Грузовик

6
2019

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

В.С. Антипенко, д-р техн. наук, проф.
Е.В. Балакина, д-р техн. наук, проф.
Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
Ю.Э. Васильев, д-р техн. наук, проф.
В.А. Волчков, "Autotransportnik.ru"
С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф.
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф.
М.Ю. Карелина, д-р техн. наук, проф.
Н.Т. Катанаев, д-р техн. наук, проф.
В.Н. Козловский, д-р техн. наук, проф.
В.В. Комаров, канд. техн. наук
А.В. Кочетков, д-р техн. наук, проф.
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
Л.Б. Миротин, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Новиков, д-р техн. наук, проф
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, проф.
О.Н. Румянцева, генеральный директор ООО "Изд-во Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн. наук, проф.
В.С. Устименко, канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2019

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ:

Конструкция

3 *Марков В. А., Рязанов К. П., Зенкин А. Н., Быковская Л. И.* Фазы газораспределения и показатели транспортного дизеля

8 *Русинов Р. В., Худорожков С. И., Добрецов Р. Ю., Войнаш С. А.* Пропускная способность систем газораспределения поршневых двигателей внутреннего сгорания

Энергетическое машиностроение

14 *Костюков А. В., Надарейшвили Г. Г.* Перспективы использования газотурбинных двигателей на транспортных средствах. Часть 2

Исследования. Расчет

22 *Мягков Л. Л., Сивачев С. М.* Исследование малоцикловой термомеханической усталости поршня дизеля. Часть 1

26 *Балакина Е. В., Сарбаев Д. С.* Определение взаимного расположения зон трения покоя и скольжения в пятне контакта шины с дорожным покрытием

31 *Быков А. Ю., Гринчар Н. Г.* Методика решения задачи с напряженным состоянием лопасти

Транспортный комплекс

33 *Ременцов А. А.* Методические подходы оценки и классификации рисков проектов государственно-частного партнерства в области инфраструктуры автодорожного комплекса

Городской пассажирский наземный транспорт

36 *Терентьев В. В., Андреев К. П., Астраханцева А. С., Аникин Н. В., Шемякин А. В.* Пути повышения транспортной доступности городов. Часть 1

Практика

40 *Антипенко В. С., Галкин К. В.* Управление запасами со случайными спросом и временем задержки как инновационный подход в логистике

43 *Миротин Л. Б., Башмаков И. А., Мамедов Б. А.* Новый подход к менеджменту перевозки скоропортящихся грузов в смешанном сообщении

Безопасность

47 *Крамаренко Б. А.* Транспортные и социальные риски в определении объективной картины в сфере ОБДД

Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru. Двухлетний импакт-фактор РИНЦ 2017 г. — 0,542. Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2017 г. по тематике "Транспорт" — 27; по тематике "Машиностроение" — 52.

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

6
2019

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"

Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

V.S. Antipenko, dr. en. s., prof.
E.V. Balakina, dr. en. s., prof.
D.H. Valeev, dr. en. s.
Ju.E. Vasilyev, dr. en. s., prof.
B.A. Volchkov, «Autotransportnik.ru»
S.M. Gaidar, dr. en. s., prof.
L.V. Grekhov, dr. en. s., prof.
V.A. Zorin, dr. en. s., prof.
M.Ju. Karelina, dr. en. s., prof.
N.T. Katanaev, dr. en. s., prof.
V.N. Kozlovsky, dr. en. s., prof.
V.V. Komarov, cand. tehn. s.
A.V. Kochetkov, dr. en. s., prof.
V.A. Markov, dr. en. s., prof.
L.B. Mirotin, dr. en. s., prof.
A.N. Novikov, dr. en. s., prof.
A.N. Rementsov, dr. hab, phd in en. s.
O.N. Rumyantseva, gen. dir. JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinelnikov, cand. tehn. s., prof.
A.A. Solntsev, dr. en. s., prof.
V.S. Ustymenko, cand. tehn. s.
J.A. Faskhiyev, dr. en. s., prof.
N.D. Chaynov, dr. en. s., prof.

Correspondent's office:
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:
107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

Address of publishing house:
107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor).
Registration number PI number FS77.-63955 on December 9, 2015

Subscription index:
according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2019

Грузовик

Уважаемые подписчики и читатели журнала "Грузовик"!

Просим сообщить на e-mail: snp748@yandex.ru свой электронный адрес, имя или название организации с указанием:

"ПОДПИСЧИК" или **"Хотел бы подписаться"**

CONTENTS:

Design

3 *Markov V. A., Rjazanov K. P., Zenkin A. N., Bykovskaya L. I.* Gas Distribution Phases and Indicators of Transport Diesel Engine

8 *Rusinov R. V., Hoodorozhkov S. I., Dobretsov R. Yu., Voynash S. A.* The gas distribution system capacity of the conventional internal combustion engine

Power engineering

14 *Kostyukov A. V., Nadareishvili G. G.* Prospects for the use of gas turbine engines in vehicles. Part 2

Research. Calculation

22 *Myagkov L. L., Sivachev S. M.* Analysis of low-cycle thermomechanical fatigue under two-frequency loading of diesel engine piston. Part 1

26 *Balakina E. V., Sarbaev D. S.* Determination of mutual location of static and sliding friction zones in the contact patch of the vehicle tire with road

31 *Bykov A. J., Grinchar N. G.* Technique of the solution of a task with tension of the blade in interaction with a surface

Transportation complex

33 *Rementsov A. A.* Methodical approaches to the assessment and classification of PPP risks for the complex road infrastructure projects

Public passenger land transport

36 *Terentyev V. V., Andreev K. P., Astrakhantseva A. S., Anikin N. V., Shemyakin A. V.* Ways to improve the transport accessibility of cities. Part 1

Practice

40 *Antipenko V. S., Galkin K. V.* Inventory management with random demand and delay time as an innovative approach in logistics

43 *Mirotin L. B., Bashmakov I. A., Mamedov B. A.* New approach to the management of the transport of sporishing goods in the mixed communication

Security

47 *Kramarenko B. A.* Transport and social risks in the definition of objective picture in the field

Information on the site "Autotransportnik.ru" The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru,
К. П. Рязанов, аспирант, e-mail: kpryazanov@yandex.ru,
А. Н. Зенкин, студент, e-mail: zensanches@mail.ru,
Л. И. Быковская канд. техн. наук, доцент, e-mail: lbykovskaya@yandex.ru,
МГТУ им. Н. Э. Баумана

ФАЗЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Показана необходимость регулирования фаз газораспределения в двигателях внутреннего сгорания. Рассмотрены конструкции механизмов изменения фаз газораспределения. Даны рекомендации по выбору этих механизмов для двигателей транспортного назначения.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, фазы газораспределения, фаза закрытия впускного клапана, топливная экономичность, токсичность отработавших газов.*

The necessity of control of gas distribution phases in internal combustion engines is shown. The designs of mechanisms of change of gas distribution phases are considered. Recommendations on the choice of these mechanisms for transport engines are given.

Keywords: *internal combustion engine, gas distribution phases, phase of intake valve closing, fuel efficiency, toxicity of exhaust gases.*

(Рисунки и табл. 1 на 2—4-й полосах обложки)

Достижение требуемых показателей современных комбинированных двигателей внутреннего сгорания возможно только при максимально возможном согласовании параметров и характеристик их элементов — систем топливоподачи, воздухоснабжения, охлаждения и др. К важнейшим системам дизелей следует отнести и систему газораспределения, формирующую фазы процессов впуска и выпуска поршневого двигателя. Процессы наполнения цилиндров дизеля воздушным зарядом и их очистки от продуктов сгорания оказывают значительное влияние на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) двигателя [1—3].

Практика транспортного и автотракторного двигателестроения свидетельствует о том, что фазы газораспределения, оптимальные для номинального режима, не всегда являются оптимальными для других скоростных и нагрузочных режимов [3—5]. В связи с этим разработаны и уже применяются на практике в двигателях транспортного и автотракторного назначения различные конструкции механизмов изменения фаз газораспределения.

Впервые система газораспределения с регулируемыми фазами впуска и выпуска была запатентована в 1902 г. основателем известной французской автомобилестроительной фирмы Renault Луи Рено. Позже аналогичные системы были разработаны фирмами Maybach (Германия), Fiat (Италия) и др. Однако из-за сложности механизмов регулирования фаз газораспределения эти системы в свое время не были запущены в серийное производство.

В последнее время в связи с введением в США и Западной Европе более жестких норм на токсичность ОГ вновь повысился интерес к системам газораспределения с регулируемыми фазами впуска и выпуска. На рис. 1 представлены некоторые наиболее известные конструкции механизмов управления фазами газораспределения, разработанные зарубежными двигателестроительными фирмами [6—8]. Эти механизмы предназначены в основном, для бензиновых двигателей, но могут быть применены и в дизелях.

Фирмой Volkswagen (Германия) разработана система газораспределения с регулируемыми фазами впуска для автомобильного двигателя

(рис. 1, *а*), в которой впускной клапан *1* открывает впускной канал *А* с помощью кулачка *2* распределительного вала *3*. Серийная система газораспределения дополнена установленным во впускном трубопроводе вращающимся золотником *4*. Золотник, соединенный зубчатоременной передачей (на рис. 1, *а* не показана) с распределительным валом, имеет окно *5*, площадь которого регулируется поворотной втулкой, связанной с рычагом управления. При использовании данной системы момент начала впуска определяется открытием клапана *1*, запаздывание начала впуска обеспечивается путем более позднего открытия окна *5*, а окончание впуска, определяемое закрытием клапана *1*, остается неизменным. Недостатками данной системы являются сложность механизма изменения площади окна *5* золотника и наличие дополнительного объема между золотником *4* и тарелкой клапана *1*.

Фирма Alfa-Romeo (Италия) поставила на серийное производство систему газораспределения с регулируемыми фазами впуска для двигателя легкового автомобиля. Механизм регулирования фаз впуска представлен на рис. 1, *б*. Система газораспределения содержит клапан *1*, установленный во впускном канале *А* и подпружиненный к кулачку *2* распределительного вала *3*. На хвостовике вала *3* установлено косозубое зубчатое колесо 6 с пружиной *8* так, что в корпусе *7* образуется полость *В*. Изменение фаз впуска осуществляется осевым перемещением зубчатого колеса *6* за счет разности сил, создаваемых пружиной *8* и давлением масла в полости *В*, подводимого из системы смазки двигателя. Давление масла регулируется двумя электромагнитными клапанами (на рис. 1, *б* не показаны). Осевое перемещение зубчатого колеса *6* приводит к повороту распределительного вала *3* относительно корпуса *7* с помощью косых шлицев, выполненных на хвостовике распределительного вала, и изменению начала и окончания впуска при неизменном время-сечении клапана. К недостаткам этой системы следует отнести невозможность независимого управления началом и окончанием впуска и увеличение габаритных размеров (в продольном направлении) системы газораспределения.

На рис. 1, *в* представлена система газораспределения с механизмом управления фазами впуска фирмы Fiat (Италия), которая содержит клапан *1*, размещенный во впускном канале *А* и подпружиненный к кулачку *2* распределительного вала *3*, причем кулачок *2* имеет сложный профиль. На хвостовике распределительного вала установлен поршень *9* с пружиной *8*, образующий в корпусе *7* поршня полость *В*. Изменение фаз впуска осуществляется при осевом перемещении поршня *9* за счет разности сил, создаваемых пружиной *8* и давлением масла в полости *В*, подводимого из системы смазки двигателя и регулируемого центробежным регулятором (на рис. 1, *в* не показан). Осевое перемещение поршня *9* приводит к тому, что открытие и закрытие клапана *1* осуществляется кулачком со сложным профилем, с помощью которого можно достичь независимого изменения начала и окончания впуска. Недостатками данной системы являются сложность изготовления кулачка и увеличение габаритных размеров системы газораспределения.

На рис. 1, *г* показана система газораспределения с регулируемыми фазами впуска для автомобильного двигателя фирмы Emhart Machinery Group (США), которая имеет клапан *1*, установленный во впускном канале *А* и взаимодействующий с кулачком *2*. Кулачок состоит из двух частей: неподвижной части (позиция *2* на рис. 1, *г*), жестко соединенной с распределительным валом *3*, и подвижной части *10*, жестко соединенной с дополнительным валом *11*, приводимым электродвигателем и узлом привода (на рис. 1, *г* не показаны), вращающимися синхронно с распределительным валом. Момент открытия клапана изменяется путем углового смещения подвижной части *10* кулачка относительно его неподвижной части *2*. Момент закрытия клапана *1*, определяемый неподвижной частью кулачка, остается при этом неизменным. Недостаток представленной системы заключается в сложности синхронизации вращения валов *3* и *11* и сложности узла привода.

Следует отметить, что проблема регулирования фаз газораспределения тесно связана с проблемой регулирования подъема впускного и выпускного клапанов. Многие разработанные системы реализуют одновременное взаимосвязанное регулирование этих двух параметров.

Фирмы *PSA* и *BMW* (Германия) разработали систему управления фазой открытия впускных клапанов бензинового двигателя *EP*6. Этот 4-цилиндровый бензиновый двигатель размерности $S/D = 8{,}58/7{,}7$ с рабочим объемом $iV_h = 1{,}6$ л мощностью $N_e = 88$ кВт при $n = 6000$ мин$^{-1}$ предназначен для установки на автомобили фирмы Peugeot (Франция). Двигатель удовлетворяет требованиям норм Евро 4 на токсичность ОГ. На двигателе установлена система распределенного впрыска топлива фирмы R. Bosch. Механизм управления фазой открытия впускных клапанов Valvetronic фирм PSA и BMW работает следующим образом. В электронный блок системы управления поступают сигналы от датчиков режимных параметров двигателя (в том числе датчика положения выходного штока исполнительного механизма этой системы, т. е. действительной фазы

открытия впускных клапанов). В соответствии с заложенными в электронном блоке требуемыми характеристиками фазы открытия впускных клапанов вырабатывается управляющий сигнал, поступающий от электронного блока на исполнительный механизм *8* (рис. 2). Исполнительный механизм обеспечивает поворот промежуточного распределительного вала с кулачками *2* через зубчатый сектор *9*, поворот которого ограничивается упорами. При этом кулачок *2* смещает верхнюю ось промежуточного коромысла *3*. Качание промежуточного коромысла *3* относительно верхней оси осуществляется кулачком *1* распределительного вала. Для поддержания постоянного контакта промежуточных коромысел *3* с кулачками *1* распределительного вала использованы возвратные пружины *10*. Промежуточное коромысло *3* передает перемещение от кулачка *1* распределительного вала к коромыслу *4*, которое открывает впускной клапан *6*. Коромысла *4* имеют гидравлические компенсаторы *5*, которые позволяют компенсировать допуски обработки сопрягающихся поверхностей механизма управления фазами открытия впускных клапанов.

Система фирм PSA и BMW реализует управление величиной хода впускных клапанов в диапазоне от 0,2 до 9,5 мм (рис. 3). Это позволяет оптимизировать наполнение цилиндров рабочей смесью в широком диапазоне скоростных режимов и заменяет дроссельную заслонку двигателя. При этом заметно снижается сопротивление впускного трубопровода, что способствует снижению расхода топлива, в первую очередь на режимах холостого хода и малых нагрузок. Заметно снижаются и выбросы токсичных компонентов ОГ.

Проведенные компанией BMW испытания системы Valvetronic выявили возможность снижения расхода топлива на величину до 18 %. Минимальный удельный расход топлива составил 238 г/кВт·ч. На режимах с полной нагрузкой снижение расхода топлива достигало 10 %. Применение такой системы решило проблему загрязнения атмосферы, ОГ соответствовали требованиям Евро 4. Интересно, что двигатель, оснащенный этой системой, стал более динамичным и управляемым. Дроссельная заслонка все же осталась на двигателе, на всех режимах работы двигателя она остается открытой и служит для аварийных режимов работы, а также для диагностики системы. Добавление в механизм промежуточного рычага ограничило максимальную частоту вращения двигателя в пределах 7000 мин$^{-1}$. Дополнительным недостатком системы является наличие пружины промежуточного рычага, которая увеличивает потери мощности на трение.

В 2002 г. итальянская компания Fiat разработала вариант системы регулирования высоты подъема впускных клапанов (рис. 4), а в 2009 г. впервые представила свою систему общественности, оснастив ею бензиновый двигатель с рабочим объемом 1400 см^3. Основным новшеством этой системы является электронно-гидравлическое управление подъемом впускных клапанов. Двигатель, оснащенный этой системой, имеет всего один распределительный вал, который механически через гидравлическую систему управляет работой впускных клапанов.

Кулачок впускного клапана воздействует на моторное масло, которое сжимается до высокого давления. Управляющий соленоид регулирует количество масла, поступающего к гидроцилиндрам каждого впускного клапана, тем самым регулируя высоту и продолжительность подъема впускного клапана. Также удалось дважды открывать и закрывать впускные клапана за один такт. Согласно документации производителя применение гидравлического управления клапанами позволило уменьшить расход топлива на 10 %, а выбросы оксидов азота сократились на 60 %. К недостаткам этой системы производитель относит ограничение по максимальной частоте вращения двигателя (7000 мин$^{-1}$), стабильную работу механизма при температуре выше −30 °С, высокую чувствительность элементов узла к чистоте и стабильности характеристик моторного масла.

Компания Hitachi (Япония) в 2001 г. разработала систему управления высотой подъема впускных клапанов под названием VVEL (Variable Valve Event and Lift). Работа системы (рис. 5) основана на электромеханическом управлении и внедрена компанией Nissan на своих двигателях. Принцип действия основан на изменении расположения оси коромысла клапана, которое изменяет максимальный угол наклона кулачка. Ось коромысла меняет свое положение благодаря эксцентриковому валу, на котором установлено коромысло. Вместо распределительного вала на коромысло воздействует рычаг основного эксцентрикового вала.

Компактная компоновка механизма минимально влияет на габариты и массу двигателя. Применение эксцентрикового управляющего механизма позволило не применять дополнительные пружины в механизме, а также увеличило максимальную скорость работы механизма до частоты вращения 7500 мин$^{-1}$. Вследствие отсутствия дополнительных пружин удалось сократить потери на трение в подшипниках распределительного вала на 50 % при малых ходах клапана по сравнению с обычной системой газораспределения. Расход топлива сократился на 12 %, выбросы

CO_2 — на 18 %, максимальное ускорение автомобиля увеличилось на 30 %.

Компания Toyota (Япония) в 2008 г. представила механизм Valvematic, который в настоящий момент используется в ее двигателях. Управление высотой подъема клапана электромеханическое (рис. 6, 7). Электродвигатель управляет осевым перемещением промежуточного вала, на косых шлицах которого установлены толкатели коромысла клапана. При осевом перемещении промежуточного вала положение толкателя коромысла изменяется относительно коромысла клапана и рычага с промежуточным роликом, на который воздействует кулачок распределительного вала.

Механизм изменения хода клапана Valvematic позволяет изменять высоту подъема впускного клапана в диапазоне от 0,97 до 10,9 мм. Соответственно, угол открытого состояния клапана изменяется в пределах 106...260° поворота коленчатого вала. Тойота заявляет о 10 %-ом приросте мощности двигателя и о 5...10 %-ом сокращении расхода топлива. Эта система регулирования фирмы Toyota отличается наибольшей компактностью. Высота блока цилиндров при использовании системы Valvematic не изменяется. Вышеописанная схема использует дополнительную пружину, прижимающую рычаг с промежуточным роликом к кулачку распределительного вала, что приводит к увеличению затрат мощности на трение в газораспределительном механизме.

Южнокорейская компания Hyundai в 2012 г. разработала систему CVVL (Continuous Variable Valve Lift). Система (рис. 8) является гибридом системы Valvetronic фирмы BMW и системы VVEL фирмы Hitachi. В данной системе минимальная высота подъема клапана 0,6 мм, максимальная — 10,7 мм.

Применение системы CVVL фирмы Hyundai обеспечило сокращение расхода топлива на 7,7 % и увеличение мощности двигателя на 4,2 %. Однако сам производитель указывает на увеличенные потери мощности в механизме привода впускного клапана ввиду применения пружины и большого количества рычагов.

Компания Valeo (Франция) в течение многих лет занимается исследованиями и разработкой газораспределительного механизма. Фирмой предложено отказаться от распределительного вала и его привода. Взамен этого впускные и выпускные клапаны предлагается открывать и закрывать с помощью электромагнитного привода (рис. 9). Компания Valeo назвала свою систему e-Valve. В системе e-Valve все впускные и выпускные клапаны снабжаются индивидуальным приводом, который позволяет управлять каждым клапаном индивидуально.

Электромагнитный привод клапанов существенно расширяет возможности регулирования двигателя. Впусные и выпускные клапаны в этом случае можно открывать и закрывать в любом оптимальном для работы двигателя случае. Применение электромагнитного привода клапанов на испытательных стендах в составе двигателей показали 33-процентный прирост крутящего момента при низких частотах вращения коленчатого вала, 20 %-ную экономию топлива и 20 %-ное снижение выбросов CO_2. Также система позволяет без конструктивных изменений применять отключение нескольких цилиндров при работе двигателя на режимах с частичной нагрузкой. Такая система управления фазами газораспределения предназначена в основном для двигателей малой и средней мощности, для которых характерны сравнительно небольшие усилия, необходимые для открытия впускных и выпускных клапанов. Для более мощных двигателей целесообразно применение систем с электрогидравлическим управлением фазами газораспределения.

Проведенный анализ показал, что все существующие системы плавного изменения высоты подъема впускных клапанов разделяются на три основные группы: механические, электромагнитные и электрогидравлические системы (табл. 1 и 2). Механические системы используют кинематические связи между элементами управления высотой подъема впускного клапана. Электромагнитные системы, как правило, не имеют кинематических связей, а используют электромагнитные силы для воздействия на клапан. Работа электрогидравлических систем основана на передаче клапану движения благодаря высокому давлению моторного масла.

По данным таблиц 1 и 2 можно сделать вывод о том, что для российских условий эксплуатации на сегодняшний день наиболее привлекательной является механическая система регулирования высоты подъема клапана. Механическая система позволяет плавно регулировать высоту подъема впускных клапанов, несущественно увеличить габариты головки блока цилиндров, использовать систему без дополнительных температурных ограничений, жестко синхронизировать работу клапанов и коленчатого вала. Однако существующие механические системы имеют ряд недостатков, к которым относится необходимость смещения фаз работы впускного клапана с одновременным изменением высоты подъема клапана, возможные ограничения в максимальных рабочих оборотах двигателя, а также возникновения дополнительных потерь на привод механизма.

Установлено, что при изменении высоты подъема клапана необходимо изменять фазы открытия и закрытия впускного клапана (рис. 10). Только в этом случае удается полностью использовать возможности плавного регулирования работы клапана с целью снижения насосных потерь.

Таблица 2

Сравнение преимуществ и недостатков каждой группы систем

	Механические системы	Электромагнитные системы	Электрогидравлические системы
Регулирование высоты подъема клапана	Плавное	Ступенчатое	Ступенчатое
Увеличение габаритов блока цилиндров	Среднее	Высокое	Высокое
Надежность	Высокая	Низкая	Средняя
Ограничения по рабочей температуре	Нет	Есть	Есть
Ограничения по максимальным оборотам двигателя	В зависимости от механизма	Есть	Есть
Синхронизированность с коленчатым валом	Механическая	Программная	Гидравлическая
Требуется применение системы плавного изменения фаз газораспределения	Требуется	Не требуется	Не требуется
Затраты мощности на привод дополнительных механизмов	В зависимости от механизма	Высокие	Средние

Стоит отметить, что все существующие на сегодняшний день механические системы изменения высоты подъема клапана требуют применения системы плавного изменения фаз газораспределения. Без применения этой дополнительной системы эффективность наполнения цилиндров свежим зарядом существенно снижается (рис. 11).

Дополнительные потери на привод механизма регулирования высоты подъема клапана в основном обусловлены применением в системе дополнительных кинематических связей, требующих применение дополнительных пружин. Потери, связанные с преодолением сопротивления дополнительной пружины, возрастают во всем диапазоне работы двигателя. К таким системам с дополнительными пружинами относится система Valvetronic фирмы BMW и система Valvematic фирмы Toyota. Ограничение по максимальной частоте вращения двигателя также обусловлено применением промежуточных рычагов, поджимаемые дополнительной пружиной к кулачку распределительного вала. Чем выше требуемые обороты двигателя, тем более жесткой должна быть пружина. В противном случае возможны нарушения кинематических связей в системе газораспределительного механизма при работе двигателя на режимах с максимальными частотами вращения. Однако есть механическая система VVEL фирмы Hitachi, которая не требует применение дополнительных пружин, так как работа механизма основана на применении эксцентрикового привода с жестким закреплением промежуточных рычагов. В этой системе при работе двигателя на частичных режимах происходит экономия энергии ввиду частичного воздействия на клапанную пружину.

В заключение следует отметить, что несмотря на некоторые преимущества механических систем, наибольшими функциональными возможностями и точностью регулирования фаз газораспределения обладают электрические и электрогидравлические системы регулирования, способные реализовывать сложные законы регулирования фаз газораспределения. Проблемам разработки этих законов регулирования будет посвящена вторая часть этой статьи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели внутреннего сгорания:** Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
2. **Машиностроение.** Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др.; Под ред. А. А. Александрова, Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
3. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
4. **Гусаков С. В., Патрахальцев Н. Н., Кульчицкий А. Р.** Влияние фаз газораспределения на токсичность отработавших газов дизеля // Пути снижения токсичности отработавших газов тракторных дизелей: Реферативный сборник, серия "Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы". Вып. 2. — М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1977. — С. 16—21.
5. **Драгунов Г. Д., Егоров А. В.** О вопросах изменения характеристики ДВС // Двигателестроение. — 1991. — № 12. — С. 12—14.
6. **Марков В. А.** Метод снижения токсичности отработавших газов дизелей транспортного назначения // Известия ВУЗов. Машиностроение. — 1993. — № 10—12. — С. 74—83.
7. **Леонов И. В., Марков В. А., Сиротин Е. А.** Управление фазами газораспределения дизелей транспортного назначения // Грузовик. — 2002. — № 4. — С. 34—39.
8. **Марков В. А., Барский И. А., Вальехо Мальдонадо П. Р.** Некоторые способы улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей с наддувом // Грузовик. — 2010. — № 1. — С. 20—31.

