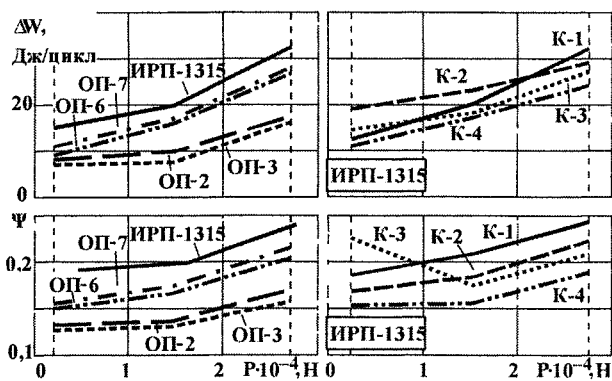


Рис. 4. Влияние радиальной силы на вязко-упругие характеристики РМШ различных конструкций и сортов резины

образцов. На рис. 6 представлены зависимости формы и размеров петли динамического гистерезиса в зависимости от параметров нагружения: угла закрутки и радиального усилия. При увеличении амплитуды угла закрутки площадь петли гистерезиса значительно возрастает, в то время как при увеличении радиального усилия наблюдается только изменение угла наклона петли гистерезиса, что связано с ростом динамической крутильной жесткости образца. Эти данные хорошо согласуются с результатами, получаемыми и с помощью метода калориметрии. И в том, и в другом случаях четко проявляется тот факт, что угол закрутки образца в большей степени влияет на изменение удельной энергии диссипации и удельной тепловой энергии.

Как показал анализ результатов (рис. 7), полученных методом регистрации динамической петли гистерезиса, удельная энергия диссипации ΔW является достаточно информативным параметром, который может быть использован в качестве критерия ускоренного выбора перспективных марок резины. Данные, приведенные на рис. 7, показывают, что обратно пропорциональная зависимость между ресурсом образцов и величиной удельной энергии диссипации ΔW прослеживается как на режиме стабилизации, так и на начальной стадии проведения испытаний образцов, что позволяет значительно снизить трудоемкость выполняемых экспериментов.

Анализ информации, приведенной на рис. 8, дает возможность выявить ряд особенностей изменения регистрируемых характеристик образцов. На всех зависимостях: температуры T , удельной энергии деформирования ΔW , коэффициента поглощения энергии Ψ , угловой жесткости C_ϕ наблюдаются три характерные стадии. Первая – соответствует этапу приработки; вторая – основная, соответствует процессу устойчивого развития усталостных повреждений, при этом все названные параметры стабилизируются. Третья стадия характеризуется резким изменением характеристик: лавинообразно растет температура, увеличиваются удельная энергия диссипации и коэффициент поглощения энергии, снижается динамическая крутильная жесткость образцов.

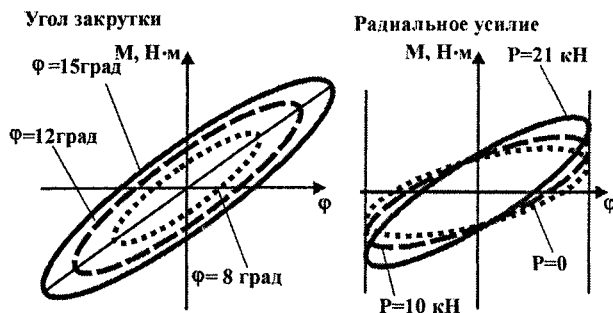
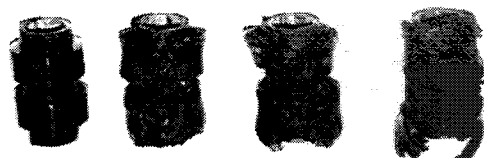


Рис. 6. Влияние параметров нагружения на размеры и форму петли гистерезиса при циклическом нагружении

дует отметить, что подобные исследования проводились многими авторами только к металлам и сплавам [7–9]. Однако в связи с тем, что величина коэффициента поглощения энергии для этого вида материалов на порядок ниже, чем у эластомеров, то регистрация величины энергии разрушения в экспериментах сопровождается значительными погрешностями.