УДК 629.1.032.001

Р. В. Русинов, д-р техн. наук, профессор, e-mail: kgm-spb@mail.ru,
С. И. Худорожков, д-р техн. наук, профессор, e-mail: xcu-55@mail.ru,
Р. Ю. Добрецов, канд. техн. наук, доцент, e-mail: dr-idpo@yandex.ru, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, РФ, Санкт-Петербург,
С. А. Войнаш, инженер, e-mail: sergey_voi@mail.ru, Рубцовский индустриальный институт (филиал) ФГБОУ ВО "Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова", Рубцовск

ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ СИСТЕМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В статье рассмотрен вопрос построения и использования способа расчетной оценки эффективности работы системы газообмена двигателя внутреннего сгорания по значению коэффициента полноты профиля кулачка.

Ключевые слова: *система газообмена, ускорение клапана, кулачок, жесткость возвратных пружин.*

The article deals with the construction and use of the method for calculating the efficiency of the gas exchange system of an internal combustion engine based on the value of the cam profile completeness factor.

Keywords: *the gas exchange system, the acceleration of the valve, the cam, the rigidity of the return springs.*

Введение

В процессах разработки теплоэнергетических установок и познания общих законов термодинамики стало очевидным, что эффективность силовых агрегатов зависит не только от давления, используемого в них рабочего тела, но и от теплосодержания последнего, оцениваемого температурой и теплоемкостью. При этом по мере увеличения доли используемого теплосодержания, преобразуемого в механическую работу, к.п.д. силовой установки возрастает. По данной причине для изначального повышения теплосодержания рабочей смеси в поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС), еще до сгорания топлива в их камерах сгорания, уже давно предусмотрено предварительное сжатие рабочего тела, в связи с чем максимальная температура процесса сгорания топлива реально превосходит предел, допустимый для существующих материалов.

В силу цикличности теплового процесса именно ДВС и могут работать при столь высоких температурах рабочего тела, поскольку лишь в данном случае оказывается возможной организация достаточно эффективной системы охлаждении камер сгорания в промежутках между очередными рабочими циклами. Поскольку только в поршневых ДВС помимо давления рабочего тела возможно использование (и весьма большой доли теплосодержания) топливной смеси, то лишь они и оказываются наиболее экономичными из всех существующих в настоящее время двигателей других типов. Все другие силовые агрегаты, как агрегаты непрерывного действия (поршневые паровые машины, паротурбинные силовые установки, газотурбинные двигатели), хотя имеют свои положительные стороны, тем не менее не могут конкурировать по экономичности с ДВС, у которых эффективный кпд достигает даже 50 % (судовые двигатели).

Учитывая практическую важность использования поршневых ДВС, особо существенной представляется проблема их дальнейшего совершенствования, обеспечения большей надежности и долговечности, выбора оптимальных соотношений конструктивных элементов.

В частности, это касается систем газообмена ДВС, от которых непосредственно зависят основные эксплуатационные показатели поршневых двигателей, такие как мощность и экономичность.

Цель работы

Построение математической модели, позволяющей провести расчетную оценку эффективности работы клапанного механизма с помощью относительно простых вычислений. Рассматривается методика расчетной оценки, в частности, показателя полноты профиля кулачка. Модель строится с минимальным

использованием эмпирических коэффициентов. Это позволит применять ее не только к широко распространенным системам с кулачковым приводом механизма газораспределения, но и перспективным системам гидравлического привода клапанов.

В принципе системам газообмена (газораспределения) посвящено немало исследований и научных публикаций, затрагивающих вопросы их работы [1], конструкции и расчета [2], совершенствования [3].

Существующие конструкции систем газообмена довольно разнообразны (рис. 1, 2) и конструктивно подразделяются на системы с верхним и нижним приводом. Их основными элементами являются приводной кулачковый механизм, впускные и выпускные клапаны с возвратными пружинами [4].

При положительных ускорениях (рис. 3) открытие и закрытие клапанов осуществляется путем непосредственного воздействия кулачка или непосредственного контакта с ним, а при отрицательных — рабочими являются возвратные пружины (две пружины на каждый клапан).

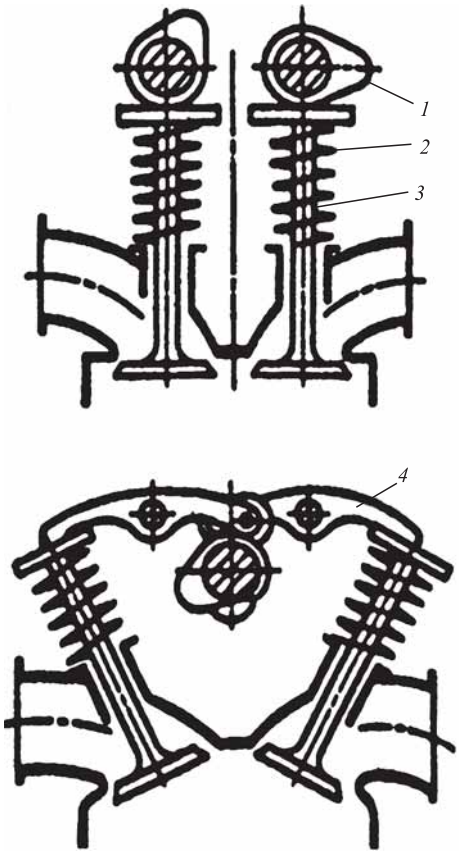


Рис. 1. Конструктивные варианты схем систем газораспределения с верхним приводом:

1 — кулачок; *2* — пружина; *3* — клапан; *4* — коромысло

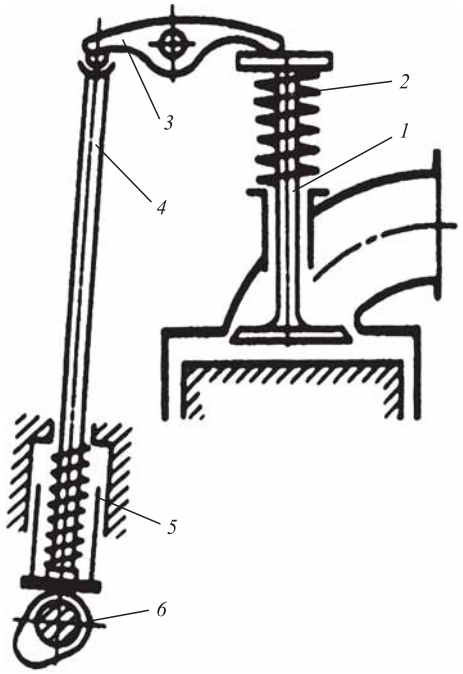


Рис. 2. Конструктивная схема системы газораспределения с нижним приводом:

1 — клапан; *2* — пружина клапана; *3* — коромысло; *4* — штанга; *5* — толкатель; *6* — кулачок

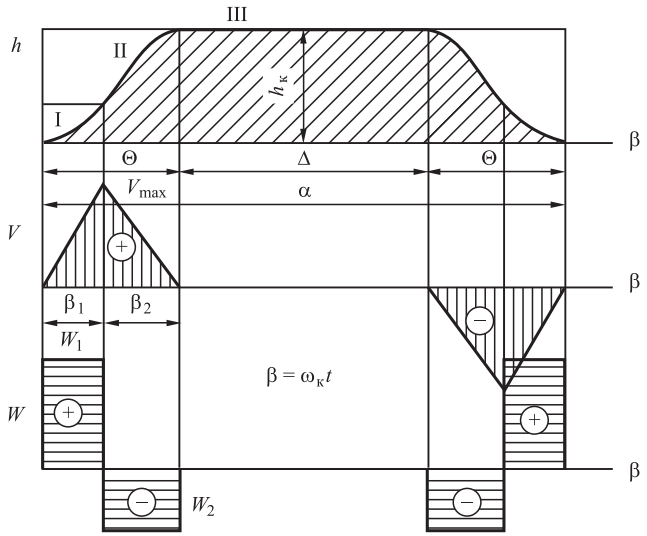


Рис. 3. Показатели кулачкового механизма клапанных систем поршневых двигателей:

S — путь, проходимый клапаном системы газораспределения ($h_к$ — максимальный подъем клапана); *V* — скорость клапана (V_{max} — максимальная скорость клапана); *W* — ускорение клапана (W_1 — положительное ускорение; W_2 — отрицательное ускорение, компенсируемое клапанными пружинами); $β_1$ — угол, соответствующий положительному ускорению клапана; $β_2$ — отрицательному ускорению; Θ — угол полного подъема профиля кулачка; Δ — период полного открытия клапана; α — полный угол открытия клапана; β — угол поворота кулачкового вала механизма газораспределения

Системы газораспределения с верхним приводом, имеющие относительно меньшую инерционную массу, более предпочтительны для использования на быстроходных высокооборотных двигателях. Системы с "нижним" приводом конструктивно проще.

Помимо обеспечения надежности работы, основной задачей систем газораспределения является гарантия хорошего наполнения цилиндров свежим зарядом рабочего тела и достаточно полная очистка цилиндров от отработавших газов.

Решение задачи

Кардинальное решение этой задачи достаточно сложно, поскольку время, отводимое на заполнение цилиндров и их очистку, особенно для быстроходных высокооборотных двигателей, по сути ничтожно, а процесс характеризуется существенными аэродинамическими потерями.

Степень наполнения цилиндров ДВС свежим зарядом и полнота очистки камер их сгорания оцениваются "временем-сечением" органов газораспределения (произведение времени открытия клапана или угла поворота кулачкового вала на проходное сечение клапана), а в соотносительном плане — коэффициентом полноты профиля η приводного кулачка, как отношения реального "времени-сечения" к таковому же при условии мгновенного открытия и закрытия клапанов [5].

При очевидном равенстве отношений проходных сечений клапанов к отношениям их подъемов, упомянутый выше коэффициент полноты (рис. 3) есть:

$$\eta = \frac{2\int_0^{\beta} h d\beta + h_к \Delta}{h_к \alpha} = \frac{S}{h_к \alpha}.$$

Сообразно с обозначениями по рис. 3, площадь участка I подъема клапана в координатах h—β составляет:

$$S_1 = \int_0^{\beta_1} h d\beta,$$

где

$$h = V_{max}\frac{\beta}{\beta_1}t = V_{max}\frac{\beta}{\beta_1}\frac{\beta}{6n_к}$$

($\beta = 6n_к t$; $n_к$ — число оборотов кулачкового вала двигателя).

$$S_1 = \frac{V_{max}}{6n_к\beta_1}\int_0^{\beta_1}\beta^2 d\beta = \frac{V_{max}}{6n_к\beta_1}\frac{\beta^3}{3}\Bigg|_0^{\beta_1} = \frac{V_{max}}{18n_к}\beta_1^2.$$

Для треугольного закона изменения скорости клапана — с неизменными ускорениями раздельно по восходящей и нисходящей ветвям скорости — по данным работы [6]: $c_{max} = 12n_к h_n / \alpha_к^*$. Или для принятых в рассматриваем случае обозначений $V_{max} = 12n_к h_к/\Theta$, где $c_{max} = V_{max}$; $\alpha_к^* = \Theta$; $h_к = h_п$ и, следовательно:

$$S_1 = \frac{12n_к h_к}{18n_к\Theta}\beta_1^2 = \frac{2h_к}{3\Theta}\beta_1^2.$$

Для участка кривой II пути клапана (без учета площади прямоугольного участка $h_{1max}\beta_2$), когда начальная скорость клапана составляет V_{max}, а конечная равна нулю, начальная степень открытия клапана:

$$h_{1\,max} = \int_0^{\beta_1} V dt = \int_0^{\beta_1} V_{max}\frac{\beta}{\beta_1}\frac{d\beta}{6n_к} = \frac{V_{max}}{6n_к\beta_1}\int_0^{\beta_1}\beta d\beta =$$

$$= \frac{V_{max}}{12n_к}\beta_1 = \frac{12n_к h_к}{12n_к\Theta}\beta_1 = \frac{h_к}{\Theta}\beta_1.$$

При этом площадь всего участка II:

$$S_2 = \int_0^{\beta_2}(h_{1\,max} + h)d\beta = \int_0^{\beta_2}\left(h_{1\,max} + V_{max}\frac{\beta_2 - \beta}{\beta_2}\frac{\beta}{6n_к}\right)d\beta =$$

$$= \int_0^{\beta_2}\frac{V_{max}}{12n_к}\beta_1 d\beta + \frac{V_{max}}{6n_к\beta_2}\int_0^{\beta_2}\left(\beta_2\beta - \beta^2\right)d\beta =$$

$$= \frac{V_{max}}{12n_к}\beta_1\beta_2 + \frac{V_{max}}{6n_к\beta_2}\left(\frac{\beta_2^3}{2} - \frac{\beta_2^3}{3}\right) = \frac{V_{max}}{12n_к}\beta_1\beta_2 + \frac{V_{max}\beta_2^2}{36n_к} =$$

$$= \frac{V_{max}}{12n_к}\left(\beta_1\beta_2 + \frac{\beta_2^2}{3}\right) = \frac{h_к}{\Theta}\left(\beta_1\beta_2 + \frac{\beta_2^2}{3}\right).$$

$$S_2 = \frac{h_к}{3\Theta}\beta_2^2 + \frac{h_к}{\Theta}\beta_1\beta_2.$$

Полная площадь под кривой всего пути клапана:

$$S = 2(S_1 + S_2) + h_к\Delta =$$

$$= 2\left(\frac{2h_к}{3\Theta}\beta_1^2 + \frac{h_к}{3\Theta}\beta_2^2 + \frac{h_к}{\Theta}\beta_1\beta_2\right) + h_к\Delta =$$

$$= \frac{h_к}{\Theta}\left(\frac{4}{3}\beta_1^2 + \frac{2}{3}\beta_2^2 + 2\beta_1\beta_2\right) + h_к\Delta =$$

$$= \frac{h_{кк}}{\Theta}\left[\frac{4}{3}(\Theta - \beta_2)^2 + \frac{2}{3}\beta_2^2 + 2(\Theta - \beta_2)\beta_2\right] + h_к\Delta =$$

$$= \frac{h_к}{\Theta}\left(\frac{4}{3}\Theta^2 - \frac{8}{3}\Theta\beta_2 + \frac{4}{3}\beta_2^2 + \frac{2}{3}\beta_2^2 + 2\Theta\beta_2 - 2\beta_2^2\right) + h_к\Delta =$$

$$= \frac{h_к}{\Theta}\left(\frac{4}{3}\Theta^2 - \frac{2}{3}\Theta\beta_2\right) + h_к\Delta.$$

Принимая $\beta_2 = k\Theta$, для полного открытия клапана имеем:

$$S = \frac{h_к}{\Theta}\left(\frac{4}{3}\Theta^2 - \frac{2}{3}k\Theta^2\right) + h_к\Delta =$$

$$= h_к\Theta\left(\frac{4}{3} - \frac{2}{3}k\right) + h_к\Delta = \frac{2}{3}h_к\Theta(2-k) + h_к\Delta.$$

Коэффициент полноты профиля кулачка по выражению:

$$\eta = \frac{S}{h_к\alpha} = \frac{\frac{2}{3}\Theta(2-k)+\Delta}{\alpha}. \quad (1)$$

Поскольку $V_{max} = 12n_к h_к/\Theta$, а $\Theta = 12n_к h_к/V_{max}$, то в функции максимальной скорости клапана получаем зависимость:

$$\eta = \frac{\frac{8n_к h_к}{V_{max}}(2-k)+\Delta}{\alpha}. \quad (2)$$

Для нисходящей ветви несимметричного закона изменения скорости ускорение клапана:

$$W_2 = \frac{V_{max}}{t_2} = \frac{6n_к V_{max}}{\beta_2} = \frac{6n_к V_{max}}{k\Theta} =$$

$$= \frac{6n_к}{k\Theta}\frac{12n_к h_к}{\Theta} = \frac{72n_к^2 h_к}{k\Theta^2}.$$

Поскольку $\Theta = \sqrt{\frac{72n_к^2 h_к}{kW_2}} = 8,49n_к\sqrt{\frac{h_к}{kW_2}}$, то коэффициент полноты профиля кулачка:

$$\eta = \frac{5,66n_к\sqrt{\frac{h_к}{kW_2}}(2-k)+\Delta}{\alpha}. \quad (3)$$

Для упрощения расчета исходных параметров кулачкового привода дополнительно рассмотрим еще некоторые математические взаимосвязи.

Поскольку $W_1 = 6n_к V_{max}/\beta_1$; $W_2 = 6n_к V_{max}/\beta_2$, то:

$$\theta = \beta_1 + \beta_2 = 6n_к V_{max}\frac{W_1+W_2}{W_1W_2}.$$

Тогда $V_{max} = 12n_к h_к/\theta$; $\theta = 12n_к h_к/V_{max}$, следовательно:

$$\frac{12n_к h_к}{V_{max}} = 6n_к V_{max}\frac{W_1+W_2}{W_1W_2}$$

или

$$V_{max} = \sqrt{2h_к\frac{W_1W_2}{W_1+W_2}}.$$

Рекомендуемая последовательность расчета коэффициента η такова:

1) задаются $n_к$, $h_к$, α, W_1, W_2;

2) определяется максимальная скорость клапана $V_{max} = \sqrt{2h_к W_1W_2/(W_1+W_2)}$;

3) рассчитывается $\theta = 12n_к h_к/V_{max}$;

4) определяется $\Delta = \alpha - 2\Theta$;

5) вычисляются $\beta_2 = 6n_к V_{max}/W_2$ и $k = \frac{\beta_2}{\Theta} = \frac{W_2}{W_1+W_2}$;

6) по одной из представленных выше формул вычисляется η.

Пример. Определить относительную степень открытия η всасывающего клапана четырехтактного двигателя типа М50 (12Ч18/20) с кулачковым приводом клапанов при условии, что $h_к$ = 16 мм, α = 143°п. кул. в. (286° по углу поворота коленчатого вала двигателя), W_1 = 5000 м/с^2, W_2 = 3000 м/с^2, $n_к$ = 750 мин$^{-1}$.

Максимальная скорость клапана:

$$V_{max} = \sqrt{2h_к\frac{W_1W_2}{W_1+W_2}} =$$

$$= \sqrt{2\cdot 0,016\frac{5000\cdot 3000}{5000+3000}} = 7,75 \text{ м/с}.$$

Получаем:

$$\theta = 12\frac{n_к h_к}{V_{max}} = 12\frac{750\cdot 0,016}{7,75} = 18,6° \text{ п. кул. в};$$

$$\beta_2 = \frac{6n_к V_{max}}{W_2} = \frac{6\cdot 750\cdot 7,75}{3000} = 11,6° \text{ п. кул. в.}$$

$$k = \frac{\beta_2}{\theta} = \frac{11,6}{18,6} = 0,624.$$

Δ = α − 2θ = 143 − 2·18,6 = 105,8° п. кул. в.

По приведенной выше формуле (1):

$$\eta = \left[\frac{2}{3}\Theta(2-k)+\Delta\right]\Big/\alpha = 0,859.$$

По формуле (2): η = 0,859.

По формуле (3): η = 0,858.

Рассматривая систему газораспределения и с позиций механической надежности, необходимо отметить, что положительные ускорения при подъеме клапанов непосредственно связаны с действием кулачкового механизма. Поэтому кулачок должен быть рассчитан на контактные напряжения в паре кулачок—ролик, причем должна быть учтена и упругая деформации кулачкового

привода в целом по угловому смещению, от которого зависят фазы газораспределения [6].

Должные отрицательные ускорения клапанов, связанные с торможением их скорости, как было сказано выше, компенсируются возвратными пружинами и при недостаточности усилия последних для гарантии безотрывной обкатки роликом толкателя профиля кулачка (для систем газораспределения с нижним приводом) они иной раз снабжаются еще и дополнительной пружиной приводной штанги (см. рис. 2).

Безотрывное движение обеспечивает только правильное сочетание массы подвижного части механизма привода, усилия возвратных пружин и характера профиля приводного кулачка, долженствующего соответствовать отрицательным ускорениям клапана, как частному от деления действующего усилия на массу.

При максимальном использовании упругих свойств возвратных клапанных пружин, усилие которых изменяется по мере их деформации, закон изменения скорости клапанов, в частности, по убывающей ветви скорости (подобное может быть предусмотрено и по возрастающей ветви) деформируется по отношению к принятому в представленных выше расчетах правильному треугольнику с неизменными ускорениями.

Целесообразность подобного мероприятия, приводящего к переменным ускорениям клапанов, повышает скорость их подъема (и посадки на седло), увеличивая тем самым проходное время—сечение вследствие роста угла полного подъема клапанов.

В подобном случае при построении графиков пути, скорости и ускорения клапана в зависимости от угла поворота кулачкового вала для задаваемого подъема клапана, оцениваемого при этом усилия пружин и известной массе приводного механизма, рассчитывается ускорение, как частное от деления действующего усилия на массу.

В дальнейшем на базе рассчитанных ускорений строятся графики скорости ($v = \int W dt$) и пути ($h = \int W dt$) клапана, а затем и профиль кулачка [6].

Для подобных систем газораспределения (уже с переменными ускорениями клапанов) расчет времени—сечения осуществляется аналогично представленному выше, но, естественно, с учетом уже иного закона изменения скорости.

Тем не менее, учитывая практическую необходимость ограничения жесткости возвратных пружин клапанов, обусловленную ограниченностью места их расположения на двигателе, и нежелательность механической перегрузки системы привода клапанов, ускорения по концам восходящих и нисходящих ветвей скорости клапанов практически не могут существенно различаться.

В связи с этим обстоятельством представляется возможным производить предварительную оценку коэффициента полноты профиля кулачков для осредненных ускорений клапанов раздельно по ветвям их скорости по представленным выше расчетным зависимостям для неизменных ускорений.

Более точным, однако, следует считать метод графического наложения на "треугольник" скорости с переменными ускорениями равного с ним по высоте и площади "правильного" треугольника с неизменными ускорениями W_1 и W_2, как это показано на рис. 4 с дальнейшим расчетом параметров последнего.

Предварительный расчетный анализ в подобном варианте оценки показывает, что при изменении ускорений по ветвям скорости до 15 %, ошибка в оценке коэффициента полноты профиля кулачка на участке угла поворота кулачкового вала Θ составляет 7—8 % в сторону превышения его истинного значения.

Поскольку подъем и посадка клапана на седло составляют лишь долю от полного угла подъема α клапана при значительной доле угла Δ его полного открытия, то при этом погрешность суммарного результата реально не превышает 2—3 % и, кстати говоря, может быть еще и учтена в общем итоге расчета.

В последнем варианте оценки коэффициента полноты профиля кулачка, сообразуясь с численными данными по рис. 4, общий расчет времени—сечения производится в следующей последовательности:

$$\Theta = 12 n_к / v_{max}; \quad \Delta = \alpha - 2\Theta; \quad k = \beta_2 / \Theta;$$

$$W_2 = 6 n_к V_{max} / \beta_2; \quad W_1 = 6 n_к V_{max} / (\Theta - \beta_2).$$

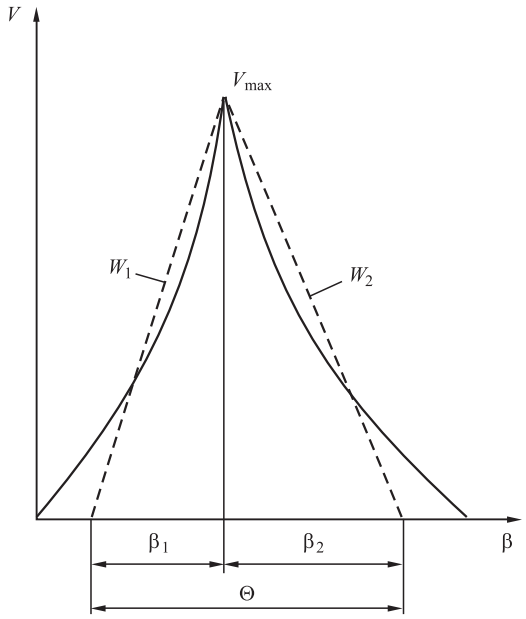


Рис. 4. К вопросу определения времени—сечения открытия (закрытия) клапана двигателя:

V — скорость подъема клапана; β — угол поворота коленчатого вала двигателя

Фазы газораспределения четырехтактных двигателей (в градусах угла поворота коленчатого вала)

Двигатель	Впускной клапан			Выпускной клапан		
	Открытие до ВМТ	Закрытие после НМТ	Продолжительность открытия	Открытие до НМТ	Закрытие после ВМТ	Продолжительность открытия
«Москвич 2140» (Ne = 55 кВт, n = 5800 мин$^{-1}$)	30	70	280	70	30	280
«Волга» ГАЗ-24 (Ne = 70 кВт, n = 4500 мин$^{-1}$)	12	60	252	54	18	252
ЯМЗ-238 — дизель (Ne = 176 кВт, n = 2100 мин$^{-1}$)	20	56	256	56	20	256
М50 — дизель с наддувом (Ne = 550 кВт, n = 1500 мин$^{-1}$)	50	56	286	56	50	286

Далее — по любой из приведенных выше формул (1)—(3).