На втором этапе отработки методики было выполнено исследование влияния числа циклов нагружения на изменение основных характеристик образцов.

На рис. 5. приведены фотографии, последовательно отображающие различные стадии развития усталостного повреждения



Исходный N=1...1,5 млн. N=1,5...2 млн. N=2...3 млн.

Рис. 5. Внешний вид резинометаллических образцов при различном числе циклов нагружения

Приведенные в качестве иллюстрации на рис. 9 зависимости удельной энергии диссипации и удельной тепловой энергии от текущего числа циклов нагружения практически эквидистантны и величина ΔW_T для резины марки ИРП-1315 составляет 80...85% от величины ΔW .

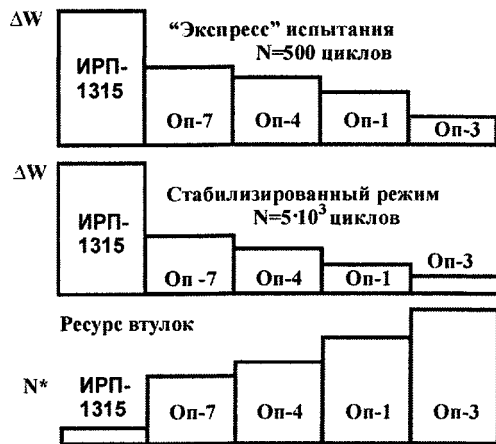


Рис. 7. Связь между удельной энергией и ресурсом резинометаллических втулок

Для стабилизированного режима циклического нагружения критериальное значение энергии разрушения W_p^* определяется по формуле (1). Предложенная экспериментальная методика реализована при различных режимах стационарного нагружения образцов из резины марки ИРП-1315.

На рис. 10 показана зависимость критериального значения энергии разрушения от ресурса образцов и температуры резины.

Анализ этих зависимостей показывает, что в диапазоне температур и нагрузок, соответствующих усталостному механизму разрушения резины ($T < 100^\circ\text{C}$; $N = 10^6$ циклов) величина W_p^* остается практически постоянной в достаточно широком диапазоне изменения режимов нагружения (зона I). При ужесточении параметров нагружения температура в резиновом массиве образца приближается к критической, энергия разрушения W_p^* резко снижается, что соответствует зоне термомеханического разрушения (зона II).

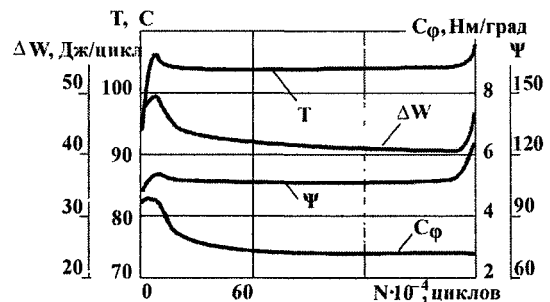
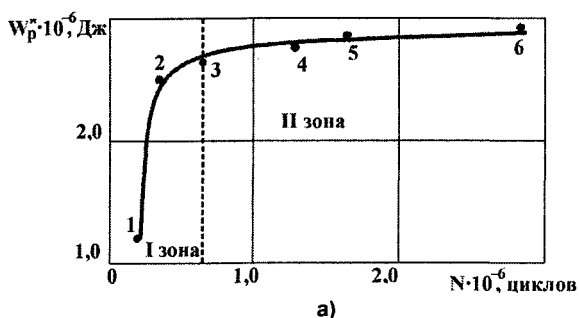