Значение угла α общего подъема клапанов обычно определяется на базе экспериментальных данных или при модернизации объекта — по прототипу.

Фазы газораспределения некоторых двигателей представлены в таблице.

Допустимые положительное ускорения W_1 в приводном механизме быстроходных двигателей достигают 7000...8000 м/с^2, отрицательные W_2 — 3000...3500 м/с^2 [7].

Для механизмов с непосредственным приводом клапанов ("верхний" привод) приведенная к единице проходного сечения горловины клапана масса приводного механизма $m_{пр}$ = 20...30 г/см^2; с приводом клапанов через толкатель, штангу и коромысло (нижний привод) $m_{пр}$ = 40...60 г/см^2.

Проходное сечение горловины клапана определяется из условия допустимых скоростей течения газообразных продуктов.

Допустимая средняя скорость впуска газов $\omega_{вп}$ при наполнении цилиндров ДВС свежим зарядом составляет 60...80 м/с; скорость при очистке цилиндров от отработавших газов $\omega_{вп}$ = 80...100 м/с.

При диаметре поршня двигателя D и его средней скорости $\omega_{ср} = Sn/30$ (S — ход поршня, n — число оборотов коленчатого вала двигателя), в частности, для процесса всасывания $d_{вп}$, общее уравнение расхода газа [6] — $0,25\pi D^2\omega_n = 0,25\pi d_{вп}^2\omega_{вп}$, откуда $d_{вп} = D\sqrt{\frac{Sn}{30\omega_{вп}}}$, а проходное сечение горловины клапана $f_{вс} = \frac{\pi D^2}{4}\frac{Sn}{30\omega_{вп}}$.

Соответственно для выпускного клапана

$$f_{вып} = \frac{\pi D^2}{4}\frac{Sn}{30\omega_{вып}}.$$

Выводы

В общем итоге представляется, что предлагаемый метод расчета коэффициента полноты профиля кулачков систем газообмена, характеризующих время—сечение впускных и выпускных клапанов поршневых ДВС, прост и удобен в использовании, обеспечивает достаточную точность численных оценок и, что существенно, допускает экспресс-анализ при поиске оптимальных соотношений в системах газообмена вновь проектируемых и модернизируемых двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели внутреннего сгорания:** учебник: В 4 т. / А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, М. Г. Круглов и др.; Под ред. А. С. Орлина. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1970—1972. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей, 1971. — 400 с.
2. **Двигатели внутреннего сгорания.** Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1984. — 385 с.
3. **Автомобильные двигатели:** Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повешения эффективности энергопреобразования / В. Р. Бурячко, А. В. Гук. — СПб.: НПИКЦ, 2005. — 291 с.
4. **Двигатели внутреннего сгорания:** учебник для вузов / под ред. А. С. Орлина. — М.: Машиностроение, 1980. Т. 1: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / А. С. Орлин, В. П. Алексеев, Н. И. Костыгов и др. — 1980. — 384 с.
5. **Ваншейдт В. А.** Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей: учеб. для вузов. — Л.: Судостроение, 1969. — 639 с.
6. **Двигатели наземных транспортно-технологических** машин: учебное пособие для вузов по специальности 190109 "Наземные транспортно-технологические средства" / Р. В. Русинов, Р. Ю. Добрецов. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. — 172 с.
7. **Конструкция и расчет** автотракторных двигателей: учеб. для вузов / М. М. Вихерт и др.; под ред. Ю. А. Степанова. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1964. — 552 с.

УДК 621.438.082

А. В. Костюков, канд. техн. наук, профессор, Московский Политех, e-mail: kostukov123@yandex.ru,
Г. Г. Надарейшвили, канд. техн. наук, e-mail: givi.nadareishvili@nami.ru, ФГУП НАМИ

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ. ЧАСТЬ 2

Рассмотрены перспективы использования газотурбинных двигателей на транспортных средствах. Рассмотрен состав газотурбинных двигателей (ГТД), термодинамические циклы работы и основные направления совершенствования двигателей. Проведен анализ разработки и конструкций основных производителей микро ГТД.

Ключевые слова: *газотурбинный двигатель, термодинамические циклы, регенерация, транспортные средства.*

The prospects for the use of gas turbine engines in vehicles are considered. The composition of the gas turbine engine, thermodynamic work cycles and the main directions of engine improvement are considered. The analysis of the design and construction of the main manufacturers of micro-GTDs was carried out.

Keywords: *gas turbine engine, thermodynamic cycles, regeneration, vehicles.*

Микротурбинные установки компании Capstone и других производителей

Компания **Capstone Turbine Corporation** является одним из ведущих разработчиков и изготовителей турбогенераторов, которые предназначены для работы в составе как стационарных силовых установок, так и на автомобильном транспорте (на электробусах). В 1990 годы компания создала одну из первых микротурбинных установок С30 небольшой мощности. В ней низкие вредные выбросы были обеспечены без использования каталитического нейтрализатора. Компактная легкая (74,7 кг) микротурбина номинальной мощностью 30 кВт интегрирует турбомашину и электрический генератор на одном валу — единственной подвижной части двигателя. Ротор смонтирован в лепестковых газодинамических подшипниках, которые не требуют смазки. Турбогенератор имеет воздушное охлаждение, он не использует жидкостного охладителя и не требует радиатора или другого вспомогательного теплообменника [11].

Помимо микротурбины мощностью 30 кВт компания выпускает ряд установок электрической мощностью от 65 до 1000 кВт, использующих в качестве топлива природный газ, керосин, дизельное и другое топливо.

Эскиз микротурбины небольшой мощности (30 кВт) компании Capstone показан на рис. 6, а ее принципиальная схема — на рис. 7.

Воздух охлаждает генератор и поступает в одноступенчатый алюминиевый центробежный компрессор со степенью повышения давления 3,25. Из компрессора воздушный поток подается на холодную сторону неподвижного рекуператора. Эффективность рекуператора 85 %. Рекуператор позволяет почти удвоить кпд двигателя на режиме номинальной мощности: с рекуператором — 30 %, без него — 15 %.

Из рекуператора воздушный поток поступает в камеру сгорания. Горячие сгоревшие газы из камеры сгорания поступают через сопловой аппарат на колесо одноступенчатой радиальной турбины. Сопло и колесо турбины изготовлены из никелевого сплава. В турбине газы расширяются и генерируют мощность, необходимую для вращения компрессора и электрического генератора. Из турбины газы подаются на горячую сторону рекуператора при температуре 593 °С, становясь источником энергии, которая используется для нагрева воздуха перед камерой сгорания.

На рис. 8 показана зависимость термического кпд от мощности микротурбинной установки Capstone. Скорость двигателя на режиме номинальной мощности равна при 96 000 мин$^{-1}$, а на

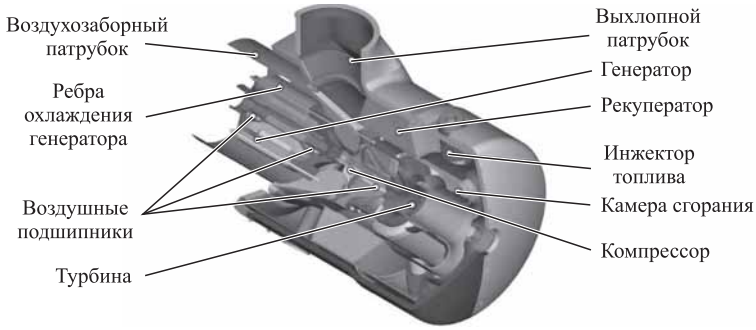


Рис. 6. Эскиз микротурбины C30 компании Capstone мощностью 30 кВт [11]

холостом ходу — 55 000 мин$^{-1}$. График показывает относительно пологую кривую эффективности в широком диапазоне мощностей. Так, термический кпд при 8,5 кВт равен 28,5 %, что немного ниже 30 % кпд на полной нагрузке. Факторами, которые способствуют эффективной работе двигателя на частичной нагрузке при снижении мощности, являются: поддержание температуры выпускных газов близкой к расчетному значению; понижение скорости двигателя с уменьшением требуемой мощности.

В зависимости от экологических требований компания Capstone использует камеру сгорания с каталитическим покрытием или без покрытия. Каждый тип камеры сгорания оптимизирован для снижения концентрации вредных выбросов на самый низкий уровень.

В камере без каталитического покрытия реализована концепция обогащено-обедненного сгорания с быстрым смешением RQL (Rich-burn, Quick-mix, Lean-burn). Для организации сгорания топливо под давлением непрерывно впрыскивается в камеру сгорания, где распыляется, испаряется и смешивается с предварительно нагретым воздушным зарядом, который постоянно движется через камеру. Небольшая часть горячего воздуха подается в первичную зону камеры сгорания вблизи струи топлива, где используется для сгорания сначала обогащенной смеси ($\alpha \approx 0{,}9$), а затем (ниже по течению) бедной смеси. Часть воздуха используется для охлаждения камеры сгорания, а другая часть подается ниже по течению в камеру сгорания для разбавления и дальнейшего обеднения смеси. После стадии бедного сгорания продукты горения дополнительно разбавляются воздухом, достигая окончательного отношения воздух/топливо около 100 ($\alpha \approx 6{,}8$). Обеднение и разбавление смеси позволяет уменьшить температуру сгорания приблизительно от 1800 °C вблизи форсунки в первичной зоне камеры сгорания до почти 850 °C на входе в турбину.

Начальное сгорание богатой смеси способствует стабилизации пламени в требуемом диапазоне рабочих условий. Высокий уровень предварительного смешения в богатой и бедной частях камеры сгорания важен для обеспечения полного сгорания. Формирование NO_x на богатой стадии сгорания минимизируется вследствие низкого уровня доступного кислорода. Формирование NO_x на бедной стадии сгорания минимизируется относительно низкими температурами пламени.

Генератор является двухполюсной бесщеточной электрической машиной с возбуждением от постоянных магнитов. Магнит цилиндрический из редкоземельных материалов, бандаж сплошной из сплава Inconel 718 с большим содержанием никеля. Генератор создает переменный ток с частотой,

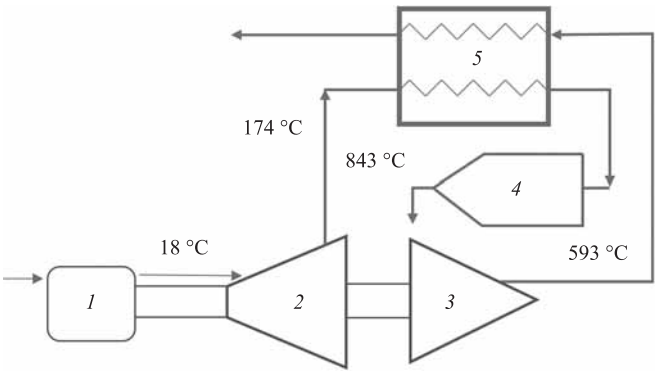


Рис. 7. Принципиальная схема микротурбины компании Capstone (режим максимальной мощности; температура воздуха на входе — 15 °C):

1 — генератор; *2* — компрессор; *3* — турбина; *4* — камера сгорания; *5* — регенератор

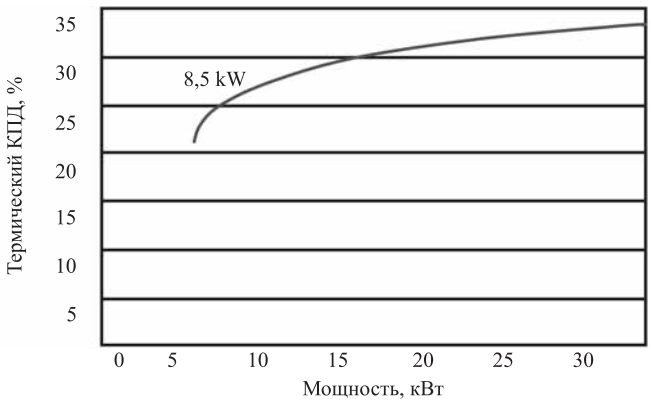


Рис. 8. Термический кпд микротурбины C30 компании Capstone

изменяющейся прямо пропорционально скорости двигателя. При скорости ротора 96 000 мин$^{-1}$, частота тока равна 1600 Гц. В гибридном автомобиле переменный ток преобразуется инвертором в постоянный ток, требуемый для зарядки аккумуляторной батареи. Вследствие высокой рабочей скорости мощность генератора является высокой по сравнению с его размерами, которые сопоставимы с обычным автомобильным генератором мощностью около 1 кВт. При пуске двигателя генератор работает в режиме электрического мотора в качестве стартера.

По аналогичной одновальной схеме с регенерацией (см. рис. 7) выполнена силовая часть микротурбин когенерационных энергоустановок Ingersoll Rand R70 и R250, Turbec T100, Bowmen TG80CG, Elliot TA-100 и ряда других.

Ingersoll Rand. Принципиальная схема установок Ingersoll R70 и R250 (США) мощностью 70 кВт при 38 000 мин$^{-1}$ и 250 кВт при 45 000 мин$^{-1}$ показана на рис. 9 [12].

В отличие от фирмы Capstone компания Ingersoll Rand применяет вместо металла керамику типа нитрид кремния (Si3N4) для изготовления колеса турбины и регенератора (рис. 10). Применение керамики позволило повысить температуру газа на входе в турбину до 925 °С и обеспечило кпд установки на уровне 32 % при ресурсе 80 000 ч. По мнению компании, применение керамики в микротурбинах перспективно. Это позволит в дальнейшем дополнительно повысить температуру на входе в турбину до уровня 1160 °С и при степени повышения давления 3,0 улучшить кпд установки до 36 %.

Turbec. Фирма Turbec выпускает микротурбинные энергетические установки T100 мощностью 100 кВт при 70 000 мин$^{-1}$. В отличие от установок Ingersoll Rand на микротурбине Turbec T100 отсутствует редуктор генератора. Это достигнуто благодаря применению одного двухопорного ротора, на котором расположены колеса компрессора, турбины, а также высокоскоростной электрогенератор на постоянных магнитах. Исключение редуктора существенно улучшило надежность и массогабаритные показатели всей установки. Материал рабочего колеса турбины — никелевый сплав MAR-M247 допускает максимальную температуру 1050 °С. Для увеличения ресурса рабочее колесо турбины имеет термобарьерное покрытие. Кпд турбины — 89 %, кпд центробежного компрессора — 79 %, степень повышения давления в компрессоре — 4,5. Общий вид ротора показан на рис. 11.

Elliott Energy Systems Inc./Calnetix Power Solutions. В микротурбинной энергоустановке Elliot/Calnetix TA-100 мощностью 100 кВт при 68 000 мин$^{-1}$ особый интерес представляют под-

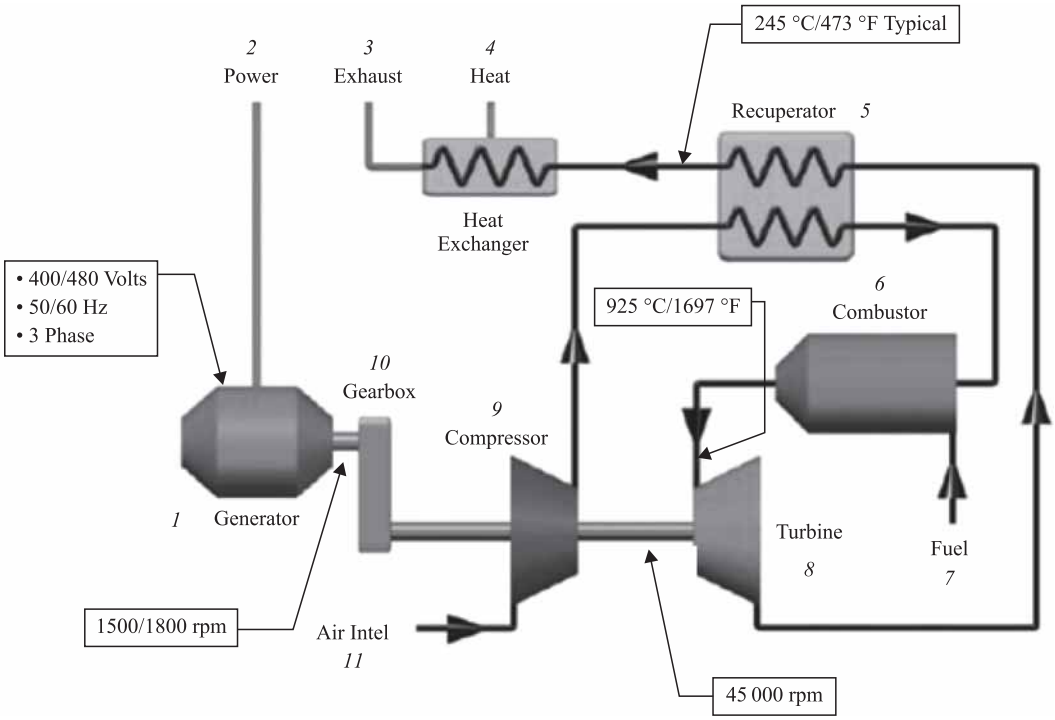


Рис. 9. Принципиальная схема микротурбинной энергоустановки Ingersoll R250: *1* — электрический генератор; *2* — электроэнергия; *3* — выпускные газы; *4* — тепловая энергия; *5* — регенератор; *6* — камера сгорания; *7* — топливо; *8* — турбина; *9* — компрессор; *10* — редуктор; *11* — вход воздуха

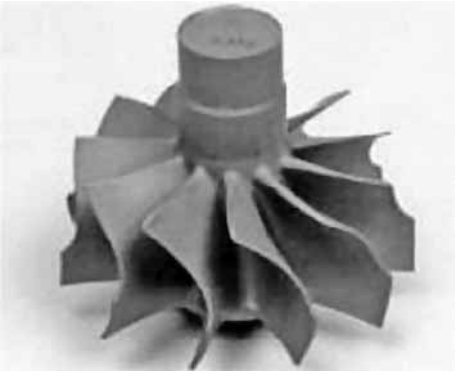


Рис. 10. Керамическое колесо турбины Ingersoll R250

шипники. Ротор устанавливается в статор на двух опорах. Первой опорой является подшипник качения с керамическими шариками и плавающими кольцами, второй — упорный гидродинамический подшипник. Оба подшипника охлаждаются и смазываются синтетическим маслом. Использование подшипника качения позволило сократить в 2—3 раза расход масла, проходящего через опору, по сравнению с подшипником скольжения. Гидродинамический подшипник позволил уменьшить размеры ступицы колеса, сделать плавным вход воздуха в колесо, снизить потери и, как следствие, повысить кпд компрессора. Степень повышения давления компрессора — 4,0, топливо — природный газ, попутный газ, биогаз. Электрический кпд установки 29 %, уровень шума на расстоянии 1 м — 75 дБА, назначенный ресурс — не менее 72 000 ч, межремонтный ресурс — не менее 24 000 ч. Эскиз турбогенератора ТА-100 показан на рис. 12 [13].

Toyota Turbine And Systems. Фирма Toyota выпускает микротурбинные энергетические установки мощностью 50 и 300 кВт [14]. Внешний вид установки мощностью 50 кВт при 80 000 мин$^{-1}$ представлен на рис. 13.

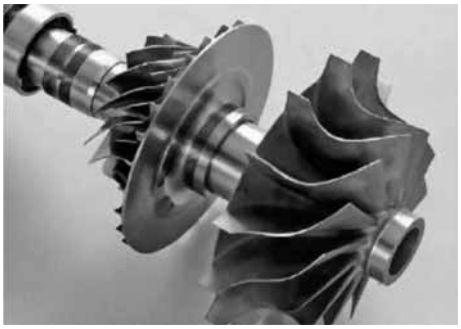


Рис. 11. Ротор микротурбины Turbec T100

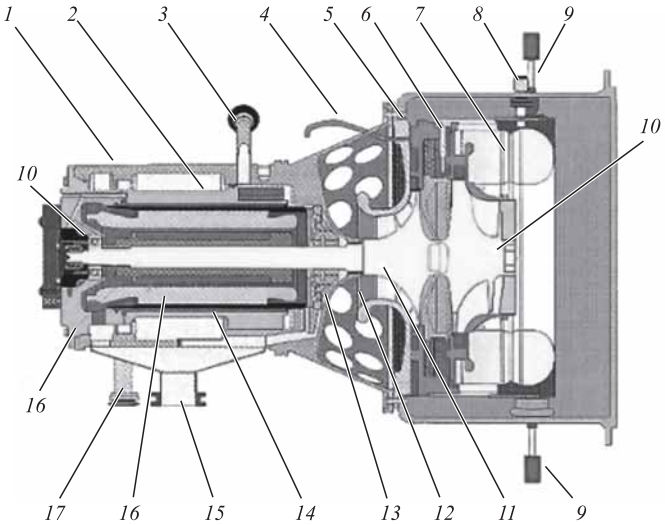


Рис. 12. Эскиз турбогенератора ТА-100:

1 — корпус; *2* — корпус статорной части; *3* — подвод масла; *4* — воздухопровод для наддува лабиринта; *5* — диффузор; *6* — сопловой аппарат; *7* — жаровая труба; *8* — свеча зажигания; *9* — топливный коллектор; *10* — колесо турбины; *11* — колесо компрессора; *12* — лабиринтное уплотнение; *13* — гидродинамический подшипник; *14* — статорные обмотки; *15* — слив масла; *16* — постоянные магниты; *17* — слив масла; *18* — ротор; *19* — керамический подшипник [13]

При разработке микротурбины особое внимание было уделено отработке камеры сгорания с целью снижения вредных выбросов (особенно NO_x) и рассмотрены возможности применения подшипников с магнитным подвесом. Такие подшипники пока не нашли распространения в микротурбинных энергетических установках.

Основные трудности использования магнитного подвеса роторов микротурбинных установок связаны с высокими температурами ротора в области подшипника. Для большинства металлов максимальная температура сохранения магнитных свойств находится в диапазоне 350...450 °С. Только в специальных металлах магнитные характеристики могут поддер-

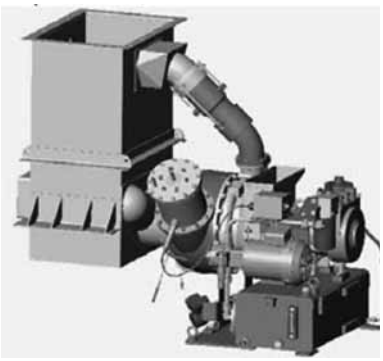


Рис. 13. Внешний вид микротурбинной энергоустановки Toyota TPC50RA мощностью 50 кВт

живаться до температур 650 °С [15]. Кроме того, при высоких рабочих температурах будет увеличиваться электрическое сопротивление катушек статора, что потребует их высокотемпературной изоляции (например, керамической). В этой связи использование магнитных опор должно базироваться на разработке высокотемпературных магнитных материалов, катушек с высокотемпературной изоляцией, охлаждения всего узла подшипника. По данным [15] некоторые положительные результаты достигнуты на турбине при температуре магнитного подшипника около 427 °С.

Ниже, в сводной таблице приведены для сравнения краткие технические характеристики микротурбинных установок ряда зарубежных изготовителей, предназначенные для систем малой автономной энергетики.

На Российском рынке энергетического оборудования достаточно широко представлены микротурбинные установки малой мощности, выпускаемые такими отечественными предприятиями, как ПАО "Калужский двигатель", "Пермский моторостроительный завод", НПО "Сатурн" и др. Топливом для них являются керосин, дизельное топливо, природный газ и др. Турбогенератор является основной и наиболее наукоемкой и трудоемкой частью микротурбинной энергетической установки.

Областью применения этого турбогенератора являются: привод генератора электрического тока на наземных и воздушных транспортных средствах; вспомогательная электрическая установка для обеспечения потребителя переменным током и сжатым воздухом на самолетах, вертолетах, промышленных и социальных объектах; автономная аварийная электростанция переменного тока, обеспечиваюая функционирование больниц, узлов связи, вокзалов, жилых блоков и др.

Основной проблемой отечественных микротурбин является отсутствие в них теплообменника и, как следствие, высокие удельные расходы топлива и соответственно низкие кпд.

Микротурбинные установки транспортных средств

Микротурбины, в том числе те, которые успешно применяют в установках малой энергетики, в последние годы стремятся применять в тяжелых транспортных средствах в качестве основной или вспомогательной энергетической установке при соответствующей адаптации [16—24].

В сентябре 2017 г. компания Capstone Turbine Corporation успешно завершила испытания гибридного электрического грузового автомобиля Kenworth 7-го класса грузоподъемности, оборудованного комбинированной энергоустановкой (КЭУ) с микротурбиной Capstone C65 мощностью 65 кВт в качестве первичного источника энергии. Микротурбина действует как удлинитель пробега (range extender), обеспечивая зарядку бортового Li-ионного накопителя емкостью 47 кВт·ч, который в свою очередь обеспечивает энергией электрический тяговый мотор для привода в движение грузовика. Результаты математического моделирования автомобиля показывают, что по сравнению с дизельным двигателем этот микротурбинный гибрид обеспечивает улучшение топливной экономичности в три раза, снижение выбросов парникового газа на 65 % и выбросов NO_x более чем на 90 % [16].

Аналогичный проект реализует компания Ratto Group (Калифорния) по применению на мусоровозе Mak весом 24,5 т подзаряжаемой электрической микротурбинной комбинированной энергоустановкой.

Эта энергоустановка выполнена по последовательной схеме, в которой микротурбина Wrightspeed не связана напрямую с колесами. Автомобиль приводится только электрическим мотором, а микротурбина приводит электрический генератор для зарядки аккумуляторной батареи, когда она низкая, и обеспечивает увеличенный запас хода. Бортовую батарею можно заряжать также от электрической сети. Преимуществом последовательной схемы является возможность применения небольшого двигателя, так как он необходим только для повышения запаса хода [18, 19]. По данным [20], автомобиль с такой энергоустановкой выполняет экологические требования штата Калифорния (самые жесткие в мире) без применения каталитического нейтрализатора, сажевого фильтра и использования мочевины.

В России производитель троллейбусов — компания "Тролза" выпустила на рынок в 2010 г. опытную партию экологически чистых автобусов Тролза-5250 "Экобус". Эта модель разработана на базе троллейбуса Тролза-5265 "Мегаполис" и оснащена микротурбинной энергоустановкой на базе Capstone C65. Микротурбина с электрогенератором заряжает блок конденсаторов, которые снабжают электрической энергией асинхронные электродвигатели, приводящие в движение "Экобус". Энергоустановку контролирует микропроцессорный блок управления, в качестве топлива используется компримированный природный газ. В настоящее время несколько машин Тролза-"Экобус" эксплуатируются на одном из центральных маршрутов в г. Краснодаре.

Современная боевая техника, в частности танки, самоходные артиллерийские и зенитные установки,

Краткие технические характеристики микротурбинных установок разных изготовителей

Парамеры		Capstone	Capstone	Capstone	Ingersoll	Ingersoll	Elliot	Turbec	Toyota	Honeywell	Honda
Мощность	кВт	30	65	200	70	250	100	100	50	75	42,5
Тип цикла микротурбины		Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р	Р
Частота вращения	об/мин	96 000	96 000	60 000	38 000	45 000	68 000	70 000	80 000	37 500	78 000
Частота генератора	об/мин	96 000	96 000	60 000	1500	1500	68 000	70 000	78 000	37 500	78 000
Число полюсов генератора		2	2	2	4	4	4	4	4	2	
Электрический КПД	%	27	29	34	28	32	29	30	26	25,6	27
Коэффициент регенерации	%	85	80	80	90	90	90	90			
Тип подшипника		ЛГП	ЛГП	ЛГП	Ш	Ш		Ш	ЛГП	ЛГП	ЛГП
Температура за рекуператором	град С	275	307	280		245	280	270	260		190
Температура перед турбиной	град С	>840				925	926	950	940	870	
Турбина		Ni сплав	Ni сплав	Ni сплав	Керамика	Керамика	Ni сплав	Ni сплав			
Степень повышения давления		3,25	< 5	< 5			4	4,5	3,5	1,9	3,8
Уровень шума	дБ	60	65	65	75		70	75	65		
Ресурс	ч	100 000	100 000	100 000		80 000	72 000	60 000	48 000		
Общий вес установки	кг	580	1120	3170	1860		1860	2200		1300	950

Примечания: Р — рекуперация; ЛГП — лепестковый газодинамический подшипник; Ш — шариковый подшипник.

по мере своего развития оснащаются все возрастающим количеством различной электроники и электросистем, которая потребляют много энергии. Это требует мощных и надежных источников электроснабжения. Использовать основной двигатель машины для этого не всегда целесообразно.

По ряду причин ресурс танкового двигателя очень ограничен и требует экономного расходования. К примеру, ресурс двигателя танков Т-72/90 составляет приблизительно 500 моточасов. Порой доля ресурса двигателя, расходуемого вхолостую, может достигать 40...50 %. Поэтому использование вспомогательного генератора на стоянке вместо основного позволяет увеличить пробег танка до первого ремонта двигателя почти в 2 раза, а также уменьшить расход масла и топлива.

Работа двигателя танка в специфических боевых условиях (например, засада или скрытое присутствие рядом с вражескими позициями) демаскирует танк. Демаскирующими факторами являются шум, столбы дыма и пыли, тепловой след заметный в инфракрасном приборе ночного видения. Небольшой генератор в 6...10 кВт значительно менее заметен в плане шума, дыма и тепла и позволяет в большей степени оставаться скрытным для врага и одновременно использовать все электросистемы (например, системы связи и наблюдения, кондиционер, тепловизор).

В качестве вспомогательной силовой установки на ряде отечественных и зарубежных военных машин используются газотурбинные генераторные установки. Так, на российском танке Т-80 с основным газотурбинным двигателем мощностью 1000...1250 л. с. и САУ "Мста-С" установлена вспомогательная газотурбинная установка ГТА-18А мощностью 16 кВт, а на зенитной самоходной установке "Шилка" используется газотурбинная установка мощностью 51,5 кВт [25]. Преимуществами газотурбинной вспомогательной установки ГТА-18А является компактность, низкий вес, высокая удельная мощность, быстрый запуск и набор мощности при температурах ±50 °С, а недостатками — высокая стоимость, повышенный расход топлива и шумность.

Выводы

Анализ текущего состояния разработки, производства и применения энергоэффективных микротурбин для транспортных средств показал следующее.

1. Микротурбина является перспективной альтернативой поршневому ДВС в качестве первичного источника энергии для компактных автономных систем комбинированного тепло- и электроснабжения, комбинированных энергоустановок гибридных электрических автомобилей и вспомогательных силовых установок благодаря высокой удельной мощности, компактности, хорошим пусковым качествам (особенно при низких температурах), низкому уровню шума и вибрации, возможности работать на разных видах топлива.

2. Более широкому распространению микротурбины в качестве энергоустановки мешают повышенный расход топлива (особенно на частичных нагрузках), замедленная реакция на переходных режимах и относительно высокая стоимость.

3. Повышение энергоэффективности микротурбины до уровня дизельного двигателя возможно путем увеличения степени повышения давления и температуры газов на входе в турбину, понижения температуры на входе в компрессор, реализации комплекса мероприятий, направленного на повышение кпд компрессора и турбины. Это может быть достигнуто в ходе разработки и использования:

— компонентов микротурбины (лопатки турбины, сопловой аппарат) из материалов, которые лучше противостоят нагрузкам при высоких температурах, таких как керамика;

— более эффективных компрессора и турбины с улучшенной аэродинамикой проточных частей и уменьшенным трением в подшипниках и уплотнениях ротора;

— более эффективных конструктивных схем самой микротурбины (с многоступенчатой турбиной, регулируемым сопловым аппаратом и др.) с учетом назначения.

4. Улучшение динамических качеств микротурбины возможно благодаря улучшению ее энергоэффективности, уменьшения массы и момента количества движения вращающихся частей, использования возможностей электрического привода на режимах разгона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Стечкин Б. С.** Газотурбинные установки (газовые турбины). — М.: Изд-во АН СССР, 1956.
2. **Teylor C. F.** The Internal-Combustion Engine in Theory and Practica. Vol. 1. The MIT Press, 1965.
3. **Turunen W. A.** Gas Turbines in Automobiles // SAE Quarterly Transactions. — 1950. — Vol. 4, № 1, 1950.
4. **Amann C. A.** An Introduction to the Vehicular Gas Turbine Engine // SAE Paper. — 1973. — № 730618.
5. **Penny N.** Rover Case History of Small Gas Turbines // SAE Transactions. — 1964. — Vol. 72.
6. **Hill H. C.** Progress of Gas Turbine Truck Tests // Quarterly Transactions. — 1952. — Vol. 6. — № 3.

7. **Turunen W. A.** Pinwheels or Pistons? A Progress Report on Automotive Gas Turbines // SAE Transactions. — 1955. — Vol. 63.
8. **Huebner G. J. Jr.** The Automotive Gas Turbine — Today and Tomorrow // SAE Transactions. —1957. — Vol. 65.
9. **Транспортные машины** с газотурбинными двигателями / под общ. ред. Н. С. Попова. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987.
10. **Obert E. F.** Internal Combustion Engine and Air Pollution // Intext Educational Publisher. — New York, 1973.
11. **Craig P.** The Capstone Turbogenerator as an Alternative Power Source // SAE Paper № 970292, 1997.
12. **Watts J.** Microturbine Developments At Ingersoll-Rand Energy Systems // ASME Turbo Expo GT2005-69158. 2005.
13. **Elliott Energy Systems**, Inc. TA 100 R CHP. 100 кВт микротурбинная установка для комбинированного производства тепла и электроэнергии. Техническое описание. — Киев: НПП "Мадек", 2008.
14. **Ohkubo Y.** Special Issue Technology of Micro Gas Turbine for Cogeneration System // R&D Review of Toyota. CRDL. — 2007. — Vol. 41. — No. 1.
15. **Bohn D.** Micro Gas Turbine and Fuel Cell — A Hybrid Energy Conversion System with High Potential. — Institute of Steam and Gas Turbines, Aachen University, 2006.
16. **Capstone Successfully** Completes Track Testing of Kenworth Microturbine — Powered Hybrid Electric Truck. 06 сентября 2017. https://www.capstoneturbine.com/news/press-releases/detail/3556/.
17. **Turbine-Electric Hybrid** Trash Truck Deployed. 2 ноября 2016. https://www.bigmacktrucks.com/topic/47547-wrightspeed-electric-truck-news/.
18. **Кутенев В. Ф., Сонкин В. И.** Анализ тенденций развития электрического привода легковых автомобилей // Труды НАМИ. — 2018. — № 2 (273).
19. **The Future Of Electrified Trucks**, A Discussion With Tesla Cofounder Ian Wright. 5 декабря 2017. https://www.bigmacktrucks.com/topic/47547-wrightspeed-electric-truck-news/
20. **Cobb J.** Wrightspeed's microturbine REV Promises Huge Fuel Savings. 18 февраля 2014. https://gm-volt.com/2014/02/18/wrightspeeds-microturbine-rev-promises-huge-fuel-savings/.
21. **Bennett I. F.** Gas Turbine, Microturbine and Jet Engine Enthusiasts Website. "Microturbines a Potted History and Blog". 2016. http://www.gasturbineworld.co.uk/microturbineguide2.html.
22. **Александров Н.** С заботой об экологии. http://www.trolza.ru/header/zarulem10.pdf
23. **Cobb J.** Wrightspeed Combines Gas Turbine And Batteries For Big Fuel Savings". 18 февраля 2014. https://www.hybridcars.com/wrightspeed-combines-gas-turbine-and-batteries-for-big-fuel-savings/
24. **The Route** is the first commercial application of a range-extended electric refuse truck. 2 ноября 2016. https://www.bigmacktrucks.com/topic/47547-wrightspeed-electric-truck-news/.
25. **Ахундов Э.** Вспомогательный генератор: для чего второе сердце танку? https://istiglal.com/2016/08/29/
26. **Никифоров В.** Легкий танк Т-80 — обзор модификаций. 22.10.2018. https://militaryarms.ru/voennaya-texnika/tanki/t-80/.
27. **Кулагин К.** Танк М1 "Абрамс". http://www.xliby.ru/transport_i_aviacija/tehnika_i_vooruzhenie_2000_03/p2.php.
28. **Kumari A., Sahu M. K., Sanjay R., Choudhary T., Mohapatra A.** Exergy and Emission Analysis of Evaporative Inlet Air-Cooled Gas Turbine Cycle. SAE Paper № 2018-01-1271, 2018.
29. **Saradj E., Geyer T., Jobusch C., Kiessling S., Neefe A.** Noise Characteristics of a Micro Gas Turbine for Use in a Serial Hybrid Concept // SAE Paper № 2014-01-2066, 2014.

Новая производственная линия

АО "Чаньчунь Идун Клатч Ко, Лтд", ООО "Склад торгово-финансовой компании "КАМАЗ" и ООО "Компания по импорту и экспорту Сюйчен Механизация провинции Цзилинь" запустили в Набережных Челнах линию по производству сцеплений для грузовых автомобилей.

В приветственной речи генеральный директор ПАО "КАМАЗ" Сергей Когогин отметил, что новое совместное предприятие — это еще одна возможность для китайских партнеров расширить свое присутствие на территории России и показатель привлекательности "КАМАЗа" для иностранных компаний.

"Для нас очень важен приход китайского бизнеса в производство автокомпонентов на территории РФ. Мы давно убедились в качестве китайской продукции, в ее инновационных решениях. Вы — надежные партнеры, и "КАМАЗ" имеет честь предложить вам сотрудничать", — сказал Сергей Когогин, пожелав удачи в реализации проекта и выразив уверенность в успехе начинания.

В свою очередь директор компании "Идун Клатч" Мен Цинхун подчеркнул, что новое совместное предприятие может достигнуть международного уровня, и уже сейчас полностью удовлетворяет требованиям продукции "КАМАЗа".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 621.436

Л. Л. Мягков, канд. техн. наук, доцент, e-mail: mll-08@mail.ru,
С. М. Сивачев, аспирант, e-mail: stassivachev@yandex.ru, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

ИССЛЕДОВАНИЕ МАЛОЦИКЛОВОЙ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 1

Статья является результатом исследования малоцикловой термомеханической усталости поршня дизеля в условиях двухчастотного нагружения. Рассмотрены различные факторы, влияющие на ресурс поршней дизельных двигателей. Описана методика расчета теплового и напряженно-деформированного состояния поршня для циклов "пуск — номинальный режим — останов" и рабочих циклов двигателя. Приведены результаты расчета высоко- и низкочастотных колебаний температур и напряжений на кромке камеры сгорания. Дается краткий обзор методов оценки долговечности деталей, подверженных термомеханической усталости. Предложен способ учета влияния высокочастотной нагрузки на процесс малоциклового разрушения поршней.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, поршень, малоцикловая усталость, двухчастотное нагружение, пластичность, ползучесть.*

The article reviews different factors affecting durability of diesel engine pistons. The calculation method of piston thermal and stress-strain state for "start — nominal power mode — stop" cycles and engine operating cycles is described. The high and low-frequency variations of temperatures and stresses on combustion bowl rim are given. The review of key techniques for estimation of lifetime of components subject to thermomechanical fatigue is presented. The method for taking into account influence of high-frequency load on low-cycle fatigue failure of pistons is proposed.

Keywords: *diesel engine, piston, low-cycle fatigue, two-frequency loading, plasticity, creep.*

Введение

Поршневые алюминиево-кремнистые сплавы системы Al—Si—Cu—Ni—Mg отличаются высокой износостойкостью и теплопроводностью, низким удельным весом, достаточно небольшим коэффициентом температурного расширения, а также хорошими литейными свойствами и высокой термопрочностью [1, 2]. Благодаря данным свойствам они широко используются для производства поршней двигателей внутреннего сгорания (ДВС) самой различной мощности.

Непрерывное увеличение удельных показателей дизельных двигателей приводит к росту термомеханических нагрузок на детали камеры сгорания (КС): давление в цилиндре превышает сегодня 200 бар [3], а максимальная температура алюминиевого поршня достигает значений 0,8...0,9 от температуры плавления [4]. В связи с этим долговечность силуминов постоянно уменьшается, а потенциал их применения в новых форсированных дизелях становится все более ограниченным. Следовательно, для создания надежных поршней необходимо глубокое изучение процессов их термомеханического усталостного разрушения.

Особенности термомеханической усталости поршней

Спектр нагружения поршня является двухчастотным. Низкочастотные термические нагрузки возникают из-за смены режимов работы двигателя (например, пуск — холостой ход — полная нагрузка — останов), вследствие чего изменяется температурное поле поршня. Высокочастотные нагрузки связаны с протеканием рабочего процесса двигателя: физико-химические превращения рабочего тела и его движение внутри цилиндра вызывают колебания температуры на поверхности поршня, а воздействие давления газов и сил инерции приводит к появлению в нем механических напряжений.

Основной причиной образования термоусталостных трещин на кромке КС являются макротеплосмены (циклы низкой частоты). При тер-

моциклировании поверхности КС на границе зерен первичного кремния начинается процесс микропластического деформирования, причиной которого является существенная разница в коэффициентах теплового расширения алюминия и кремния ($\alpha_{т\ Al}$ = 20...25·10^{-6} °C^{-1}, $\alpha_{т\ Si}$ = 3·10^{-6} °C^{-1}). В результате зерна постепенно отсоединяются от алюминиевой матрицы, тем самым создавая зоны потенциального зарождения трещины [5]. Образовавшаяся на поверхности микротрещина распространяется в глубь детали по другим зонам эвтектики с твердыми и хрупкими частицами кремния [6].

Как отмечается в [4], на процесс зарождения трещины также оказывают влияние микроструктурные дефекты литья, прочность матрицы, размеры первичной фазы, морфология сплава и распределение в нем легирующих элементов.

Влияние высокочастотных механических нагрузок на разрушение поршней до сих пор плохо изучено. Тем не менее за последние 15 лет был опубликован ряд работ по этому вопросу. Например, испытания, проведенные в университете Карлсруэ [7], показывают, что наложение механической нагрузки высокой частоты с деформацией больше 0,02 % увеличивает плотность полос скольжения в сплаве, вследствие чего усталостная трещина начинает распространяться вдоль этих полос, а не по зонам эвтектики.

Еще в меньшей степени понятен эффект от высокочастотного термического нагружения. В статье [8] представлены результаты численных и экспериментальных исследований высокочастотных колебаний температуры на кромке поршня, проведенных инженерами нюрнбергского отделения компании Federal-Mogul. Однако конкретных выводов по данной проблеме авторами сделано не было. Хорошим средством для ее изучения представляется лазерная установка, созданная учеными из Китайской академии наук [9, 10]. К достоинствам такой установки можно отнести высокую мощность лазера, позволяющую быстро нагревать поршень до высоких температур; наличие дифракционных оптических элементов, трансформирующих луч лазера в излучение необходимого профиля; возможность легко программировать временной профиль лазерного импульса на уровне миллисекунд.

Количество циклов до появления трещины и скорость ее роста будут определяться действующими на кромке напряжениями. Многочисленные эксперименты показывают, что они могут превышать предел текучести сплава и со временем релаксировать из-за активизации процессов ползучести, которые сильно влияют на выносливость силуминов, особенно в области больших долговечностей [11]. Таким образом, при расчетах поршней важно учитывать неупругое деформирование материала.

Описание работы

В данной работе представлены результаты моделирования в программном комплексе ANSYS теплового и напряженно-деформированного состояния поршня при воздействии на него высоко- и низкочастотных нагрузок. В качестве объекта исследования был выбран поршень v-образного 8-цилиндрового дизельного двигателя ЯМЗ-658. Основные технические характеристики двигателя приведены в таблице.

Технические характеристики двигателя ЯМЗ-658

Диаметр цилиндра *D*, мм	130
Ход поршня *S*, мм	140
Номинальная мощность Ne, кВт	309
Номинальная частота вращения *n*, мин$^{-1}$	1900
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·час)	195

Расчетная модель

При создании конечно-элементной модели (КЭМ) важно достичь баланса между точностью расчета (приближением к реальной конструкции и реальным условиям работы детали) и временными затратами на его осуществление. Добиться этого можно, подобрав оптимальное сочетание плотности сетки, типа контакта между деталями и количества расчетных шагов.

В данной работе расчетная модель представляет собой одну четвертую часть шатунно-поршневой группы (ШПГ), включающую в себя поршень с нирезистовой вставкой под первое компрессионное кольцо, поршневой палец и верхнюю часть шатуна. Такое уменьшение расчетной области позволяет увеличить число конечных элементов (КЭ) и временных шагов, при этом существенно не исказив характер деформирования поршня.

В отличие от асимметричной КС выпускаемого поршня, выемка в твердотельной модели была выполнена асимметричной, а ее кромка — острой. Эти изменения необходимы для упрощения про-

цесса отладки разрабатываемой методики: на кромке без радиуса скругления будут гарантировано получены вязкопластические деформации и ярко выраженные высокочастотные пульсации температур и напряжений. Очевидно, что при использовании методики для анализа существующей конструкции поршня данные упрощения следует исключить.

Внешние поверхности поршня были разбиты на отдельные зоны для задания на них граничных условий (ГУ): поверхность КС — на 19 зон, жаровой пояс — на 5, уплотнительный — на 8, опорный — на 20 (рис. 1).

Конечно-элементная сетка поршня была сгенерирована из тетраэдрических элементов, при этом средний размер ребра КЭ составил 3 мм, а на кромке КС плотность элементов была увеличена с помощью функции Refinement. Сетка в неанализируемой области (поршневой палец и шатун) была выполнена более грубой. Общее количество элементов составило 85 тыс., а узлов — 130 тыс. (рис. 2).

Чтобы определить положение модели в пространстве, торец шатуна закреплялся во всех направлениях, а на вертикальные плоскости накладывались условия симметрии. Нелинейный контакт Frictional с коэффициентом трения 0,2 был задан между поршнем и поршневым пальцем, в целях упрощения расчета шатун и поршневой палец были соединены с помощью линейного контакта Bonded.

Задание свойств материалов

В базу данных ANSYS Workbench были внесены свойства материала поршня (алюминиево-кремнистого сплава АК12ММгН), упрочняющей вставки (нирезиста), а также поршневого пальца и шатуна (конструкционной стали).

Для алюминиевого сплава задавалось изменение коэффициента температурного расширения, модуля упругости и предела текучести в зависимости от температуры.

Как указывается в [12], для сплавов системы Al-Si-Cu характерно кинематическое упрочнение (КУ), при котором поверхность текучести, не изменяясь в размерах, смещается в направлении нагрузки. Наиболее точно кривую деформирования описывают модели нелинейного КУ. В настоящей работе была использована модель, предложенная Шабошем (Chaboche Nonlinear Kinematic Hardening Model) [13]. В ней приращение добавочных напряжений $\dot{X}$, которое соответствует смещению центра поверхности пластичности, представляется в виде суммы от 1 до 5 кинематических моделей:

$$\dot{X} = \sum_{i=1}^{n} \dot{X}_i;$$

$$\dot{X}_i = \frac{2}{3} C_i \dot{\varepsilon}_p - \gamma_i X_i \dot{p},$$

где n — количество кинематических моделей; C_i и γ_i — константы материла; $\dot{\varepsilon}_p$ — скорость пластической деформации (тензор); $\dot{p}$ — модуль скорости пластической деформации (скалярная величина).

Коэффициенты для этой модели были определены методом наименьших квадратов по экспериментальным кривым циклического деформирования из [12].

Математическое описание явления ползучести базируется на меха-

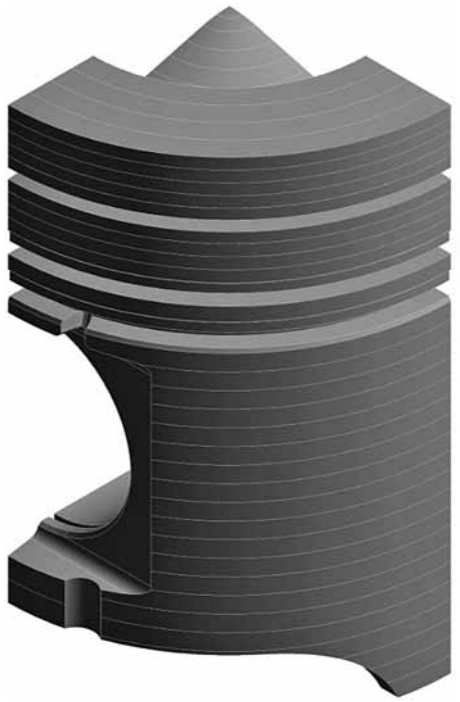


Рис. 1. Твердотельная модель поршня с разбитыми на зоны внешними поверхностями

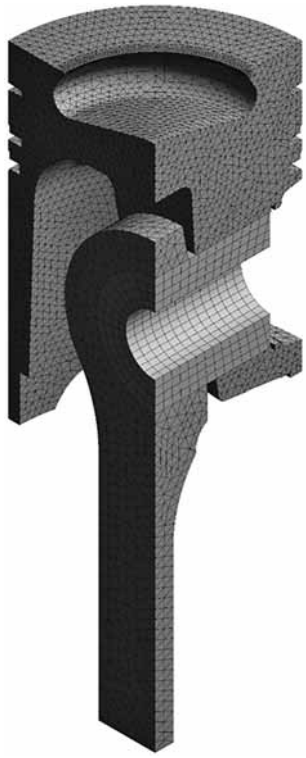


Рис. 2. Конечно-элементная модель ШПГ

нических уравнениях состояния, полученных из экспериментов. Простейшим соотношением, выражающим связь между минимальной скоростью деформации ползучести $\dot{\varepsilon}_{\min}$, приложенными напряжениями σ и абсолютной температурой *T*, является закон Нортона [14]:

$$\dot{\varepsilon}_{\min} = A\sigma^n \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right),$$

где *A* и *n* — константы материала; *Q* — энергия активации ползучести; *R* — универсальная газовая постоянная.