Рис. 8. Зависимость упругих и демпфирующих характеристик резины от наработки

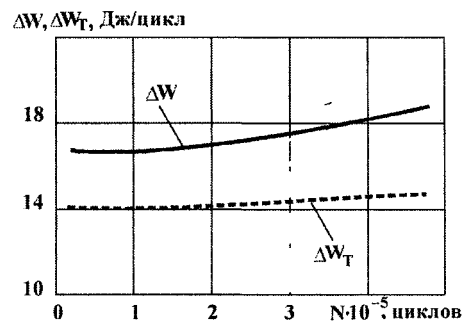


Рис. 9. Зависимость энергии деформирования и тепловой энергии от числа циклов нагружения для резины марки ИРП-1315

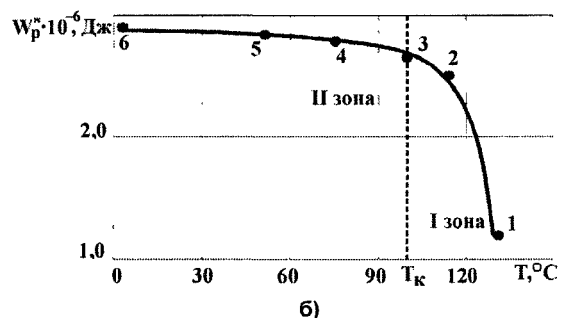


Рис. 10. Зависимость энергии разрушения от ресурса образцов (а) и температуры саморазогрева (б) при различных режимах нагружения:

- 1: $\varphi=15$ град; $P=20$ кН; $f=9,1$ Гц; 2: $\varphi=15$ град; $P=20$ кН; $f=6,5$ Гц; 3: $\varphi=15$ град; $P=15$ кН; $f=9,1$ Гц;
 - 4: $\varphi=12$ град; $P=20$ кН; $f=9,1$ Гц; 5: $\varphi=15$ град; $P=10$ кН; $f=9,1$ Гц; 6: $\varphi=12$ град; $P=20$ кН; $f=6,5$ Гц;
- φ – угол закрутки; P – радиальное усилие; f – частота нагружения

Таким образом, в результате выполненной работы обосновано:

- возможность экспериментального определения величины энергии разрушения W_p^* эластомерных материалов при многопараметрическом нагружении;
- применение энергии разрушения W_p^* в качестве критериального параметра при разработке методов прогнозирования усталостной долговечности конструкций с эластомерами.

Литература

1. Бартенева, Г.М. Прочность и механизм разрушения эластомера // Г.М. Бартенева. – М. Химия, 1984. – 280 с.
2. Гуль, В.Е. Структура и прочность полимеров // В.Е. Гуль. – М.: Химия, 1971. – 344 с.
3. Лукомская, А.И. Основы прогнозирования механического поведения каучуков и резин // А.И. Лукомская, В.Ф. Евстратов. – М.: Химия, 1975. – 360 с.
4. Резниковский, М.Н. Механические испытания каучука и резины // М.Н. Резниковский, А.И. Лукомская. – М.: Химия, 1968. – 500 с.
5. Дырда, В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях // В.И. Дырда. – Киев: Наукова думка, 1988. – 232 с.
6. Гольденблат, И.М. Нелинейные проблемы теории упругости // И.М. Гольденблат. – М.: Наука, 1969. – 137 с.
7. Писаренко, Г.С. Рассеяние энергии при механических колебаниях // Г.С. Писаренко. – Киев: Изд-во АН УССР, 1962. – 436 с.
8. Троценко, В.Т. Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем // В.Т. Троценко. – Киев: Наукова думка, 1978. – 244 с.
9. Иванова В.С. Природа усталости металлов // В.С. Иванова, В.Ф. Терентьев. – М.: Металлургия, 1975. – 455 с.
10. Березин, И.Я. Тепловое состояние и прогнозирование работоспособности эластомерных конструкций по критерию термомеханического разрушения / И.Я. Березин, Е.Е. Рихтер // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2004. – Вып. 5. – № 12. – С. 11–21.