По данным из [15] в диапазоне температур 250...300 °С и напряжений 80...140 МПа в стандартных образцах, изготовленных из сплава АК12М3,5МгН2 способом литья в кокиль, наблюдается дислокационная ползучесть, для которой $n = 5{,}18$ и $Q = 244{,}9$ кДж/моль. Задавшись $\dot{\varepsilon}_{\min}$ и *T*, вычисляется соответствующее значение константы *A*.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Microstructure Evolution** of Al—12Si—CuNiMg Alloy under High Temperature Low Cycle Fatigue / J. Liu, Q. Zhang, Z. Zuo et al. // Materials Science and Engineering: A. — 2013. — Vol. 574. — P. 186—190.
2. **Zhang Q., Zuo Z., Liu J.** High-temperature Low-cycle Fatigue Behavior of a Cast Al—12Si—CuNiMg Alloy // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. — 2013. — Vol. 36, Issue 7. — P. 623—630.
3. **KS Mono-Block Steel Pistons** for Commercial Truck Applications. Официальный сайт Kolbenschmidt Pierburg Group. URL: http://www.kspg.com/fileadmin/media/kspg/Broschueren/Poduktbroschueren/KS_Kolbenschmidt/Kolben_Nkw/ko_pistonsteel_truck_e.pdf (дата обращения: 20.04.18)
4. **Morgenstern R., Kenningley S.** Transient Microstructural Thermomechanical Fatigue and Deformation Characteristics under Superimposed Mechanical and Thermal Loading, in AlSi Based Automotive Diesel Pistons // Light Metals. The Minerals, Metals & Materials Series. — 2013. — P. 397—403.
5. **Microstructure Modification** — Piston Materials for High Stress and Temperature Conditions / S. Reichstein, P. Konrad, S. Kenningley et al. // ATZ Autotechnology. — 2008. — Vol. 8. — P. 42—47.
6. **Caldera M., Massone J. M., Martínez R. A.** Failure Analysis of a Damaged Direct Injection Diesel Engine Piston // Journal of Failure Analysis and Prevention. — 2017. — Vol. 17, Issue 5. — P. 979—988.
7. **Damage Mechanisms** of Cast Al-Si-Mg Alloys under Superimposed Thermal-mechanical Fatigue and High-cycle Fatigue Loading / T. Beck, D. Löhe, J. Luft et al. // Materials Science and Engineering: A. — 2007. — Vol. 468—470. — P. 184—192.
8. **Kenningley S., Morgenstern R.** Thermal and Mechanical Loading in the Combustion Bowl Region of Light Vehicle Diesel AlSiCuNiMg Pistons; Reviewed with Emphasis on Advanced Finite Element Analysis and Instrumented Engine Testing Techniques // SAE Technical Paper. — 2012. — No. 01-1330. — P. 14.
9. **Thermal Fatigue** on Pistons Induced by Shaped High Power Laser. Part I: Experimental Study of Transient Temperature Field and Temperature Oscillation / H.-W. Song, G. Yu, J.-S. Tan et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2008. — Vol. 51. — P. 757—767.
10. **Thermal Fatigue** on Pistons Induced by Shaped High Power Laser. Part II: Design of Spatial Intensity Distribution via Numerical Simulation / H.-W. Song, G. Yu, A. F. H. Kaplan et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2008. — Vol. 51. — P. 768—778.
11. **Myers M. R.** Damage Accumulation During High Temperature Testing of a Squeeze Formed Aluminum Piston Alloy // SAE Technical Paper. — 1990. — No. 900132. — P. 1—8.
12. **Cyclic Behavior** of an Al-Si-Cu Alloy under Thermo-Mechanical Loading / J. Mao, C. Engler-Pinto, X. Su et al. // SAE International Journal of Materials and Manufacturing. — 2014. — Vol. 7, Issue 3. — P. 1—8.
13. **Chaboche J. L.** Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity // International Journal of Plasticity. — 1989. — Vol. 5. — P. 247—302.
14. **Manson S. S., Halford G. R.** Fatigue and Durability of Metals at High Temperatures. — Materials Park, Ohio: ASM International, 2009. — 278 p.
15. **Microstructure, Tensile Properties and Creep Behavior** of Al-12Si-3.5Cu-2Ni-0.8Mg Alloy Produced by Different Casting Technologies / L. Zuo, B. Ye, J. Feng et al. // Journal of Materials Science & Technology. — 2018. — Vol. 34. — P. 1222—1228.
16. **Белов В. П.** Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобильных и тракторных двигателей: дис. ... канд. техн. наук. — М., 1986. — 251 с.
17. **Математическое моделирование** полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндропоршневой группы поршневых двигателей / Н. Д. Чайнов, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков и др. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. — 32 с.
18. **Gocmez T., Awarke A., Pischinger S.** A New Low Cycle Fatigue Criterion for Isothermal and Out-of-Phase Thermomechanical Loading // International Journal of Fatigue. — 2010. — Vol. 32. — P. 769—779.
19. **Skelton R. P.** Energy Criterion for High Temperature Low-cycle Fatigue Failure // Materials Science and Technology. — 1991. — Vol. 7. — P. 427—439.
20. **Beck T., Henne I., Löhe D.** Lifetime of Cast AlSi6Cu4 under Superimposed Thermal—mechanical Fatigue and High-cycle Fatigue Loading // Materials Science and Engineering: A. — 2008. — Vols. 483—484. — P. 382—386.

УДК 629.33

Е. В. Балакина, д-р техн. наук, e-mail: balakina@vstu.ru; fahrgestell2011@yandex.ru,
Д. С. Сарбаев, аспирант, e-mail: sards93@gmail.com, Волгоградский государственный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ЗОН ТРЕНИЯ ПОКОЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА ШИНЫ С ДОРОЖНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Причиной дефектов дорожных покрытий являются процессы износа при трении и процессы образования деформаций и разрушений. Эти процессы связаны с силами и реакциями в контакте шины с дорогой. Пятно контакта по-разному воспринимает внешние силы и по-разному создает реакции, в зависимости от величины и расположения зон с трением покоя и скольжения в пятне контакта.
В данной работе проведены результаты качественного определения взаимного расположения зон трения покоя и скольжения в пятне контакта шины транспортного средства с дорожной одеждой. Разработана экспериментальная методика определение взаимного расположения зон трения покоя и скольжения в пятне контакта шины с твердой опорной поверхностью и реализована на созданной экспериментальной установке. Установлено, что в пятне контакта шины транспортного средства с твердой опорой в режиме торможения колеса зона трения покоя смещается назад относительно направления вектора поступательной скорости колеса, то есть в сторону задней части пятна контакта (в сторону тормозного момента). Установлено, что в пятне контакта шины с твердой опорой в режиме ведущего колеса зона трения покоя смещается вперед относительно направления вектора поступательной скорости колеса, то есть в сторону передней части пятна контакта (в сторону крутящего момента). Установлено, что в пятне контакта шины с твердой опорой в режиме бокового нагружения колеса зона трения покоя смещается в сторону, противоположную боковой силе колеса (сонаправлено вектору боковой реакции колеса).
Качественно установлено, что в продольном направлении зона с трением покоя в пятне контакта шины с твердой опорой смещается всегда в сторону действующего момента. Количественные показатели на данном этапе исследования экспериментально установить не удалось.
Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00011.

Ключевые слова: *дефекты дорожного покрытия, шина транспортного средства, взаимодействие с твердой опорной поверхностью, зоны разного трения в пятне контакта, взаимное расположение, экспериментальные исследования.*

The cause of road covering defects are friction wear processes and the processes of deformations and destruction. These processes are associated with forces and reactions in contact of the tire with the road. The contact patch perceives external forces differently and differently creates reactions, depending on the size and location of zones with static friction and sliding friction in the contact patch.
In this paper, the qualitative determination of the mutual allocation of the rest and sliding friction zones in the contact patch of the elastic wheel with a solid bearing surface is studied. It is established that in the contact patch of the tire with a solid bearing surface in the mode of the braking wheel, the static friction zone is shifted back relative to the direction of the wheel forward speed vector, that is, towards the back of the contact patch (towards the brake moment). It is established that in the contact patch of the tire with solid bearing surface in the mode of the drive wheel the static friction zone is shifted forward relative to the direction translational velocity vector of the wheel, that is, toward the front of the contact patch (towards the torque moment). It is established that in the contact patch of the tire with the solid bearing surface in the lateral loading of the wheel, the static friction zone is shifted to the side opposite to the lateral force of the wheel (towards to the lateral reaction vector of the wheel).
Qualitatively established that in the longitudinal direction the static friction zone in the contact patch of the tire with solid bearing surface is always shifting in the direction of the current moment. Quantitative values could not be established experimentally at this stage of the study.
Keywords: *road covering defects, vehicle tire, interaction with the solid bearing surface, zones of different friction in the contact patch, the mutual location, experimental researches.*

Введение

Одним из наиболее часто встречающихся дефектов дорожных покрытий является колейность. Проблема колейности большая и комплексная. Причины колейности многогранны и требуют исследований по разным направлениям. Эти направления связаны с перечисленными ниже основными про-

цессами, имеющими место при образовании колеи на дорожном покрытии.

1. *Процесс механического изнашивания.* Износ покрытия происходит от работы силы трения в контакте. Работа определяется нормальной нагрузкой колеса и коэффициентом сцепления. При наличии шипов эта работа, несомненно, больше, но там преобладает не трение, а царапание и вырывание материала.

2. *Процесс образования деформаций и разрушений.* Асфальтобетон, как любой материал, имеет предел прочности, предел упругости и предел выносливости. Если нормальная нагрузка от колеса, поделенная на площадь пятна контакта, превышает предел прочности, то покрытие будет продавливаться. Если она превышает предел упругости, то появится остаточная деформация и, как следствие, колея. Даже если нагрузка не превышает предел упругости, но интенсивность движения такова, что материал не успевает восстанавливаться, то тоже останется колея. Кроме того, при большой интенсивности движения может раньше наступить предел выносливости (превышение допустимого числа циклов нагружения) и начнется усталостное выкрашивание материала покрытия.

В зависимости от разных факторов, скорость какого-то из этих процессов может преобладать.

Перечисленные процессы связаны с нормальной нагрузкой колеса на дорогу и с коэффициентом сцепления, поэтому важно правильно определять эти параметры.

Методы расчета коэффициента сцепления при наличии разных факторов сегодня достаточно хорошо изучены [1—16].

Современные динамические воздействия колеса на дорогу при перераспределении нормальных нагрузок при торможении и повороте с учетом конструкций шасси современных транспортных средств, с учетом наличия устройств управления движением (ABS, ESP) приводят к увеличению коэффициента динамичности выше 1,3, который сейчас закладывается при проектировании дорог.

Есть также проблема горизонтально-угловых колебаний прицепов, которые могут стать параметрическими при заданных сочетаниях массово-геометрических характеристик прицепа и груза. Они приводят к боковым напряжениям сдвига материала дорожного покрытия.

Можно считать, что на сегодняшний день исследования по перечисленным направлениям практически отсутствуют.

Пятно контакта шины транспортного средства (ТС) по-разному воспринимает внешние нагрузки и по-разному создает реакции. Это зависит от положения и размеров зон с трением покоя и скольжения в пятне контакта. Теоретические расчеты этих зон проведены [2, 3], но экспериментально не доказаны.

Данная статья посвящена качественному определению наличия и взаимного расположения этих зон при комбинированном нагружении колеса.

О существовании зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорой известно давно [1—16], еще со времен академика Е. А. Чудакова. И ныне нерешенный вопрос взаимного расположения этих зон относительно вектора поступательной скорости колеса представляет интерес, поскольку эти зоны по-разному воспринимают силы и по-разному реализуют реакции.

Как известно, в пятне контакта любого колеса с опорной поверхность есть три реакции: нормальная, продольная и боковая.

Нормальная реакция опорной поверхности, независимо от наличия трения покоя или скольжения, приложена приблизительно в центре пятна контакта, со смещением в продольном направлении (относительно вектора поступательной скорости колеса) вперед или назад в зависимости от режима движения колеса. Эти смещения обусловлены продольным сносом нормальной реакции вследствие гистерезисных потерь в колесе (имеется как у твердого, так и у эластичного колеса при качении); продольным упругим перемещением оси колеса относительно геометрического центра пятна контакта (имеется у эластичного колеса при наличии тянущей или толкающей силы); продольным сносом нормальной реакции из-за упругих угловых деформаций шины (имеется как у твердого, так и у эластичного колеса при наличии крутящего (тормозного) момента).

Продольная реакция опорной поверхности приложена приблизительно в центре пятна контакта со смещением в боковом направлении при наличии боковой силы колеса; при этом одна ее часть реализуется зоной с трением покоя, а другая — зоной с трением скольжения в пятне контакта.

Боковая реакция опорной поверхности (при отсутствии бокового скольжения колеса) реализуется только участком с трением покоя в пятне контакта и приложена к его центру.

Все сказанное выше основано на том, что вектор сил трения покоя противоположен вектору действующих сил, а вектор сил трения скольжения противоположен вектору скорости скольжения. Поэтому зона с трением покоя может воспринимать внешние продольные и поперечные силы и реализовывать продольные и поперечные реакции в опорной плоскости, а зона с трением скольжения может воспринимать только продольные силы и реализовывать продольные реакции.

Качественное определение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта

На созданной в Волгоградском государственном техническом университете экспериментальной установке для исследования явлений в пятне контакта шины с опорной поверхностью проведены оригинальные эксперименты, которые позволили выявить расположение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта. На рис. 1 приведены фотографии установки.

Установка смонтирована на лабораторном столе, рабочая поверхность которого выполнена в виде алюминиевой плиты с Т-образными пазами. Длина рабочей части стола — 1550 мм. Ширина рабочей части стола — 660 мм. Шаг расположения пазов — 70 мм. Глубина пазов — 13 мм. Минимальная ширина паза (в верхней части) — 12 мм. Максимальная ширина паза (в нижней части) — 20 мм. Высота широкой части паза — 8 мм.

Шина 3.50-5 модели B25 2PR имеет давление по паспорту — 0,8 кгс/см^2, нагрузку — 800 Н. Давлении создавалось компрессором ДС 12V 300 psl, рассчитанным на максимальное давление до 3 кгс/см^2, а контролировалось манометром типа МТИ ГОСТ 2405—63. Верхний предел измерений избыточного давления манометра — 1 кгс/см^2. Класс точности манометра 0,6. Допустимая основная погрешность показаний при температуре 20 ± 3 °С для приборов класса точности 0,6 равна ±0,6 % суммы абсолютных значений верхних пределов измерений. Рабочий предел измерений избыточного давления для манометров равен 3/4 верхнего предела измерений при постоянном давлении и 2/3 верхнего предела измерений при переменном давлении измеряемой среды. В нашем случае давление можно считать постоянным. Присоединительная резьба манометра М20 × 1,5. Вес прибора — не более 2 кг.

Усилия контролировались тремя образцовыми переносными динамометрами на сжатие типа ДОС ГОСТ 9500—75 системы Н. Г. Токаря: ДОС-0,1; ДОС-0,3 и ДОС-1 с максимальным измеряемым усилием 100, 300 и 1000 кгс, с ценой деления, соответственно: 0,2; 0,6 и 2 кгс. Один динамометр имеет цену деления 0,2 кгс и массу 1,2 кг; второй — цену деления 0,6 кгс и массу 2,25 кг, третий динамометр имеет цену деления 2 кгс и массу 2 кг.

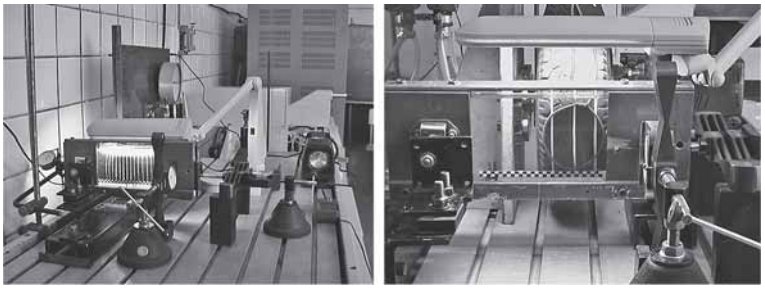
Перемещения контролировались тремя индикаторами часового типа ИЧ-10 ГОСТ 577—68 с пределом измерений 10 мм и ценой деления 0,01 мм. Класс точности 1 с погрешностью измерения 10 мкм в пределах 1 мм на любом участке шкалы и погрешностью 20 мкм в пределах всего предела измерений. Наибольшее измерительное усилие 150 гс.

Модель дороги выполнена из оптически прозрачного материала для возможности регистрации размеров и формы пятна контакта, а также момента начала скольжения в пятне контакта.

Во время измерений фиксировалась температура в помещении. Измерения производились при давлении в шине 0,4...0,8 кгс/см^2 через 0,1 кгс/см^2. Нормальная нагрузка изменялась от 0 до своего максимального значения 800 Н, в некоторых опытах ±20 % максимального значения. Продольная и тангенциальная нагрузка изменялась от нуля до того значения, при котором начналось скольжение в пятне контакта. В опытах к шине прикладывалась имитируемая нагрузка в соответствующем направлении и измерялось перемещение в пятне контакта, вызванное этой нагрузкой. В каждой точке измерения производились 5 раз и за показания принималось среднее. Для повторения опытов нельзя уменьшать и снова увеличивать нагрузку, так как явление гистерезиса влияет на результаты измерения. Таким образом, измерения производились для соответствующих условий опыта по пять раз при изменении нагрузки во всем диапазоне от 0 до максимального значения. При нормальном нагружении материала шины как бы плывет по модели дороги. Для обеспечения возможно меньшего влияния этого явления на результаты измерений требуется очень плавное нагружение (при нормальном и сложных видах нагружения) с такой скоростью, чтобы при прекращении нагружения стрелка динамометра нормальной нагрузки не перемещалась в обратном направлении, а стрелка индикатора нормальных перемещений, соответственно, в прямом направлении. Первые циклы нагружения не принимались во внимание, так как шина как бы обжималась (пробные циклы). После каждого рабочего цикла нагружения давление в шине снижалось до атмосферного на 15 мин, чтобы шина могла восстановить свою первоначальную форму при увеличении давления.

Имитировалось комбинированное нагружение шины 3.50-5.

Было проведено три серии экспериментов. В первых двух сериях шина устанавливалась горизонтально (рис. 2 и 3). При этом в первой серии экспериментов имитировался тормозной режим колеса (колесо — неподвижно, дорога перемещается), а во второй серии имитировал-



а) *б*)

Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки:

а — испытуемое колесо расположено горизонтально; *б* — испытуемое колесо расположено вертикально

ся ведущий режим (колесо вращается, а дорога — неподвижна). В третьей серии экспериментов шина устанавливалась вертикально (рис. 4 и 5) и имитировался режим ее бокового нагружения.

К шине, закрепленной вертикально, прикладывалась нормальная нагрузка в соответствии с разрешенной и максимально допустимой паспортной нагрузкой. Первые циклы нагружения не принимались во внимание, так как шина как бы обжималась (пробные циклы). После нагружения шины нормальной нагрузкой ступенчато прикладывалась нагрузка другого вида. При этом изменения в протекторе фиксировались видеоаппаратурой.

При имитации тормозного режима колесо оставалось неподвижным, а тормозная сила реализовывалась перемещением подвижной опорной поверхности. Деформируясь, следуя за движением опоры, полосы на протекторе показывали изменения в протекторе и свидетельствовали о силах трения в пятне контакта. Нагрузка проходила ступенчато с фиксацией результатов. В процессе нагрузки в пятне контакта случалось проскальзывание, которое можно было заметить по колебаниям стрелки динамометра. Нагружение производилось до полного проскальзывания колеса.

При имитации ведущего режима колеса опорная поверхность была неподвижна, а к колесу прикладывался крутящий момент. Нагружение проходило ступенчато, с фиксацией результатов. В процессе нагрузки в пятне контакта случалось проскальзывание, которое также можно было заметить по колебаниям стрелки динамометра. Нагружение производилось до полного проскальзывания колеса. Анализ этого эксперимента был непростым. Видимые деформации полос на начальном этапе были незначительны, а когда деформация полос становилась заметной, шина уже проворачивалась вследствие достижения предела по сцеплению в пятне контакта. Но используя замедленный просмотр видеоматериалов, удалось выделить момент начала небольших деформаций

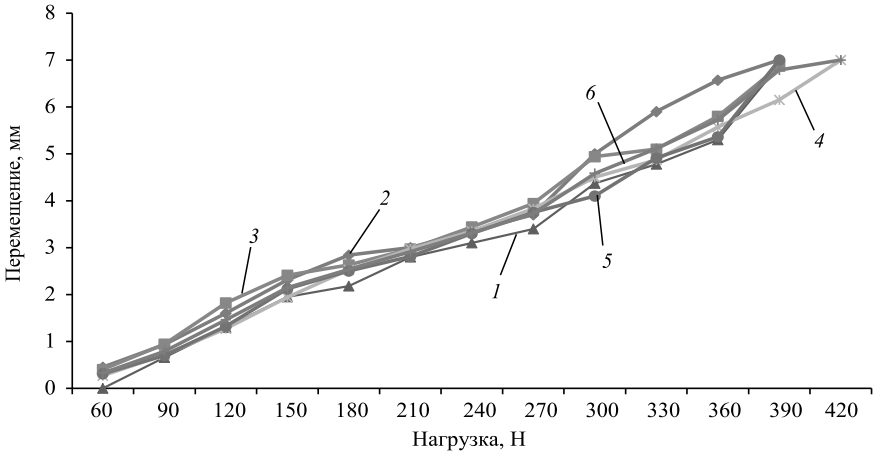


Рис. 2. Нагружение горизонтально расположенной шины нормальной нагрузкой (800 Н) и продольной силой (зависимость боковой деформации от боковой силы):
1—5 — номера замеров; *6* — среднее значение

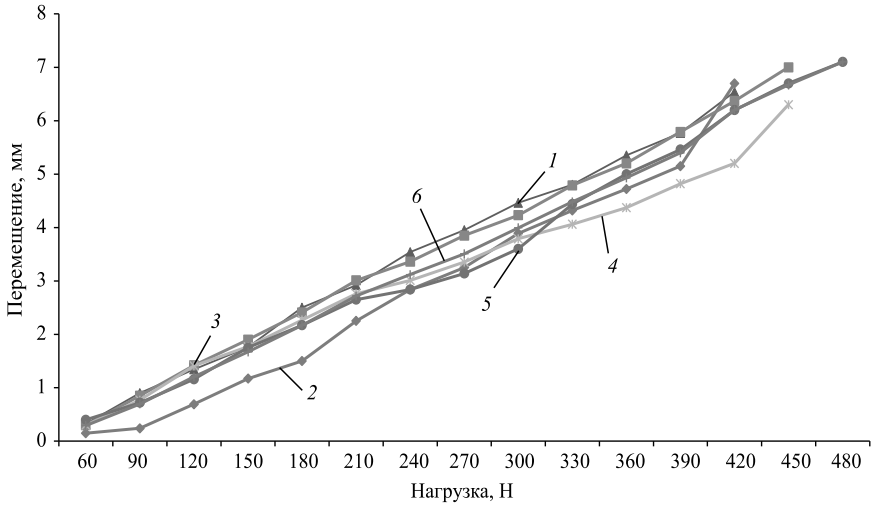


Рис. 3. Нагружение горизонтально расположенной шины нормальной нагрузкой (950 Н) и продольной силой (зависимость боковой деформации от боковой силы):
1—5 — номера замеров; *6* — среднее значение

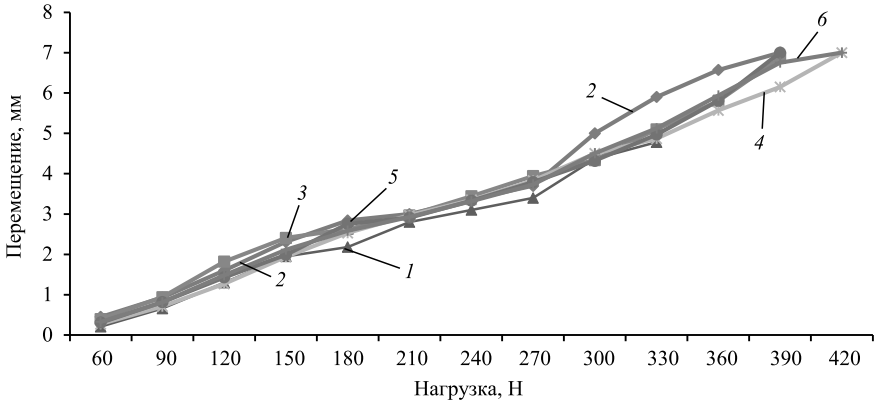


Рис. 4. Нагружение вертикально расположенной шины нормальной нагрузкой (800 Н) и боковой силой (зависимость боковой деформации от боковой силы):
1—5 — номера замеров; *6* — среднее значение

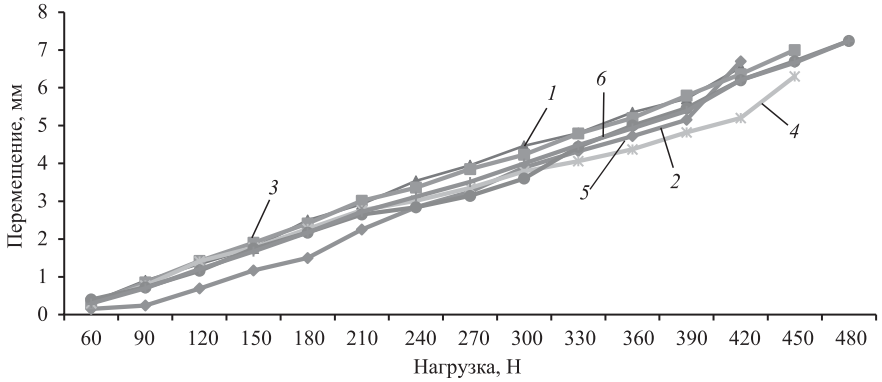


Рис. 5. Нагружение вертикально расположенной шины нормальной нагрузкой (950 Н) и боковой силой (зависимость боковой деформации от боковой силы):
1—5 — номера замеров; *6* — среднее значение

перед самым началом прокручивания колеса. Результаты эксперимента изложены ниже.

Помимо визуальной регистрации зон трения покоя и скольжения в пятне контакта, измерялись деформации шины в соответствующих направлениях при соответствующих величинах действующих сил для контроля схемы нагружения колеса. На рис. 2—5 приведены графики нагружения колеса, которые не противоречат современным представлениям о характере деформаций шины при соответствующих видах нагружения.

Рис. 2 и 3 соответствуют горизонтальному расположению колеса. Рис. 4 и 5 соответствуют вертикальному расположению колеса.

Заключение

После анализа видеозаписей и фотографий стоп-кадров экспериментальных пятен контакта при имитации тормозного режима колеса была сформирована схема, из которой следует вывод: в пятне контакта шины с твердой опорой в режиме торможения колеса зона трения покоя смещается назад относительно направления вектора поступательной скорости колеса, то есть в сторону задней части пятна контакта (в сторону тормозного момента).

После анализа видеозаписей и фотографий стоп-кадров экспериментальных пятен контакта при имитации ведущего режима колеса была сформирована схема, из которой следует вывод: в пятне контакта шины с твердой опорой в режиме ведущего колеса зона трения покоя смещается вперед относительно направления вектора поступательной скорости колеса, то есть в сторону передней части пятна контакта (в сторону крутящего момента).

Анализ видеозаписей и фотографий стоп-кадров экспериментальных пятен контакта при имитации режима бокового нагружения колеса показал: в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорой в режиме бокового нагружения колеса зона трения покоя смещается в сторону, противоположную боковой силе колеса (сонаправлены вектору боковой реакции колеса).

Количественные показатели на данном этапе исследования экспериментально установить не удалось.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Балакина Е. В., Кочетков А. В.** Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием. — М.: Иннновационное машиностроение, 2017. — 292 с.
2. **Балакина Е. В., Зотов Н. М.** Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью // Трение и износ. — 2015. — Т. 36, — № 1. — С. 36—40.
3. **Балакина Е. В.** Расчет геометрического положения и размеров зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью // Трение и износ. — 2017. Т. 38. — № 2. С. 136—143.
4. **Кнороз В. И.** Работа автомобильной шины. — М.: Транспорт, 1976. — 283 с.
5. **Balakina E. V.** Forms of φ_x—s_x-diagrams of an automobile tire. Materials of International Scientific Conference "Balttrib'2017". — Kaunas, 2017. — P. 118—124.
6. **Ivković Ivan** et al. Dynamic friction in the braking, tire-road contact // Materials of International Conference on Traffic and Transport Engineering, Belgrade. — 2014. — P. 420—430.
7. **Khaleghian Seyedmeysam** et al. A technical survey on tire-road friction estimation // Friction. — 2017. — Vol. 5. — No. 2. — P. 123—146.
8. **Minca Cristian**. The determination and analysis of tire contact surface geometric parameters // Review of the Air Force Academy. — 2015. — No. 1. — P. 149—154.
9. **Mohamed El-Nashar.** Vehicle Tire Road Forces. Deutschland, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2010. — 212 p.
10. **Morris de Beer** et al. Tyre — pavement interface contact stresses on flexible pavements — quo vadis? Materials of 8th Conference on asphalt pavements for Southern Africa, June 2012. — 22 p.
11. **Pacejka H. B.** Tire and Vehicle Dynamics. Published by Elsevier Ltd, USA, 2012. — 672 p.
12. **National Highway** Traffic Safety Administration. The Pneumatic Tire, 2006. — 701 p.
13. **Reza N.** Jazar Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer Science + Business Media, LLC, 2008. — 1015 p.
14. **Seyedmeysam Khaleghian** et al. A technical survey on tire-road friction estimation // Friction. — 2017. — Vol. 5. — No. 2. — P. 123—146.
15. **Svendenius Jakob.** Tire Modeling and Friction Estimation. Department of Automatic Control Lund University, Lund, Sweden, 2007. — 194 p.
16. **Woodward David** et al. The static contact patch of some friction measuring devices // Materials of 4th International Safer Roads Conference, Cheltenham, United Kingdom, 2014. — 13 p.

УДК 625.144.5

А. Ю. Быков, аспирант, e-mail: andrei_18bykov@mail.ru,
Н. Г. Гринчар, д-р техн. наук, профессор, e-mail: nggrin@yandex.ru,
ФГБОУВО "Российский университет транспорта" РУТ (МИИТ)

МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ С НАПРЯЖЕННЫМ СОСТОЯНИЕМ ЛОПАСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ПОВЕРХНОСТЬЮ

В статье приведена методика решения задачи с напряженным состоянием лопасти при взаимодействии рабочего органа (подборщика) с очищаемой поверхностью.

Ключевые слова: *лопасть, предел усталости, кривизна, коэффициент подобия, волокно, материал.*

In article, the technique of the solution of a task with tension of the blade in interaction of working body (sorter) with the cleaned surface is given.

Keywords: *blade, fatigue strength, curvature, similarity coefficient, fiber, material.*

Основным видом отказа гибких лопастей является выламывание их в месте выхода из заделки, в связи с чем при расчете рабочего органа (подборщика) основным условием является непревышение напряжений, возникающих в лопасти предела усталости материала лопасти. В связи с наличием большого количества параметров, участвующих при расчете подборщика, считаем нецелесообразным изменение геометрических и кинематических параметров машины с целью обеспечения номинального режима работы лопастей, а поступим следующим образом.

Для конкретной машины принимаем постоянными ω и R, выбираем конкретный режим работы $v_м$ = const, H = const. Далее возможны две постановки задачи.

Задача № 1. Известна конструкция лопасти (канат, многослойная, сплошная) и параметры (E, J, σ_{-1}) лопасти. Рассчитать минимальное количество лопастей при определенном соотношении r/L.

Задача № 2. Конструкция лопасти неизвестна. Дан материал лопасти (предел выносливости σ_{-1}, модуль упругости E). При заданном количестве лопастей z, минимальном выбранном угле резания $\beta_р$ и соотношении r/L определить необходимую жесткость лопасти и подобрать конструкцию.

Решение первой задачи начинается с определения минимально допустимого радиуса кривизны лопасти из условия непревышения возникающих напряжений предела усталости материала лопасти [1]:

$$R_{з.\min} = \frac{Eh}{\sigma_{-1}}, \qquad (1.1)$$

где E — модуль упругости материала лопасти; h — расстояние от нейтральной оси до крайних волокон; σ_{-1} — предел выносливости материала лопасти.

Формула (1.1) справедлива и для многослойной лопасти, состоящей из нескольких элементов, тогда за h принимается расстояние от нейтральной оси до крайних волокон одного элемента.

Задавшись произвольным начальным количеством лопастей z по формуле $b = \frac{v_м}{\omega z}$, определяем подачу на одну лопасть. Для определенного отношения $\eta = r/L$ определяем длину лопасти:

$$L = R/(1 + \eta).$$

По формуле:

$$a_с = R - \sqrt{b^2 + R^2 - 2bR\sin\left(\alpha_р + \arcsin\left(b\cos\alpha_р / R\right)\right)}$$

вычисляем толщину стружки $a_с$.

Задав минимальный угол резания $\beta_{р\ \min}$ по формулам:

$$P_{01} = 121,9 \cdot 0,968^{\beta_P} B_Р a_с k_v \cdot 10^4, \text{ [Н]};$$

$$P_{02} = (1,2 - 0,011\beta_Р) P_{01}, \text{ [Н]};$$

$$P_{ин} = 850 B_P a_c v_л^2, \text{ [Н]};$$

$$P_{тр.3} = \left(\begin{array}{l} v_M H B_P \rho 4\pi^2 \omega \times \\ \times \left(R - 1/3 \sqrt{\frac{v_M}{\omega z} H \tan \beta_P} \right) \end{array} \right) \Big/ Z\left(1/M - 1/\tan \beta_P\right), \text{ [Н]}$$

вычисляем составляющие силы взаимодействия лопасти с материалом P_{01}, P_{02}, $P_{ин}$, $P_{тр.3}$ для ширины резания $B_р$, равной ширине лопасти. Определяем угол между суммарной силой $P_л$ и составляющей P_{02}:

$$\gamma' = \text{arctg} \frac{P_{01} + P_{ин} + P_{тр.3}}{P_{02}}. \qquad (1.2)$$

Необходимо найти положение лопасти и угол γ, чтобы угол $\beta_р$, подсчитанный по формуле

$$\beta_P = 180 - \text{arctg} \frac{x_1 + \gamma}{y_1} - 2 \arcsin k + \gamma,$$

где x_1 и y_1 — координаты концевой точки лопасти; k — эллиптический модуль; γ — угол между силой $P_л$ и осью OX, был равен $\beta_{р\ min}$. При этом должно выполняться условие: $\gamma + Q = \gamma'$, где Q — угол между осью OX и осью, проходящей через центр вращения барабана и точку приложения силы $P_л$.

Одним из методов решения является последовательное уменьшение угла γ (начиная с γ') и увеличение в каждом случае силы $P_л$. Первое положение получаем при угле $\gamma = \gamma'$ и α близком к $\gamma/2$.

Вычисляем угол $\beta_р$, сравниваем $\beta_р$ и $\beta_{р\ min}$. Если $\beta_р \leqslant \beta_{р\ min}$, то считаем, что положение найдено, если же $\beta_р > \beta_{р\ min}$, то вычисляем координаты концевой точки и новое значение угла γ [2]:

$$\gamma = \gamma' - Q,$$

где $Q = \text{arctg} \frac{y_1}{x_1 + r}$; постепенно увеличивая α, проверяем условие $\beta_р \leqslant \beta_{р\ min}$ до тех пор, пока абсцисса концевой точки не станет меньше абсциссы концевой точки при предыдущем значении угла γ. В этом случае вычисляем новое значение угла γ и продолжаем вычисления.

В результате проведения этого расчета находим положение лопасти и силовой коэффициент подобия β, используя который определяем силу $P'_л$:

$$P'_л = \frac{\beta^2 EI}{L^2}.$$

Это сила, которая, будучи направлена под углом γ, приведет лопасть в полученное положение.

Сравнивая $P'_л$ и $P_л$, можно сделать вывод о достаточной или недостаточной жесткости лопасти. Если $P_л < P'_л$, то можно сказать, что данная лопасть при заданном их количестве z может работать в заданных условиях, если же $P_л > P'_л$, то количество лопастей недостаточно. Увеличивая z, добиваемся выполнения условия $P_л < P'_л$. Выполнение этого условия гарантирует, что угол резания $\beta_р$ будет находиться в пределах $\beta_{р\ min}$...90°.

Найдем истинный угол резания, т. е. такое положение лопасти, когда выполняется условие $P_л = P'_л$. Существование точки пересечения графиков функций $P_л = f_1(\beta_р)$ и $P'_л = f_2(\beta_р)$, где $\beta_{р\ min} < \beta_р < 90°$, объясняется граничными условиями. Так, при $\beta_р = \beta_{р\ min}$ выполнено условие $P_л < P'_л$, а при $\beta_р = 90°$, $P_л > P'_л$, так как $P'_л = 0$ (лопасть не деформирована). Найти точку пересечения можно методом половинного деления.

Для найденного положения лопасти определяем радиус кривизны в заделке $R_з$ по формуле $R_з = \frac{L}{2\beta k \cos \varphi_0}$ и сравниваем с минимально допустимым $R_{з\ min}$. Если $R_{з\ min} < R_з$, то условие непревышения возникающих напряжений предела усталости выполнено. Если $R_{з\ min} > R_з$, то лопастей недостаточно, следует увеличить их количество и повторить расчет (вычислить a_c и b, найти точку пересечения $P_л = f_1(\beta_р)$ и $P'_л = f_2(\beta_p)$ и для найденного положения сравнить $R_з$ с $R_{з\ min}$).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Зеленин А. Н.** Основы разрушения грунтов механическими способами. 2-е изд. — М., 1968.
2. **Буковец О. И**. Обоснование параметров режимов работы щеточного ротора для скоростной очистки дорог и аэродромов: Дис. канд. техн. наук, Минск, 1982.

УДК 65.01

А. А. Ременцов, канд. экон. наук, Ассоциация инновационных регионов России
E-mail: Arementsov@yandex.ru

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ ОЦЕНКИ И КЛАССИФИКАЦИИ РИСКОВ ПРОЕКТОВ ГОСУДАРСТВЕННО-ЧАСТНОГО ПАРТНЕРСТВА В ОБЛАСТИ ИНФРАСТРУКТУРЫ АВТОДОРОЖНОГО КОМПЛЕКСА

Рассмотрены основные подходы оценки и классификации в области развития инфраструктуры автодорожного комплекса на принципах государственно-частного партнерства (ГЧП). Проведен анализ существующих методик в мировой и российской практике. Сформирован алгоритм определения эффективности ГЧП в области инфраструктуры автодорожного комплекса. Рассмотрены основные этапы определения эффективности ГЧП проектов с последующей классификацией рисков.

Ключевые слова: *механизм государственно-частного партнерства, классификация рисков ГЧП, транспортная инфраструктура, частный бизнес, риски проекта, методические подходы, финансовая эффективность, финансово-экономическая оценка, чистая приведенная стоимость, автодорожный комплекс.*

Considered approaches to the assessment and classification in the field of development of the infrastructure of the road complex on the principles of public-private partnership (PPP). Performed the analysis of existing methods in the world and Russian practice. Developed generalized algorithm for determining the effectiveness of PPP in the field of the road infrastructure. Main stages of the generalized algorithm for determining the effectiveness of PPP projects with subsequent risk classification were considered.

Keywords: *public-private partnership, PPP risk classification, transport infrastructure, private business, project risks, methodological approaches, financial efficiency, financial and economic assessment, net present value, road complex infrastructure.*

В настоящее время в Российской Федерации неуклонно возрастает необходимость обновления изношенной транспортной инфраструктуры, совокупная потребность в инвестициях которой приближается к 30 трлн руб. Реализация столь масштабных задач исключительно за счет бюджетных средств практически невозможна. Наиболее перспективным, а иногда и единственно возможным механизмом привлечения инвестиций в объекты публичной инфраструктуры является ГЧП.

Институт ГЧП открывает новые возможности для всех: государство в условиях дефицита бюджетных средств получает помощь в решении задачи по комплексной модернизации страны, притоку инвестиций, появлению новых рабочих мест, повышению качества жизни людей; бизнес — новые проекты с понятной нормой доходности и перспективами развития; финансовые институты — диверсификацию инвестиционных портфелей и качественные долговые активы с долгосрочными государственными гарантиями; население — доступ к современной и комфортной среде и транспортным услугам.

Основной проблемой института ГЧП в России можно считать ограниченное число инвесторов и отсутствие на рынке российских проектов ГЧП специализированных частных инфраструктурных фондов, что формирует консервативное отношение инвесторов к инфраструктурному риску.

В то же время в стране еще не сложилась наработанная практика реализации проектов ГЧП в области инфраструктуры автодорожного комплекса, отсутствует единая госполитика в области ГЧП, не существует адекватной законодательной базы, что только повышает риски инвесторов и делает финансирование проектов ГЧП значительно дороже.

Следует отметить, что до настоящего времени не существует единой методики, по которой можно оценить эффективность проектов ГЧП. На практике используют схожие алгоритмы реализации данных проектов как в России, так и за рубежом. Однако проведение оценки эффективности крайне

важно на этапе проектирования и прогнозирования, поскольку это позволяет избежать ненужных финансовых затрат на последующих этапах реализации проекта. Оценка проводится традиционно по существующим экономическим показателям, которые одинаково используются и для инвестиционных проектов, и для проектов государственно-частного партнерства.

В государствах, имеющих значительный опыт в сфере ГЧП (Великобритания, США, Канада, Франция, Германия), для оценки эффективности применения механизмов ГЧП используется концепция "Value for Money", позволяющая определить, стоит ли ценность, качество, полезность услуги или товара затраченных на них денежных и имущественных государственных (муниципальных) ресурсов, и демонстрирующая уровень соответствия "отдачи на вложенные средства" и "цены и качества".

В Российской Федерации принятая методика оценки эффективности проектов ГЧП распространяется на проекты, действующие в соответствии с положениями Федерального закона от 13.07.2015 № 224-ФЗ "О государственно-частном партнерстве, муниципально-частном партнерстве в Российской Федерации и внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" (далее — Закон о ГЧП). В соответствии с ч. 2 ст. 2 Закона о ГЧП, концессия прямо выведена из-под регулирования Закона о ГЧП. Таким образом, у инвестора есть возможность выбора правового поля: заключать соглашение о ГЧП или концессионное соглашение.

В целом процедура заключения соглашения о ГЧП схожа с процедурой заключения концессионных соглашений и договоров государственного заказа: разрабатывается конкурсная документация, проводится конкурс (включая, предварительный отбор и непосредственное определение победителя), победитель выбирается в соответствии со строго установленными критериями.

Среди особенностей следует выделить наличие дополнительного этапа рассмотрения и принятия решения о реализации проекта ГЧП, а также оценку финансовой и социально-экономической эффективности. Немаловажным инструментом является использование механизма государственного заказа по дисконтируемым затратам и рискам.

Оценка проводится уполномоченными органами (на федеральном уровне этим органом является Минэкономразвития России).

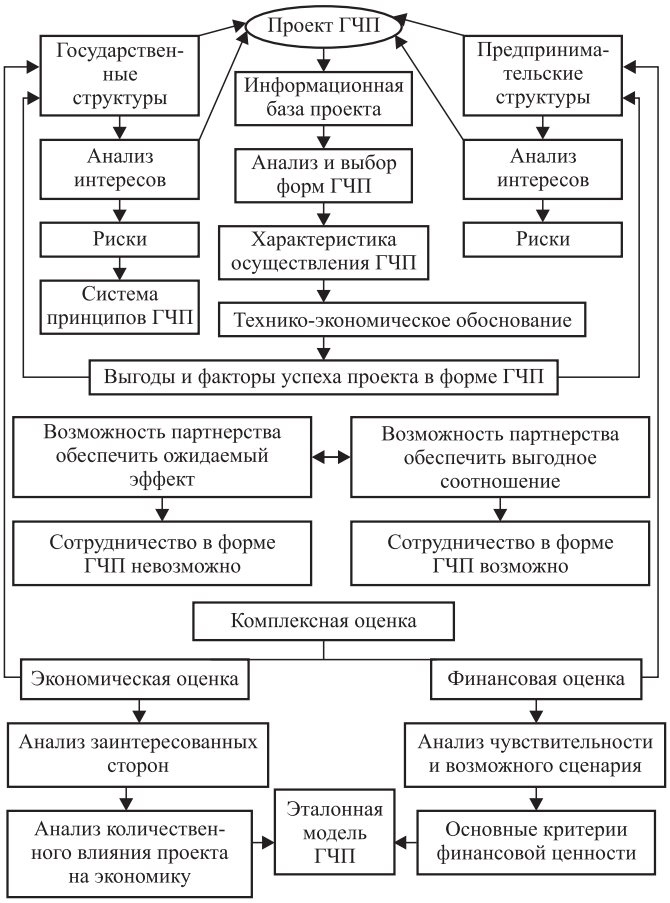
Обобщенный алгоритм определения эффективности ГЧП в области инфраструктуры автодорожного комплекса представлен на рисунке.

Данный обобщенный алгоритм позволяет осуществить укрупненный анализ эффективности ГЧП в сфере автодорожного комплекса и включает в себя несколько этапов.

На начальном этапе проводится сбор данных, характеризующих необходимость осуществления данного проекта, определяются цели, задачи, предполагаемые результаты и способы реализации. Также конкретизируется информация об участниках проекта, определяются основные условия взаимодействия, фиксируются их права и обязанности.

На следующем этапе разрабатывается технико-экономическое обоснование проекта ГЧП в области инфраструктуры наземного транспорта. При этом необходимо ввести ряд ограничений и допущений:

— планируемые результаты ГЧП в области инфраструктуры автодорожного комплекса должны быть измеряемыми на всех стадиях выполнения проекта;



Алгоритм оценки эффективности проектов государственно-частного партнерства

— технические условия, заложенные в проект, не должны изменяться;

— обязательность позитивного эффекта для общества;

— наличие индикаторов социального эффекта.

Следует отметить обязательность оценки технико-экономического обоснования проекта ГЧП в сфере инфраструктуры автодорожного комплекса экспертным сообществом по ряду составляющих факторов, таких как общественная, бюджетная и коммерческая эффективность.

Оценка социально-экономического эффекта проекта проводится посредством:

— определения соответствующих проекту госпрограмм;

— установления качественного соответствия целей, задач и предмета проекта целевым задачам и предмету госпрограмм;

— выбора целевых показателей (индикаторов) госпрограмм, соответствующих целям, задачам и предмету проекта.

Проект признается социально-экономически эффективным, если:

— целям и задачам проекта соответствует не менее одной целевой задачи госпрограмм;

— показатели проекта соответствуют не менее двум целевым показателям документов программ.

На заключительном этапе проводится финансово-экономическая оценка проекта ГЧП с учетом различных рисков. Цель оценки финансовой эффективности — определить коммерческую целесообразность проекта (окупаемость). Проект признается соответствующим критерию финансовой эффективности, если $NPV_{pp} \geqslant 0$ (NPV — Net Present Value, чистая приведенная стоимость).

Также при оценке эффективности проекта необходимо провести построение денежных потоков: денежный поток по проекту: денежный поток от операционной, инвестиционной и финансовой деятельности; денежный поток для органов государственного и муниципального управления; денежный поток для частных инвесторов; взаимосвязь денежных потоков, денежный поток для частных инвесторов в ситуации "без поддержки"; денежный поток для органов государственного и муниципального управления в ситуации "без поддержки"; изменение денежных потоков проекта при переходе от коммерческой к общественной эффективности.

Заключительным этапом является оценка рисков с последующей классификацией:

— риски по проекту (вероятность наступления рисковых событий) оцениваются применительно к проекту и не зависят от выбранной формы его реализации;

— при сравнительной оценке рисков значение имеет только распределение рисков между сторонами; в закупках все выявленные риски несет государство;

— риски оцениваются по основным укрупненным группам; группы рисков и присвоенные им вероятности (диапазоны) предлагается закрепить нормативно;

— главный принцип оценки рисков — чем более объективным (менее управляемым и предсказуемым) является рисковое событие, тем выше применяемая вероятность риска;

— диапазоны вероятностей присваиваются укрупненным группам в соответствии с вышеуказанным принципом.

В заключение можно отметить, что универсальную схему распределения и минимизации рисков в рамках проектов ГЧП определить невозможно, так как каждый проект имеет свои особенности, но, несомненно, главным условием остается обеспечение взаимной дополнительной поддержки, чтобы гарантировать выгоду от реализации проекта для обеих сторон. Пути решения обозначенных проблем лежат в совершенствовании нормативно-правовой базы не только в сфере ГЧП, но и строительного, земельного, налогового законодательства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Джеффри Делмон.** Государственно-частное партнерство в инфраструктуре, практическое руководство для органов гос. власти. — Л.: 2013. — 79 с.
2. **Меркулов С. А.** Автомобильная дорога как имущественный комплекс // Автомобильные дороги. — 2008. — № 1 (914) январь. — 116 с.
3. **Сильвестров С. Н.** Партнерство государства и частного сектора // Экономика России — XXI век. — 2005. — № 18.
4. **Ременцов А. А.** Развитие транспортной инфраструктуры Российской Федерации на принципах государственно-частного партнерства // Автотранспортное предприятие. — 2015. — № 9. — С. 30—33.
5. **http://www.pppcenter.ru** — Центр развития государственно-частного партнерства.
6. **http://www.ppp-russia.ru** — Информационный портал по ГЧП.
7. **http://www.pppcouncil.ca/resources/about-ppp/models.html** — модели ГЧП в Канаде.
8. **http://www.ncppp.org** — Национальный совет по ГЧП, США.
9. **https://investinfra.ru** — Частная концессионная инициатива обеспечивает новый подход к созданию транспортной инфраструктуры в России.

УДК 656.13

В. В. Терентьев, канд. техн. наук, доцент, e-mail: vvt62ryazan@yandex.ru,
К. П. Андреев, канд. техн. наук, доцент, e-mail: kosta066@yandex.ru,
А. С. Астраханцева, студент, e-mail: littlee.fairy@gmail.com,
Н. В. Аникин, канд. техн. наук, доцент, e-mail: anikin81@yandex.ru,
А. В. Шемякин, д-р техн. наук, доцент, e-mail: shem.alex62@yandex.ru,
ФГБОУ ВО "Рязанский государственный агротехнологический университет имени П. А. Костычева", г. Рязань

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ДОСТУПНОСТИ ГОРОДОВ. ЧАСТЬ 1

Решение транспортных проблем в городах РФ возможно путем внедрения адаптированного управления светофорными объектами, позволяющего осуществлять регулировку движения с учетом сложившейся в конкретный момент времени транспортной ситуации. Снижение транспортных издержек и улучшение экологической ситуации также возможно при использовании интеллектуальных систем на транспорте, внедрение которых позволит оптимизировать процесс движения автомобилей, повысить пропускную способность дорог и улучшить транспортную доступность городов. Внедрение предлагаемых организационно-технических мероприятий в систему управления дорожным движением позволит снизить транспортные издержки при осуществлении грузовых и пассажирских автомобильных перевозок, снизить аварийность на транспорте и уменьшить экологическую нагрузку на окружающую среду.

Ключевые слова: *интеллектуальная система, автомобильный транспорт, безопасность движения, ГЛОНАСС.*

The solution of transport problems in the cities of the Russian Federation is possible due to the implementation of adapted control of traffic light objects, which allows traffic control to be taken into account in the current traffic situation. Reducing transport costs and improving the environmental situation is also possible with the use of intelligent transport systems, the introduction of which will optimize the process of driving cars, increase the capacity of roads, and improve the transport accessibility of cities. The implementation of the proposed organizational and technical measures in the traffic management system will reduce transport costs in the implementation of freight and passenger road transport, reduce traffic accidents and reduce the environmental burden on the environment.

Keywords: *intelligent system, road transport, traffic safety, GLONASS.*

Постоянный рост количества автотранспортных средств при неизменном состоянии дорожной инфраструктуры является основной причиной увеличения продолжительности транспортных корреспонденций в крупных промышленных городах. Резкое увеличение численности подвижного состава на улицах городов обусловлено рядом причин.