Поступила в редакцию 13 сентября 2008 г.

Рихтер Евгений Евгеньевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – экспериментальные и расчетные исследования конструкций из материалов на основе резины.

Evgeny E. Richter. Candidate of engineering science, associate professor of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. Professional interests: experimental and calculation researches of designs from materials on the basis of rubber.

Березин Игорь Яковлевич. Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Igor J. Berezin. The doctor of engineering science, professor, professor of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems under unstable multiparametric random loading, computer modeling of actual loading and prognosis of vehicles systems durability. Experimental investigation of dynamic process in actual conditions of vehicles exploitation.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАБОТОВ ШТАМПОВОЧНЫХ МОЛОТОВ

В.И. Трусковский

ENHANCEMENT OF FUNCTIONAL RELIABILITY AND ENDURANCE CAPABILITY OF ANVILS OF STAMPING HAMMERS

V.I. Truskovskiy

Предлагается новая конструкция шабота штамповочных молотов, защищенная патентом РФ, обладающая более высокой технологичностью изготовления в сравнении с используемыми шаботами, долговечностью, изготовление и ремонт которой возможно на предприятиях эксплуатирующих молоты, используя универсальное оборудование. Приводятся результаты экспериментальных исследований силового нагружения, выполненных на физической модели.

Ключевые слова: штамповочный молот, шабот, долговечность, физическая модель.

A new construction of anvil of stamping hammers is offered. It is patented in Russia, has better fabricability and endurance capability comparing with the anvils being used now and capable to be produced and repaired with the help of universal equipment at plants using hammers. The results of experimental researches of the power loading performed on a physical analogue are given.

Keywords: stamping hammer, anvil, endurance capability, physical analogue.

Шаботы молотов с массой падающих частей до 5 т выполняются целиком из стального (сталь 25ЛШ) или чугунного (СЧ21) литья. Шаботы тяжелых штамповочных молотов изготавливаются составными из 2–3 частей, при этом верхняя часть выполняется из стального литья.

Общими недостатками известных шаботов является их неудовлетворительная надежность, высокая стоимость изготовления и ремонта, необходимость использования специальных станков и крупнотоннажных подъемно-транспортных машин для обработки отливок. Статистические данные показывают, что долговечность шаботов тяжелых штамповочных молотов не превышает 5 лет, легких и средних – выше. Разрушение шаботов в основном происходит по галтелям «ласточки хвоста» и имеет усталостный характер.

Одним из возможных решений для устранения отмеченных недостатков может быть выполнение шабота из наборных пластин. В частности, для тяжелых молотов возможно изготовление из наборных пластин лишь верхней части шабота, как наиболее трудоемкой в изготовлении и самой нагруженной.

На рис. 1 приведен эскиз конструкции шабота [1] для молота с массой падающих частей 25 т, выполненной в виде набора пластин 1 из стального проката, стянутых между собой шпильками 2.

Для данной конструкции можно отметить следующие очевидные преимущества: возможность изготовления и ремонта на предприятиях, эксплуатирующих молоты, используя универсальное оборудование; технологичность изготовления, не требующая использования крупнотоннажного подъемно-транспортного оборудования; снижение затрат на ремонт; более высокая прочность проката в сравнении со стальным литьем.

Еще одним важным положительным отличием из-

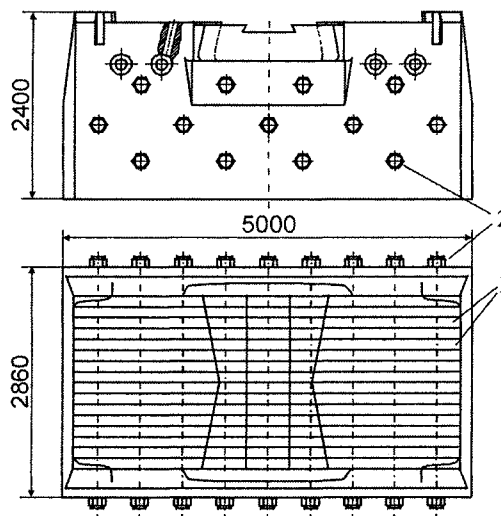


Рис. 1. Конструкция верхней части шабота штамповочного молота с массой падающих частей 25 т