Во-первых, в настоящее время наблюдается существенный рост на автомобильном рынке сегмента бюджетных моделей автомобилей, приобретение которых доступно населению со средним материальным достатком. Во-вторых, в крупных городах нередки случаи, когда в центральной части в местах расположения одноэтажных домов частного сектора строятся новые многоэтажные городские массивы, что приводит к постепенному значительному увеличению транспортных средств в этом микрорайоне при неизменном состоянии сети транспортных магистралей. В качестве третьего фактора, влияющего на повышение показателей загруженности улиц автомобильным транспортом, можно отнести рост потребительского кредитования, направленного на стимулирование продаж новых автомобилей путем предоставления льготных процентных ставок или частичного

снижения стоимости машин при их приобретении в рассрочку [1—3].

Все вышеперечисленные обстоятельства в совокупности с нежеланием городских властей обращать внимание на ухудшение транспортной доступности привело к тому, что в настоящий момент ежедневно в утренние и вечерние пиковые периоды трудовых миграций населения скорость движения транспортного потока на центральных улицах снижается до 10—15 км/ч, а зачастую и вообще к длительным простоям автомобилей на одном месте. Следовательно, существует объективная необходимость в разработке комплекса организационно-технических мероприятий, направленных на повышение транспортной доступности городов [4, 5].

Очевидно, что внести существенные изменения в архитектурный ансамбль городов, особенно в центральной части, представляется трудновыполнимой задачей, которая связана с колоссальными материальными и временными затратами. Учитывая данные обстоятельства, городским властям остается только ограничивать количество транспорта путем введения различных запретительных мер. В качестве примера можно привести запрет на въезд в города грузовых автомобилей повышенной грузоподъемности, что, несомненно, сказалось на загруженности дорог, но следует отметить, что водители транзитных автомобилей и до ограничений не стремились заезжать на узкие городские улицы.

Данная мера не распространяется на грузовые автомобили, занятые доставкой грузов на строительные объекты города, или автомобили крупных торговых сетей, что в принципе резко снижает ее эффективность. Негативным фактором, снижающим пропускную способность дорог, является хаотичная парковка легковых автомобилей на центральных улицах городов, которая приводит к уменьшению ширины проезжей части и нередко улица с двумя полосами движения в каждом направлении по факту является однополосной. Неконтролируемый рост количества коммерческих перевозчиков на городских пассажирских маршрутах, обслуживающих в основном центральные районы, также отрицательно сказывается на транспортной ситуации в городах. В современных условиях постоянного развития городских агломераций необходимо создавать условия для решения транспортных проблем с помощью современных технических средств с учетом экономической, социальной и экологической результативности [6—8].

Наибольшие потери времени в населенных пунктах происходят на регулируемых пересечениях, на которых в утренние и вечерние часы нередко наблюдаются заторовые ситуации. Стремление недисциплинированных водителей быстрее проехать перекресток, нарушая линии разметки, способствует росту числа конфликтных ситуаций.

Причинами дорожно-транспортных происшествий, как правило, являются ошибки водителей в прогнозировании дорожной обстановки и "поведения" транспортного средства в сложившейся ситуации. Увеличение длительности поездок негативно отражается на социальной составляющей городской жизни и является проблемой огромной экономической и экологической значимости. Следовательно, решение задач по уменьшению транспортных издержек позволит в значительной степени улучшить экономическую эффективность использования автомобильного транспорта в городских условиях и снизить экологический вред, наносимый здоровью людей и окружающей среде.

Для оптимизации движения транспортных средств на пересечениях дорог во многих городах разработаны и внедрены системы управления движением, в основе которых лежит автоматическое регулирование транспортного процесса с помощью светофоров. Следует отметить, что в настоящий момент данные системы не позволяют в полной мере справиться с постоянным ростом числа автомобилей на улицах городов. Для выхода из сложившейся ситуации можно предложить ряд способов:

— разработка новой планировочной схемы улично-дорожной сети городов;

— установление запретительных мер, ограничивающих движение определенных категорий автомобильного транспорта в определенный период времени через наиболее загруженные участки улично-дорожной сети городов, а также запрещающие парковку, например, на улицах с интенсивным движением городского пассажирского транспорта;

— создание оптимальной, отвечающей современным требованиям системы управления дорожным движением [9, 10].

Как уже отмечалось выше, разработка новой планировочной схемы улиц практически неосуществимая задача, так как даже самые незначительные изменения, касающиеся, например, расширения проезжей части, требуют, во-первых, получения огромного числа разрешительных документов, а, во-вторых, даже если разрешение будет получено, привлечения значительных мате-

риальных ресурсов, которых у муниципалитетов просто нет. Кроме того, проведение строительных работ на центральных транспортных артериях городов только ухудшит и без того сложную транспортную ситуацию.

Введение ограничительных мер на движение транспорта позволит снизить транспортную нагрузку на центральные участки улично-дорожной сети, но, на наш взгляд, приведет к тому, что перенаправленный транспортный поток создаст заторовые ситуации на других участках улично-дорожной сети до этого считавшихся относительно благополучными и не требующими регулирования [11, 12].

Разработка оптимальной системы управления дорожным движением обеспечит возможность эффективного регулирования автомобильного движения в городских условиях в режиме онлайн с учетом реальной ситуации на конкретном участке.

С целью снижения транспортных издержек и улучшения экологической ситуации необходимо применение интеллектуальных транспортных систем (ИТС), внедрение которых обеспечит оптимизировать процесс движения автомобилей, повысить пропускную способность дорог и улучшить транспортную доступность городов. Использование данных систем расширит возможности для интеллектуального взаимодействия с единичными автомобилями и с автомобильным потоком в целом [13].

С помощью информационно-коммуникативных технологий, например, решаются задачи:

— повышения мобильности людей и контроля перевозок пассажиров и товаров (путем сбора, передачи, обработки и получения информации о процессе движения);

— организации обратной связи в глобальных транспортных системах (базирующейся на количественной оценке результатов практических наблюдений за транспортными потоками);

— контроля качества транспортных услуг (характеризующегося такими показателями эффективности, как потребление энергии, безопасность, экономичность и экологичность) [14, 15].

Интеллектуальная транспортная система — это система, позволяющая путем интеграции информационных и коммуникационных технологий в транспортную инфраструктуру, обеспечивать реализацию максимально эффективных сценариев управления транспортно-дорожным комплексом региона, конкретным транспортным средством или группой транспортных средств с целью обеспечения заданной мобильности населения, максимизации показателей использования дорожной сети, повышения безопасности и эффективности транспортного процесса, комфортности для водителей и пользователей транспорта [16]. Использование ИТС на транспорте позволит обеспечить своевременное информирование водителя о существующей на данный момент дорожной ситуации на конкретном участке путем взаимодействия сервисов управления с объектами инфраструктуры города.

Водители, своевременно получившие объективные сведения, смогут проанализировать создавшиеся условия движения и при необходимости оперативно внести изменения в режим управления автомобилем, что позволит избежать дальнейшего ухудшения транспортной ситуации. ИТС также могут быть полезны пассажирам общественного транспорта, предоставляя весь диапазон сведений о движении подвижного состава на маршруте с помощью мобильных устройств или информационных табло на остановках. Получение необходимых сведений о состоянии транспортной ситуации в режиме реального времени позволит снизить потери времени на поездку в городском транспорте, так как жители могут, даже не выходя из дома, спланировать оптимальный маршрут передвижения. Схема информационных потоков в ИТС представлена на рисунке.

Схема информационных потоков в интеллектуальной системе управления транспортом

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Агуреев И. Е., Пышный В. А.** Моделирование загрузки улично-дорожной сети, г. Тула // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2013. — № 6. — С. 127—129.
2. **Агуреев И. Е., Митюгин В. А., Пышный В. А.** Подготовка и обработка исходных данных для математического моделирования автомобильных транспортных систем // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2014. — № 6. — С. 119—127.
3. **Андреев К. П., Терентьев В. В.** Моделирование загрузки транспортной сети // Бюллетень транспортной информации. — 2017. — № 9 (267). — С. 21—23.
4. **Андреев К. П., Терентьев В. В.** Разработка мероприятий по оптимизации городской маршрутной сети // Научное обозрение. — 2017. — № 17. — С. 21—25.
5. **Андреев К. П.** Совершенствование транспортного обслуживания населения // Транспортное дело России. — 2017. — № 3. — С. 7—9.
6. **Byshov N., Simdiankin A., Uspensky I.** Method of Traffic Safety Enhancement with Use of RFID Technologies and its Implementation Original Research Article // Transportation Research Procedia. — 2017. — Vol. 20. — P. 107—111.
7. **Навигация** транспорта с использованием RFID-технологии / Н. В. Бышов, А. А. Симдянкин, И. А. Успенский, А. Х. Мусли // Организация и безопасность дорожного движения: Материалы X Международной науч.-практ. конф. — Тюмень, 2017. — С. 17—23.
8. **Дорохин С. В., Терентьев В. В., Андреев К. П.** Безопасность на дорогах: проблемы и решения // Мир транспорта и технологических машин. — 2017. — № 2 (57). — С. 67—73.
9. **Обследование** городской транспортной сети с применением измерительного комплекса / А. С. Евтеева, К. П. Андреев, А. В. Шемякин, В. В. Терентьев // Транспортное дело России. — 2018. — № 1. — С. 132—134.
10. **Пышный В. А.** Разработка и использование методики прогнозирования эффективности функционирования автомобильной транспортной системы // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2015. — № 5-1. — С. 23—30.
11. **Пышный В. А.** Моделирование загрузки транспортной сети // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2012. — № 2. — С. 457—473.
12. **Терентьев В. В.** Внедрение интеллектуальных систем на автомобильном транспорте // Надежность и качество сложных систем. — 2018. — № 1 (21). — С. 117—122.
13. **Терентьев В. В.** Улучшение транспортного обслуживания населения города // Транспортное дело России. — 2017. — № 4. — С. 91—93
14. **Дорохин С. В.** К вопросу повышения эффективности средств организации дорожного движения // Проблемы обеспечения безопасности при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций — Курск: ФГБОУ ВО ЮЗГУ, 2014. — С. 180—83.
15. **Дорохин С. В.** Разработка рекомендаций по повышению эффективности средств организации дорожного движения на автомобильных дорогах // Министерство образования и науки Рос. Федерации, Фед. гос. бюджет, образоват. учреждение высш. проф. образования "Воронеж, гос. лесотехн. акад." — Воронеж, 2014. — 17 с.
16. **ГОСТ Р 56829—2015.** Интеллектуальные транспортные системы. Термины и определения.
17. **Андреев К. П., Терентьев В. В.** Внедрение в сфере пассажирских перевозок навигационных систем мониторинга // Бюллетень транспортной информации. — 2017. — № 6 (64). — С. 27—29.
18. **Терентьев В. В.** Безопасность автомобильных перевозок: проблемы и решения // Надежность и качество сложных систем. — 2017. — № 2 (18). — С. 90—94.
19. **Кулев А. В., Новиков А. Н., Катунин А. А.** Перспективы применения интеллектуальных транспортных систем (ИТС) на городском общественном транспорте // Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса: Материалы 3-й Международной научно-практической конференции / Под общ. ред. А. Н. Новикова. — Орел: ФГБОУ ВПО "Госуниверситет — УНПК", 2013. — С. 292—295.
20. **Применение** интеллектуальных транспортных систем (ИТС) для повышения эффективности функционирования городского общественного транспорта / А. Н. Новиков, А. Л. Севостьянов, А. А. Катунин, А. В. Кулев // Мир транспорта и технологических машин. — 2013. — № 1 (40). — С. 85—90.
21. **Сравнение систем** определения местоположения и их применение в интеллектуальных транспортных системах / А. Н. Новиков, А. А. Катунин, А. В. Кулев, М. В. Пешехонов // Мир транспорта и технологических машин. — 2013. — № 2 (41). — С. 109—113.
22. **Агуреев И. Е., Кретов А. Ю., Мацур И. Ю.** Исследование алгоритмов светофорного регулирования перекрестка при различных параметрах транспортного потока // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2013. — № 7-2. — С. 54—61.
23. **Разработка** проекта организации дорожного движения / А. В. Шемякин, К. П. Андреев, В. В. Терентьев, Д. С. Рябчиков, А. В. Марусин // Вестник гражданских инженеров. — 2018. — № 2. — С. 254—257.

УДК 629.1-4

В. С. Антипенко, д-р техн. наук, Московский государственный университет транспорта, РУТ (МИИТ), **К. В. Галкин,** аспирант, Московский политехнический университет
E-mail: antipenkovs7@mail.ru

УПРАВЛЕНИЕ ЗАПАСАМИ СО СЛУЧАЙНЫМИ СПРОСОМ И ВРЕМЕНЕМ ЗАДЕРЖКИ КАК ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД В ЛОГИСТИКЕ

Рассматривается решение логистической задачи управления запасами со случайным временем задержки и случайным спросом, приводятся конкретные примеры для автомобилей.

Ключевые слова: *адаптивные алгоритмы, уровни запасов инструментов, формулы, стохастический критерий.*

The solution of the logistics problem of inventory management with random delay time and random demand is considered, specific for avtomobils examples are given.

Keywords: *adaptive algorithms, stock rates of tools, formulas, stochastic criterion.*

На предприятиях машиностроения, за годы работы нередко накапливаются излишние запасы ресурсов, как исходных материальных ресурсов, так и готовой продукции, которые пролеживают на складах, морально и физически устаревают, теряя свою стоимость, и фактически замораживают вложенные в них средства.

Возникает цель работы: повышение эффективности систем управления запасами запасных частей для машин специального назначения, путем построения моделей, их алгоритмизации и оптимизации [1, 3, 5].

Спрос обычно носит случайный характер, а заявки выполняются со случайным временем задержки. Функции распределения спроса и времени задержки априори произвольны и неизвестны и зачастую не унимодальные. В этих условиях естественно воспользоваться современными методами информационных технологий, в частности, алгоритмами идентификации.

Пусть система управления запасами характеризуется функцией затрат Z на хранение запаса, доставку, дефицит и т. п. Управление запасами осуществляется путем выбора стратегии управлении. Одной из достаточно эффективных и гибких (s, S) — стратегия, согласно которой заказ величиной $S—y$ формируется по снижению уровня запаса у ниже уровня s, $s < S$. Для случайного спроса и нулевой задержки $Z = Z(y\ (s, S, x))$, где согласно Ю. И. Рыжикову "Управление запасами" $y(s, S, x)$ — текущий уровень запаса, x — случайный спрос, s, S — уровни в (s, S)-стратегии. Тогда критерием оптимальности системы J служит некоторая усредненная функция от затрат Z:

$$J(s, S) = M_x\{F[y(s, S, x))]\} \to \min s, S. \qquad (1)$$

Применяя к (1) один из методов информационных технологий — метод стохастической аппроксимации, получаем самосогласованную систему адаптивных алгоритмов:

$$\begin{gathered} S[p+1] = S[p] = \\ = \gamma_\alpha\left(S[p+1]\right) f_S \nabla_s F\left(Z\left(y\left(s[p],\ S[p],\ x[p+1]\right)\right)\right), \\ s[p+1] = s[p] - \\ -\gamma_\alpha\left(s[p+1]\right) f_s \nabla_s F\left(Z\left(y\left(s[p],\ S[p],\ x[p+1]\right)\right)\right), \end{gathered} \qquad (2)$$

$$f_S = \begin{cases} 1, & S > s + a \\ 0, & S \leqslant s + a \end{cases}; \quad f_s = \begin{cases} 1, & S > s + a \\ 0, & S \leqslant s + a \end{cases}, \qquad (3)$$

где $\nabla\alpha$ — градиент по α; $\gamma_\alpha[p + 1]$ — коэффициенты; f_s, f_S — функции, учитывающие ограничения на s и S.

Предполагается, что функции F и Z — дифференцируемые (о производной $\partial y/\partial s$ см. пример), в противном случае можно применить поисковые алгоритмы [2]. Достаточные условия сходимости (2) приведены в многочисленных монографиях по методам стохастической аппроксимации, в том числе и в [2].

Достаточный критерий сходимости дискретных алгоритмов обучения к цели обучения, представляющей собой локальный минимум или нижнюю грань функционала и формулируется следующим образом в обозначениях работы [2]:

Дискретный алгоритм обучения сходится почти наверное, если:

а)

$$M_x\left\{\nabla_c^T Q(x, c) \nabla_c Q(x, c)\right\} \leqslant d\left(a + \|c\|^2\right), \qquad (4)$$
$$\alpha = 0 \text{ или } 1;$$

где $\nabla_c^T Q(x, c)$ — транспонированная матрица.

б) элементы диагональной матрицы $\gamma_v[n]$ коэффициентов таковы, что:

$$\left.\begin{aligned} &0 < \gamma_v[n] \leqslant \gamma_0(\alpha, \beta), \\ &\sum_{n=1}^{\infty} \gamma_v[n] = \infty, \\ &(\alpha + \beta) \sum_{n=1}^{\infty} \gamma_v^2[n] < \infty, \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

где $\beta = 1$, если случайный градиент $\nabla_c Q(x, c)$ измеряется с помехами ограниченной дисперсии и нулевым средним, и $\beta = 0$, если помех нет.

Смысл этих условий сходимости весьма прост. Требование "а" налагает ограничения на порядок роста функционала, а значит, и градиента, а именно градиент $\nabla J(c)$ должен расти при росте нормы c не быстрее линейного закона. Требование "б" соответствует тому, что дискретный алгоритм обучения должен обеспечить минимум или нижнюю грань функционала. При этом $\gamma_v[n]$ ($v = 1, 2..., N$) должны так уменьшаться, чтобы устранять влияние помех, но не настолько быстро, чтобы остановиться в точке, отличной от точек минимума. При отсутствии помех $\alpha = \beta = 0$ можно принять $\gamma_v[n]$ ($v = 1, 2..., N$) постоянными или стремящимися с ростом n к постоянным величинам [2].

В процессе вычисления в (2) необходимо знать явный вид функции $y(s, S, x)$ для нахождения производных по s и S. Запишем уравнение, моделирующее динамику запасов и использующее для управления (s, S)-стратегию. Известно, что в рамках (s, S)-стратегии при $y \geqslant s$ система не реагирует на спрос, а при $y < s$ посылается заказ на пополнение запаса в размере $(S—y)$, который при нулевой задержке поступает "мгновенно" на склад. Моделью с нулевым интервалом времени задержки можно пользоваться, если время доставки заказа на склад меньше интервала времени между двумя заявками. Неудовлетворенные заявки не покидают систему, а ждут, пока дефицит запаса не будет устранен очередным заказом. Все исследование проводится для дискретного спроса.

Перенумеруем заявки по мере поступления в систему. Можно считать, что их число бесконечно. Выполняется очевидное отношение:

$$\begin{aligned} y_k(x[i]) = y_{k-1}\left(x\left[\eta_{k-1}\right]\right) + \\ +\left(S - y_k\left(x[i]\operatorname{sgn}\left(s - y_k[i-1]\right)\right) - x[i]\right), \end{aligned} \quad (6)$$

где $i = 1, 2, 3, ...,$

$y_0\left(x\left(\left[\eta_0\right]\right)\right)$ — начальный уровень запаса.

$$y_k(x[i]) \equiv y(s, S, x[i]); \ \operatorname{sgn}\beta = \begin{cases} 1, & \beta > 0, \\ 0, & \beta \leqslant 0, \end{cases} \quad (7)$$

где k — номер периода по порядку; η_k — номер последней заявки в k-м периоде, определяющейся из условия:

$$\operatorname{sgn}(s - y_k(x[i-1]) - x[i] = 1 \to i = \eta_k. \quad (8)$$

Следует отметить, что в (1)—(3) время не встречается в явной форме. Зависимость от времени существенна для объектов, функции затрат которых изменяются за рассматриваемый промежуток времени. Как правило, вид функции затрат для объектов машиностроения не изменяется за время оптимизации. Представляет значительный практический интерес проблема оптимизации запасов ЗИП для спецтехники.

В самом деле на складе важен уровень запаса в момент поступления очередной заявки, а не момент времени поступления заявок. Дефицит возможен только при $s < 0$. Если в системе существует задержка, то и при $s > 0$ может появиться дефицит. В этом случае при получении исходной информации и уравнения аналогичного (3) можно обойтись в алгоритмах без использования времени в явной форме, несмотря на то, что задержки имеет смысл промежутка времени.

При моделировании динамики уровня запаса учтем случайную задержку через случайное количество заявок, приходящих в течение этого промежутка времени. Как отмечалось выше, принять во внимание задержку можно лишь при поступлении заявок во время задержки, в противном случае пригодна для описания процесса управления запасами более простая математическая модель с "мгновенной" поставкой. При таком подходе удается отказаться от хронометрирования изменения уровня y, что существенно снижает трудоемкость получения исходной информации. Нужны лишь данные о величине и очередности отдельных заявок, а не об их временном распределении.

Сведения о величине и очередности заявок в рассматриваемых примерах устанавливались по отчетным документам. Здесь возможен неоднозначный подход в учете потерь за счет того, что в одном случае может поступить n_0 заявок во время задержки, а задержка заказа составит t_0 единиц времени; в другом случае при n_0 заявок времени задержки будет αt_0 единиц времени, $\alpha \geqslant 0$. Указанную неоднозначность можно устранить при получении исходной информации описанным ниже способом. По отчетам устанавливается длительность простоя $t_n > 0$, которая может возникнуть только в течение времени задержки при $s > 0$. Допустим, величина штрафа за простой у потребителя равна $\psi(t_n)$, величина штрафа за дефицит в объеме δ для склада — $d(\delta)$. Тогда,

определяя δ_o из условия $d(\delta_o) = \psi(t_n)$, $\delta_o = d^{-1}\psi(t_n)$ и рассматривая δ_o в качестве дополнительной заявки в конце данной задержки, получим соотношения, в которых время не фигурирует в явном виде. Если исследуется только склад и влияние дефицита на потери у потребителя не известно, то δ_o не возникает. При таком подходе время простоя пересчитывается на величину дополнительной заявки в объеме δ_o и добавляется к потерям на складе из-за дефицита.

Учитывая изложенное, запишем соотношение, моделирующее динамику уровня запаса при наличии случайной задержки:

$$\begin{gathered} y(m_k, x[i]) = y(m_{k-1}, x[\eta_{k-1}]) + \\ + \delta_i^{\eta_k} \sum_{j=\eta_{k-1}+2}^{i-1} (S - y(m_k, x[j])) \times \\ \times \left[\operatorname{sgn}(s - y(m_k, x[j])) - \operatorname{sgn}(s - y(m_k, x[j-1])) \right] + \\ + (S - y(m_k, x[\eta_{k-1}+1])) \times \\ \times \operatorname{sgn}(s - y(m_k, x[\eta_{k-1}+1])) \delta_i^{\eta_k} - x[i], \end{gathered} \tag{9}$$

где $y(m_k, x[i]) \equiv y(s, S, m_k, x[i])$ — уровень запаса в k-м периоде; m_k — задержка в k-м периоде (случайное количество заявок в течение времени задержки).

Таким образом, соотношения (2), (3) дают описания задачи для случайного спроса и нулевой задержки, (2)—(4) — для случайного спроса и ненулевой задержки. Так как методы с использованием первой производной (градиента) являются необходимым условием экстремума, то будем сравнивать значения критерия в процессе вычисления $s[p]$, $S[p]$ для различных p. Для функционала (1) воспользуемся алгоритмом типа (2) [4, 5]:

$$\begin{gathered} J_e[p] = J_{e-1}[p] - f_e[p] \times \\ \times \left\{ F\left(Z\left(y\left(s[p], S[p], x[e]\right)\right)\right) - J_{e-1}[p] \right\}, \end{gathered} \tag{10}$$

где $J_e[p] = J_e\left(s([p], S[p])\right)$.

В качестве примера рассматривается задача оптимизации уровня запасов плат, планок, гаек М5 и винтов М8 для спецтехники.

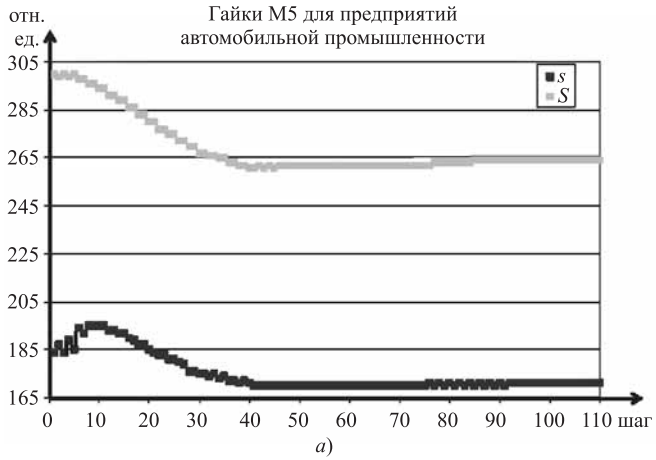
В представляемой постановке удается получить решение задачи управления запасами со случайным временем задержки и случайным спросом, причем:

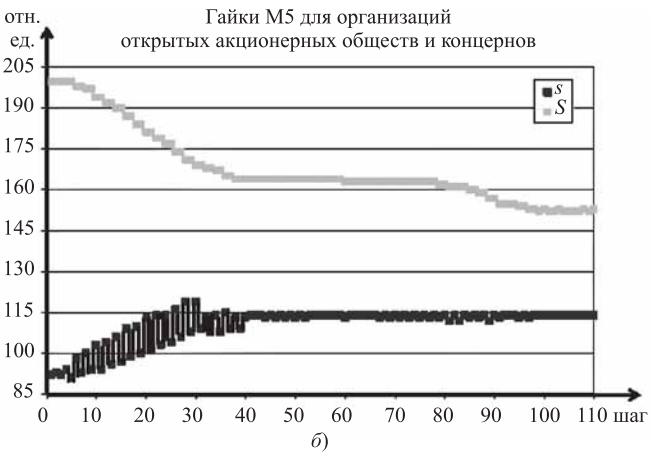
— нет необходимости в учете распределения заявок по времени, что существенно сокращает трудоемкость сбора информации и дальнейших вычислений; количество стоимостных функций можно увеличить, не меняя схемы решения;

— можно решать задачи и с нелинейными стоимостными функциями;

— можно использовать и другие стратегии управления запасами, для чего нужно соответствующим образом модифицировать (8) или (9);

— использование адаптивного подхода освобождает от необходимости предварительной обработки информации с целью установления типа функции плотности распределения вероятностей и (или) ее параметров, что позволяет получать решения в более широком классе функций по сравнению с аналитическим подходом и приводит к оптимальным решениям и при статистически малом объеме информации. Это важно в промышленности, когда функционирование систем в режиме, далеком от оптимального, обходится недешево;





Динамика уровней (*s*, *S*) стратегии оптимального управления запасами гаек М5 на складах:
а — предприятий автомобильной промышленности; *б* — акционерных обществ и концернов

— удобно для применения ЭВМ, так как решение получается в виде рекуррентных соотношений.