Контроль и испытания

готовления шабота в виде набора стальных пластин является существенное повышение надежности клинового крепления на нем нижней половины штампа. При забивке клина будет происходить внедрение в него кромок пластин, препятствующее самопроизвольному выталкиванию клина во время штамповки. Возможное возникновение трещины в галтельной части шабота от действия растягивающих напряжений, вызываемых расклиниванием, будет иметь место только в одной пластине. И в этом случае потребуется замена только разрушенной пластины, а не всего шабота.

Работоспособность такого шабота в первую очередь будет зависеть от надежности соединения стянутых между собой пластин. Нагрузки, воспринимаемые шпильками в затянутом соединении, определялись экспериментально методом тензометрирования на физической модели шабота молота с массой падающих частей 25 т, выполненной в масштабе 1:10 (рис. 2) с массой 60 кг. Материал шпилек – сталь 45 ($\sigma_b=610$ МПа, $\sigma_T=360$ МПа). При проведении экспериментов модель шабота нагружали статическими и ударными (динамическими) нагрузками.

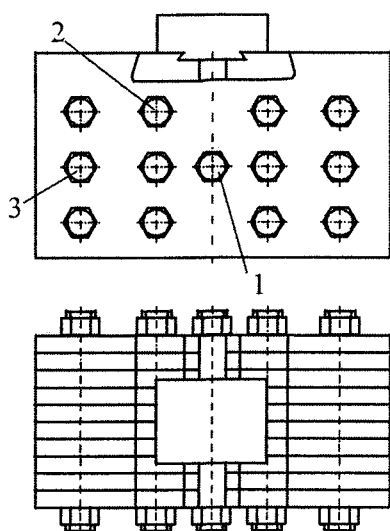


Рис. 2. Физическая модель шабота

На практике общепринято соотношение 1:1000 между массой падающих частей молота и соответствующего ему усилия пресса в тоннах [2]. Кратность соударяющихся масс для штамповочных молотов равна 20 (отношение массы шабота к массе падающих частей). Таким образом, статическое усилие, действующее на модель шабота, с учетом масштабного фактора должно составлять 30 кН.

Статическое нагружение модели шабота усилием 30 кН, которое осуществлялось на испытательном гидравлическом прессе, не привело к возникновению в шпильках затянутого соединения каких либо заметных напряжений. Измерения проводились на самом чувствительном диапазоне тензоусилителя.

При последующем увеличении нагрузок на модель шабота удалось зафиксировать напряжения в шпильках при усилении, равном 750 кН, т. е. в 25 раз превышающем расчетное значение.

Из полученных осциллограмм (рис. 3) было установлено, что напряжение в шпильке 1 (см. рис. 2) составило 17,5 МПа (кривая 1), в шпильке 2 – от «минус» 6,2 МПа до 21,8 МПа (кривая 2), в шпильке 3–3,1 МПа (кривая 3). Кривая 4 – усилие, действующее на модель шабота. Максимальная амплитуда полученной кривой соответствует усилию 750 кН. Некоторое падение усилия в верхней части кривой нагружения вызвано стравливанием жидкости через один из клапанов гидропривода.

Шпилька 1, находящаяся на оси нагружения шабота, испытывает в месте расположения рабочего тензодатчика (средняя часть верхней поверхности шпильки) напряжения сжатия, вызываемые изгибом, которые при снятии нагрузки плавно уменьшаются.

Шпилька 2, расположенная эксцентрично относительно оси прикладываемого усилия, испытывает, как видно из осциллограммы, знакопеременные напряжения за время нарастания усилия до максимального значения при аналогичном расположении рабочего тензодатчика. Это вызвано близостью ее расположения к галтельной части шабота, которая является концентратором растягивающих напряжений в шаботе.

Шпилька первоначально растягивается от нагрузки, возникающей со стороны галтельной части шабота. Последующее нарастание усилия на шабот вызывает изменение первоначального направления вектора силы в затянутом соединении с одновременным ее увеличением

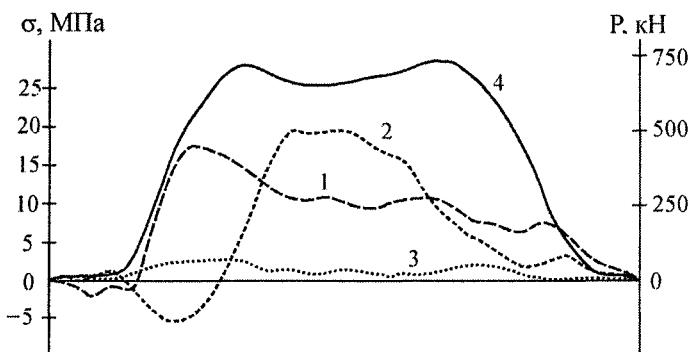


Рис. 3. Осциллограмма статического нагружения шабота

вдоль оси упомянутого соединения, что приводит к смене знака напряжения в шпильке.

Стяжная шпилька 3, расположенная на периферийной части шабота, как следует из осциллограммы, испытывает напряжения, аналогичные по знаку возникающим в шпильке 1; при этом величина их незначительна и не может повлиять на целостность затянутого соединения.

Ударные нагрузки моделировались на пневматическом молоте с массой падающих частей 75 кг, на котором была установлена модель шабота. В процессе исследований по кубику, смонтированному в штамподержателе модели шабота, наносились удары с частотой, соответствующей работе молота на автоматических и единичных ходах. За время исследований по модели шабота было нанесено порядка тысячи ударов усилием от 400 до 700 кН.

Эксперименты показали, что при ударном приложении нагрузки шпильки испытывают динамический характер нагружения. Максимальные значения напряжений в шпильках 1, 2 и 3 (см. рис. 2) не превышали 12,5 МПа.

За все время проведения исследований не было отмечено ослабления ни одного из затянутых соединений шабота набранного из пластин. Напряжения, испытываемые шпильками, намного ниже допускаемого предела прочности. Это позволяет сделать вывод о работоспособности предложенной конструкции шабота.

Литература

1. Патент РФ № 2336141. Шабот паровоздушного молота. В21J 7/04. Оpubл. в БИ № 29, 20.10.2008.
2. Брюханов, А.Н. Ковка и объемная штамповка / А.Н. Брюханов. – М.: Машиностроение, 1975. – 408 с.

Поступила в редакцию 20 октября 2008 г.

Трусковский Виктор Иванович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины и технология обработки материалов давлением» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – кузнечно-прессовое оборудование и обработка давлением сплошных и композиционных материалов.

Victor I. Truskovskiy. The candidat of engineering science, senior lecturer of «Machines and Technologies Handling Materials by Pressure» department of the South Urals State University. Professional interests: forging and pressing equipment and handling pressure of solid and composite materials.

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. Рукопись представляется в электронном и бумажном виде.

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 авторе (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. Зеркальные поля. Размеры полей: 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 Вестника ЮУрГУ, серия «Машиностроение»:

Россия, 454080, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76, Южно-Уральский государственный университет, Механико-технологический факультет, кафедра АМСЦ, 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>) по ссылкам «Научные исследования», «Издательская деятельность», «Вестник ЮУрГУ», «Серии».

11. Плата с аспирантов за публикацию статей не берется.

ВЕСТНИК ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 11 (144) 2009

Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 13

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 25.03.2009. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.

Усл. печ. л. 9,76. Уч.-изд. л. 9,12. Тираж 500 экз. Заказ 82/110.

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