Приведенные в работе экономические функции получены по стандартным методикам на основании отчетных бухгалтерских документов, отображающих учитываемые в данной работе затраты.

В качестве примера на рисунке приведены результаты вычислений в виде графиков динамики уровней (s, S) стратегии оптимального управления запасами гаек М5 на складах предприятий автомобильной промышленности, а также акционерных обществ и концернов.

Таким образом, использование современных методов теории идентификации позволяет существенно снизить уровень материальных средств, выведенных из оборота, и повысить эффективность и конкурентоспособность изделий автомобилестроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бородин Н. Н.** Современные технологии и система управления ресурсами предприятия. — Тула: Изд-во Тул. гос. пед. ун-та им. Л. Н. Толстого, 2004. — 113 с.
2. **Цыпкин Я. З.** Основы обучающих систем. — М.: Наука, 1970. — 252 с.
3. **Радионов А. Р., Радионов Р. А.** Менеджмент: нормирование и управление производственными запасами и оборотными средствами предприятия: учеб. пособие. — М.: Экономика, (Казань: ГУП ПИК Идел-Пресс), 2005. — 614 с.
4. **Рыжиков Ю. И.** Теория очередей и управления запасами. — СПб.: Питер, 2001. — 384 с.
5. **Антипенко В. С.** О методе оптимизации уровня запаса на складах предприятия // Экономика и математические методы. — 1975. — № 2. — С. 389—393.

УДК 005.932

Л. Б. Миротин, д-р техн. наук, профессор, e-mail: mirotin2004@mail.ru,
И. А. Башмаков, канд. техн. наук, доцент, e-mail: bashmakov-igor@rambler.ru,
Б. А. Мамедов, аспирант, e-mail: borec495@mail.ru, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

НОВЫЙ ПОДХОД К МЕНЕДЖМЕНТУ ПЕРЕВОЗКИ СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ В СМЕШАННОМ СООБЩЕНИИ

В статье рассматривается новый подход к менеджменту перевозок скоропортящихся грузов в смешанном сообщении. Этот вид экономики по перевозке скоропортящихся грузов отнесен к модели экономике дефицита. Является экономически выгодным вследствие невозможности найти адекватной замены перевозок от двери до двери.
Цепь товародвижения подобных грузов есть циклическая изменяющееся по аналогии путем выработки алгоритмов поведения через универсум ее ретроспективы. Все события в цепи по времени упорядочены и регулярны. Перевозка происходит по схеме накопления груза, перемещения в кузов автомобиля и преобразования, т. е. перевозки из пункта А в пункт Б.
По параметру синхронизации участников цепи перевозимый груз отнесен к ресурсам-ценностям, а его перемещение с помощью ресурсов-затрат: информации, финансов, энергии, материалов, трудовых ресурсов. Процессность через троичность изменения состояния предмета труда (груза) является основой механизма менеджмента и партнерства участников цепи. Регулируется она специальными документированными профилями.

Ключевые слова: *автомобильный транспорт, скоропортящийся груз, законы формирования систем, детерминизм, универсум, алгоритм, модель экономического дефицита, цепь товародвижения, принцип менеджмента, синергия, потоки ресурсов, логистика, предметы труда, синхронизация, функциональные процессы, документальные профили.*

The article discusses a new approach to the management of the transport of perishable goods in mixed traffic. This type of economy in the transport of perishable goods is related to the economy model of deficit. It is cost-effective due to the inability to find an adequate replacement for door-to-door shipments. The chain of distribution of such goods is cyclically changing by analogy by developing algorithms for behavior through the universe of its retrospectives. All events in the chain are ordered and regular in time. Transportation takes place according to the scheme of accumulation of cargo, moving to the car body and converting it. transportation from point A to point B.
According to the parameter of synchronization of the chain participants, the transported cargo is related to resource values, and its movement by means of resource costs: information, finance, energy, materials, labor resources.
Processuality through the threefoldness of changing the state of the object of labor (cargo) is the basis of the mechanism of management and partnership of chain participants. It is governed by special documented profiles.

Keywords: *road transport, perishable goods, laws of system formation, determinism, universum, algorithm, economic deficit model, chain of distribution, management principle, synergy, resource flows, logistics, objects of labor, synchronization, functional processes, documentary profiles.*

Очевидной общей тенденцией в природе (и неживой особенно) является самопроизвольное разрушение порядка, т. е. нарушение гомеостаза.

Гомеостаз — это процесс в живых и неживых организмах, которые по мнению английского исследователя У. Кеннома поддерживают постоянство внутренней среды объекта, как определяющего условия его жизни, и здесь поверхностные знания становятся все более основательной и обстоятельной мудростью.

В настоящие время спрос на перевозки, и в частности, на перевозку скоропортящихся грузов выражает совокупную общественную потребность в этом виде перевозок. К законам, по которым формируется всякая система, относятся: закон организованности, закон подбора, закон меры, где управляют спросом — стимулируют, содействуют и регулируют его.

Эволюция осуществляется путем отбора признаков, детерминированных стабильным развитием, где в детермизме есть определенная жесткость связей как между фазами одного процесса, так и между процессами, что обеспечивает формирование устойчивых социальных стереотипов и установок любого процесса.

Потребление есть движущая сила экономического прогресса, где размер потребителей в определенный период времени, выраженный в процентах, называют рейтинговым процессом к условиям введения бизнеса на транспорте отнесено минимальное присутствие конкуренции внутри отрасли между разными видами транспорта и есть стабильность потребления транспортной продукции (услуг).

В принципе специфика перевозки скоропортящихся грузов от двери до двери и специализированный подвижной состав, позволяют этот вид перевозок отнести к модели экономического дефицита, когда предлагаются не услуги, стоимость которых растет вместе с качеством, а делаются предложения, которым практически невозможно найти адекватной замены.

По мнению исследователя М. Портера, цепочка потребительской ценности этого вида перевозки начинается с начальной стадии движения доставки скоропортящейся продукции массовому или единичному потребителю, что можно считать основными и вспомогательными видами деятельности в цепи товародвижения по созданию ее потребительской ценности [1].

Взаимодействие внутри цепи осуществляется в форме цикличности, т.е. такого механизма движения и развития, который определяет с обязательным участием человека (как социального фактора) существование любой искусственной системы, так как человек в обществе находится в пространственном измерении его существования [2].

Цепь товародвижения есть агрегированная сложная система, т. е. объединение нескольких объектов движения с их параметрами в элементы более высокого уровня, с их согласованием во времени (бюджетным, а не астрономическим), подобным системам присущи свойства развития и адаптации к новым условиям путем создания новых элементов со своими связями, локальными целями и средствами их достижения.

Ни одна отрасль, в том числе и транспорт, ни секунды не стоит на месте и не является окончательной, что приводит к появлению ряда понятий, категорий, подходов, которые облегчают понимание сути явления, процесса, технологии. При этом любое дело должно отличаться какой-нибудь примечательной особенностью, где ситуация постижения нового всегда связана с поиском подобности.

Аналогия — это практическое употребление, оперирующее с уже найденным, уже понятным, постигнутым. При этом, размышляя над процессом ищут вначале обосновывающую опору мысли, перебирая все известные похожести, и по завершению рассмотрения останавливаются на процессе близком к анализируемому. Все новые знания возникают по причине постижения глубинного назидательного, смысла рассматриваемого процесса, где изменения ощущения его реализации означают изменения в отношениях между составляющими этого процесса.

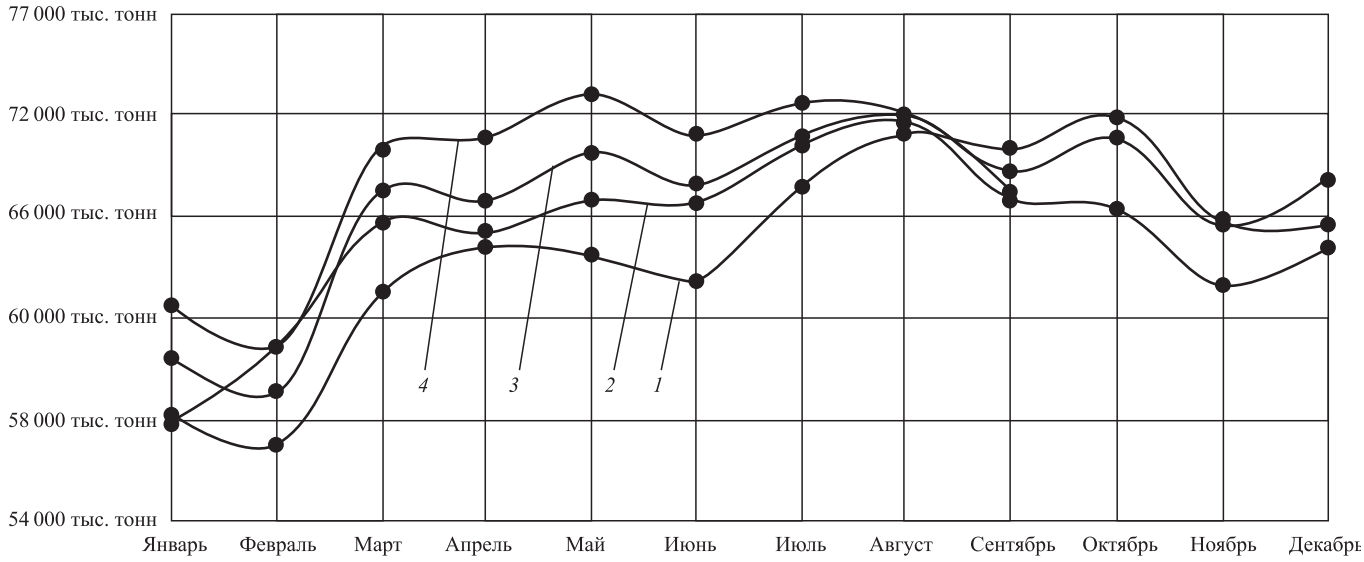
Критическими параметрами внешней среды как среди действия цепи товародвижения является темп изменений общества под воздействием определенных инновационных результатов. Защитные реакции системы к определенным видам изменений во внешней среде основаны на выработке алгоритмов поведения через принципы и универсум в процессе ее ретроспективы. Принцип — это социальная данность, способная затрагивать определенные интересы людей. Универсум — это когда вселенскому целому присущ эффективно работающий механизм развития последующих действий на базе предшествующих разогревающих воздействий через оптимальное (нормативное) количество времени, сил и средств.

Производство услуг на транспорте, их распределение обмен, потребление являются обязательными и формирующими экономические отношения. Услуга приобретает потребительскую форму, только при ее реализации в сфере обращения и воспроизводства.

На рынке товаров потребительского спроса, в частности на продукты питания, включая и скоропортящиеся, затраты на их производство составляют 10 % в структуре себестоимости продукции, а стоимость их доставки конечному потребителю достигает 50 %.

Прогноз структуры рынка грузоперевозок скоропортящейся продукции в 2018 г. по видам транспорта таков: автомобильный — 74,5 (рисунок); железнодорожный 14,3; речной — 0,2; морской — 0,5; авиационный 11,0 %.

Обмен товарами осуществляется на основе их стоимости, величина которой измеряется общественно необходимыми (на основе нормативов, метрик) затратами труда, а также уровнем спроса и



Статистика перевозки скоропортящихся грузов автомобильным транспортом за 2015—2018 гг.:
1 — 2015 год; *2* — 2016 год; *3* — 2017 год; *4* — 2018 год

предложения через организационные инновации, где правила регулируют процессы, а методы — выполнение действий и операций. Для эффективной оптимизации процессов необходимо иметь всегда больше регулируемых параметров, чем регулируемых переменных.

При этом законы механики и физики относятся к возможностям компании, где формальности функционирования реализуются в виде запретов, обременений и ограничений. Наиболее предпочтительной организацией деятельности является системно-алгоритмический подход, т. е. осуществление определенной последовательности фазы процессов, детерминировано-приводящей к целевому результату.

Процесс организации рационального функционирования цепи товародвижения сводится к выбору рациональных путей достижения целей этой цепи. К принципам рациональной организации относятся: наличие целей, эластичность действий, устойчивость, разделение и кооперация труда, линейность, прямоточность ресурсных потоков, гибкость. Подобные принципы организации создают интеграционные изменения в системах, описываемые экспоненциальным законам [3].

При этом все события по перемещению товарной массы происходят во времени упорядоченно и регулярно, при которых причины всегда предопределяют следствие, а изменения одной переменной происходят только в одном направлении. И здесь бизнес есть экономическая деятельность, дающая общественную прибыль.

Управление отклонениями от запланированных бизнес-процессов в цепи товародвижения позволяет сократить потери в них, увеличить запас финансовой прочности и расширить возможности транспортного предприятия в конкуренции.

Цепь товародвижения — это последовательность событий, предназначенная для удовлетворения потребностей в скоропортящихся продуктах. Логическая цепь товародвижения подразумевает совокупность логистических операций по изменению состояний предмета труда, как основного понятия в деятельности человека, состоящего из его накопления, перемещения и изменения, выполняемых последовательно с момента зарождения товаропотока (один владелец) до момента появления другого владельца груза на соответствующем потребительском рынке.

В качестве предметов труда или ресурсов-ценностей выступает информация, энергия, материя. Сопряженность совокупности процессов внутри звена над предметом труда (накопление, перемещение, преобразование) как универсума (алгоритма) организации деятельности есть способность внутри цепи ликвидировать стыковые узкие места между составляющими цепи на основе логистических принципов (продавец-потребитель и взаимной ответственности). Достижение требуемой степени синхронизации по параметру взаимодействия на основе договорных отношений в цепи товародвижения должно составлять 65—70 %. Под регулярным менеджментом в цепи товародвижения понимается организация процессов управления (планирование, контроль, учет, анализ, координация, коммуникации) как совокупность операций, ведущих к образованию и совершенствованию взаимосвязи между звеньями цепи товародвижения.

Операции по изменению состояния предмета труда (ресурса-ценности) осуществляются под воздействием ресурсов-затрат (информация, финансы, материалы, энергия), имеющих прямое направление движения для информации, энергии, материалов и обратное движение для финансов и трудовых

ресурсов в соответствии с законами физики. Подобное взаимообратное движение ресурсов в процессе функционирования цепей товародвижения создает эффект синергии, но при условии, что ресурсы-затраты направлены при движении противоположно друг другу.

Таким образом, регулярный менеджмент предполагает организацию его основных составляющих: структуру, финансы, бизнес-процессы, маркетинг, учет, экономику, логистику. Бизнес-процесс анализа рынка перевозок должен вестись в направлениях:

— общий анализ рынка автотранспортных перевозок (рост рынка, эластичность, основные тренды);

— анализ рынка относительно видов перевозок (степень насыщения, как поделен рынок, новые предложения);

— анализ рынка относительно перевозок скоропортящихся перевозок (структура спроса, степени взаимозаменяемости, сила позиции этого вида перевозок на рынке);

— анализ участников рынка: перевозчики (рыночная, производственная программа, ассортимент видов перевозок); конкуренты (насколько сильный конкурент, насколько сильна его производственная программа, отличия отдельных перевозок конкурента по его реальным характеристикам (по способам распространения, по цене и т. д.); посредники (какие функции выполняют, структура, покрытые рынки); вспомогательные службы (какие функции выполняют); потребители (потребности, покупательная способность, отношение с перевозчиками, несоответствие их реальным характеристикам к требуемым, перевозки глазами потребителя);

— анализ "маркетинг микс": перевозки (ассортимент, производственная программа, гибкость предприятия); продвижение услуг (степень известности перевозчика, подходящие рекламные носители, рекламная стратегия); цена (уровень цены, вариация цен, система скидок); дистрибуция (плотность охвата, возможность распространения, преимущества распространения);

— анализ окружающей среды: природа (климат, инфраструктура); экономика (экономические показатели, конъюнктура, экономический рост); общество (социальные нормы, жизненные привычки); технология (наука, технический прогресс); право и политика (правовые нормы, политические учреждения).

Детальность информационного ресурса может быть увеличена путем использования большого количества фактов, аргументов, мнений.

Процессность через троичность фазовых состояний в регулярном менеджменте есть основа его системообразования в виде организованного сильно структурированного механизма. Здесь процессы детерминируемы, т. е. взаимодействуют точно предвиденным образом, где логистика рационализирует систему менеджмента перевозок с точки зрения экономии совокупных затрат в цепи товародвижения.

Тогда последовательность в долгосрочной перспективе — концентрация усилий в среднесрочной перспективе и изобретательность в краткосрочном периоде, которые совместно создают условия для развития цепей товародвижения через оптимизацию использования ограниченных ресурсов-затрат. И здесь важно обладать подробной информацией типа "сегодня на сегодня и сегодня на завтра". Она может быть использована как основная, дополнительная, справочная.

Цепь товародвижения при перевозке скоропортящихся товаров при их смешанном сообщении по своей сути должна быть формированной, а для выполнения интегрированной функции в них смежные функциональные уровни должны соединяться.

Цепи товародвижения, как естественно-портативные образования, решают проблемы коммуникации, полномочий и целевых установок через развитие таких категорий, как устойчивость, взаимодействие, сбалансированность. Используемый здесь путь — интеграция процессов планирования, учета и диспетчирования.

Партнерство, с точки зрения технологии реализации цепи товародвижения должно регламентироваться на основе профиля [4], т. е. набора базовых документов, включающего международные и национальные стандарты и их спецификации, определяемые для них ограничения, и методические рекомендации по реализации и поддержанию соответствующих процессов.

Число согласований в цепи товародвижения возрастает пропорционально квадрату числа субъектов. При этом работа партнерства требует определенных личных отношений и четко определенных мест соединения совместной деятельности на информационно-технологическом уровне.

Таким образом взаимодействие участников цепи товародвижения включает в себя организацию корпоративных отношений, реинжиниринг ключевых бизнес-процессов, интегрированное планирование, создание единого информационного пространства для координации и коммуникации участников цепи, что приводит к потере парадигмы местного присутствия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Вартанова Е. Л**. Основы медиабизнеса. — М.: Аспект пресс, 2009. — 142 с.
2. **Кочетов Э. Г.** Геоэкономический (глобальный) толковый словарь (основы высоких геоэкономических технологий современного бизнеса). — Екатеринбург: ОАО "ИПЛ "Уральский рабочий", 2006. — 109 с.
3. **Покровский А. К., Миротин Л. Б., Башмаков И. А.** Базис логистического менеджмента: учебное пособие. — М.: ООО "Технополиграфцентр", 2018. — 210 с.
4. **Сергеев А. М.** Организационное поведение: учебное пособие. — М.: Академия, 2008. — 126 с.
5. **Покровский А. К., Башмаков И. А.** Логистика структуризации систем транспортного производства // Интегрированная логистика. — 2016. — № 1. — С. 4—6.

УДК 629.33.083.4

Б. А. Крамаренко, советник ректора МАДИ

ТРАНСПОРТНЫЕ И СОЦИАЛЬНЫЕ РИСКИ В ОПРЕДЕЛЕНИИ ОБЪЕКТИВНОЙ КАРТИНЫ В СФЕРЕ ОБДД

Решение проблемы в сфере обеспечения безопасности дорожного движения (ОБДД) при технической эксплуатации транспортных средств (ТС) имеет экономическое, социальное и демографическое значение. Ее следует рассматривать с позиции глубокого анализа причин дорожно-транспортных происшествий (ДТП), а главное разобраться, каким образом мы можем получить, если не абсолютную картину, которую могут дать исследуемые параметры при осуществлении контроля качества технического состояния транспортных средств, но и безукоризненные методы оценки событий, происходящих при ДТП.

Ключевые слова: *дорожно-транспортное происшествие, транспортное средство, дорога, транспортный риск, социальный риск, эксплуатация транспортных средств.*

Solving the problem in the field of road traffic safety in the technical operation of Vehicles has economic, social and demographic significance. It should be considered from the standpoint of deep analysis of the causes of road accidents (accidents), and the main thing to understand how we can get, if not the absolute picture, which we can give statistics of the investigated parameters in monitoring the quality of the technical condition of vehicles, and irreproachable methods of assessing the events occurring.

Keywords: *road traffic accident, vehicle, road, transport risk, social risk, operation of vehicles.*

Рассматривая показатели статистики ДТП за почти два десятилетия, наблюдается тенденция к снижению общих показателей количества ДТП и их последствий. И хотя статистика наглядно демонстрирует нам общую положительную динамику повышения безопасности дорожного движения, но, к великому сожалению, она не дает объективной картины происходящего.

Исследуя показатели транспортных и социальных рисков в определении проблем в сфере ОБДД, прямое сопоставление перечисленных параметров статистики для разных стран мира неприемлемо, так как количество транспортных средств в одних странах увеличивает транспортный риск, а в других — снижает. Социальный же риск неуклонно увеличивается при росте уровня автомобилизации и мировом росте численности населения. Но "транспортное обучение нации", как определяют некоторые ученые, не поддается прямой, а главное точной зависимости этого явления, так как увеличение количества транспортных средств действует на безопасность движения в некоторых странах положительно, а в других отрицательно. Но до определенного уровня, после которого эта зависимость вновь и по-разному в различных странах меняет свое направление.

Это несоответствие зависимости транспортных и социальных рисков при изменении статистических значений уровня автомобилизации было научно исследовано и проанализировано английским ученым Робеном Смидом в 1938 г. Оно и названо "законом Смида". В нем он установил зависимость транспортных рисков от уровня автомобилизации. Со временем, при обычном течении обстоятельств, люди естественным образом адаптируются к меняющейся дорожной ситуации (происходит так называемое транспортное обучение нации). Закон Смида позволяет анализировать уровень БДД. По его теории общее количество погибших в ДТП должно быть степенной функцией. А оценка транспортных и социальных рисков при общем количестве ДТП различна.

Со времени принятия закона Смида прошло много времени. В сфере обеспечения безопасности дорожного движения поменялось едва ли не все: организация движения, конструктивная безопасность ТС, дорожные одежды, транспортная инфраструктура, требования по допуску к управлению ТС и т. д. А главное — исследуемые статистические данные, которыми пользовался 80 лет назад Робен Смид, не позволяют получить объективную оценку, соответствующую

сегодняшнему состоянию происходящего в установлении зависимости транспортных рисков от количества транспортных средств. Даже по этому вопросу "Тезис Френка Хейта" — почетного профессора Калифорнийского института транспортных исследований не может сколько-нибудь существенно скорректировать данную ситуацию.

Вот почему не следует стоять на месте. Если закон Смида в должной мере не работает на современном этапе, в частности в Российской Федерации, следовательно, нужно искать другие более конструктивные и точные методы определения уровня БДД. Однако, решая задачи по организации безопасности дорожного движения в Российской Федерации, следует изучать и использовать опыт европейских стран. Ведь транспортные средства и дорожные условия Европы и Российской Федерации во многом схожи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Всемирный доклад** о предупреждении дорожно-транспортного транспортного травматизма / Пер. с англ. — М.: Весь мир, 2013. — С. 4—6.
2. **Суковицын В. И.** Периодический технический осмотр транспортных средств. Обзорная информация. Вып. 1. — М.: НИЦ ГАИ МВД России, 1996. — 36 с.
3. **Райтман Б. А., Суворов Ю. Б., Суковицын В. И.** Безопасность автомобиля в эксплуатации. — М.: Транспорт, 1987. — 207 с.
4. **Рифицкий Г. П.** Развитие автодорожного транспорта и правовое обеспечение безопасности дорожного движения в первые годы Советской власти (1917—1920 гг.). — М., 1984. — 12 с.
5. **Государственный доклад по БДД** по итогам 2001—2017 годов. Статистика ГИБДД 2001—2017 годов.
6. **Smeed R. J.** Some Statistical Aspects of Road Safety Research // Journal Royal Stat. 1949. A(I). P. 1—34.
6. **Haight F. A.** The Volume Volume Density Relation in the Theory of Road Traffic // Opns. Res. — 1960. — Vol. 8. — P. 372—373.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2019 год

Подписавшись в издательстве, вы:
1) получаете без задержек журнал с первого номера;
2) экономите на стоимости почтовой доставки;
3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:
E-mail: realiz@mashin.ru
Тел.: 8 (495) 785-60-69
Отдел продаж, маркетинга, рекламы
WWW.MASHIN.RU

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Н. В. Яшина*
Сдано в набор 26.02.2019. Подписано в печать 16.05.2019. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**