

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

ТРУДЫ НГТУ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА

Журнал издается с 2010 года

№ 4 (127)

Нижний Новгород 2019

УДК 050(06)
ББК 9я54
Т 78

Т 78 Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2019. №4(127).
– 204 с.

Выходит 4 раза в год

Журнал включен ВАК при Минобрнауки России

в «Перечень рецензируемых научных изданий», в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук» по специальностям: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины; 05.13.01 – Системный анализ, управление и обработка информации; 05.13.17 – Теоретические основы информатики; 05.14.02 – Электрические станции и электроэнергетические системы; 05.14.03 – Ядерные энергетические установки, включая проектирование и вывод из эксплуатации

Главный редактор А.А. Куркин

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Члены редколлегии: Н.Ю. Бабанов, В.В. Беляков, Г.Я. Вагин, В.А. Горбунов, С.М. Дмитриев, Г.О. Котиев, В.В. Кондратьев, А.Л. Куликов, В.Н. Ланцов, М.А. Легчанов, А.Б. Лоскутов, В.С. Макаров, В.Н. Наумов, Н.А. Прибатурин, В.П. Хранилов, А.Е. Хробостов

В.П. Хранилов – ответственный секретарь рубрики
«Информатика и управление в технических и социальных системах»
М.А. Легчанов – ответственный секретарь рубрики «Энергетические системы и комплексы»
В.С. Макаров – ответственный секретарь рубрики
«Машиностроение и транспорт: теория, технологии, производство»

В.И. Казакова (ответственный редактор)
А.В. Крылова (выпускающий редактор)

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Сергей Михайлович Дмитриев
(д.т.н., проф., ректор НГТУ им. Р.Е. Алексеева)

ЧЛЕНЫ РЕДАКЦИОННОГО СОВЕТА

Пелиновский Дмитрий Ефимович	PhD, проф. математики, Университет Мак Мастер, Гамильтон, Онтарио, Канада
Палкович Ласло	Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия
Варлаки Петер	Проф. Сечени Иштван Университет, Дьёр, Венгрия
Виджай Кумар Чакка	PhD, проф., Университет Шив Надар, Индия
Ялчинер Ахмет	д., проф., METU, директор OERC, Турция

УЧРЕДИТЕЛЬ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»
(603950, Нижегородская обл., г. Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24)

Электронная версия журнала:
<http://www.nntu.ru/content/trudy/>

*Свидетельство о регистрации
периодического печатного издания:*
ПИ № ФС 77-56417

УДК 050(06)
ББК 9я54

© Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2019

**MINISTRY OF SCIENCE EDUCATION AND OF THE RUSSIAN FEDERATION
FEDERAL STATE BUDGETARY EDUCATIONAL INSTITUTION
OF HIGHER EDUCATION
NIZHNY NOVGOROD STATE TECHNICAL UNIVERSITY
n.a. R.E. ALEKSEEV**

**TRANSACTIONS
of NNSTU n.a. R.E. ALEKSEEV**

Published since 2010

№ 4 (127)

Nizhny Novgorod 2019

The journal is issued 4 times a year

The journal is included in HAC Ministry of Education and Science
in the «List of peer-reviewed scientific publications where must be published basic scientific results of dissertations on competition of a scientific degree of Candidate of Science, on competition of a scientific degree of Doctor of Science» in specialties: 05.05.03 – Wheeled and tracked vehicles;
05.13.01 – System analysis, management and information processing;
05.13.17 – Theoretical foundations of computer science;
05.14.02 – Electric power stations and electric power systems;
05.14.03 – Nuclear power plants, including design and decommissioning

Editor-in-Chief A.A. Kurkin

EDITORIAL BOARD

Members of Editorial Board: N.Yu. Babanov, V.V. Belyakov, G.Ya. Vagin, V.A. Gorbunov, S.M. Dmitriev G.O. Kotiev, V.V. Kondratiev, A.L. Kulikov, M.A. Legchanov, V.N. Lantsov, A.B. Loskutov, V.S. Makarov, V.N. Naumov, N.A. Pribaturin, V.P. Khranilov, A.Ye. Khrobostov

V.P. Khranilov – Executive Secretary of the Section «Informatics and Management in Technical and Social Systems»
M.A. Legchanov – Executive Secretary of the Section «Energy Systems and Complexes»
V.S. Makarov – Executive Secretary of the Section «Mechanical Engineering and Transport»

V.I. Kazakova (Executive Editor)
A.V. Krylova (Commissioning Editor)

EDITORIAL COUNCIL

Chairman

S.M. Dmitriev
NNSTU Rector (Nizhny Novgorod, Russia)

Members of Editorial Council

Pelinovski Dmitri

PhD, Doctor of Mathematical Science, Professor
McMaster University (Ontario, Canada)

László Palkovics

The Széchenyi István University (Győr, Hungary)

Péter Várlaki

The Széchenyi István University (Győr, Hungary)

Vijay Kumar Chakka

PhD, Doctor of Philosophical Science, Professor
Shiv Nadar University (India)

Yalciner Akhmet

Professor, Head of Ocean Engineering Research Center
of Middle East Technical University (Turkey)

*The certificate on registration of periodic printed editions:
ПН № ФС 77-56417*

СОДЕРЖАНИЕ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ	9
Зарубин И.Б., Филинских А.Д. Методика оценки полноты регрессионного тестирования с нормировкой по весовым коэффициентам	9
Епифанова А.С., Куркин А.А., Куркина О.Е., Моисеенко Т.Е., Рыбин А.В. О разработке цифрового атласа наблюдений внутренних волн в мировом океане	17
Катаева Л.Ю., Масленников Д.А., Михалев С.В., Киселева Н.Н. Поиск оптимальных режимов полета тела на основе аппроксимации результатов CFD-моделирования	27
Прилуцкий М.Х., Нетронин И.В. Задачи объемно-календарного планирования для предприятий с единичным и мелкосерийным характером производства	36
Сидорова Е.В., Дмитриева Н.Г., Калинина Н.А. Решение задачи построения графа зависимостей программных модулей в системе <i>Node.js</i>	44
Хранилов В.П., Шапошников Д.Е. Модель многокритериальной оценки качества оказания услуг сетями передачи данных с учетом интересов абонентов	53
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ	62
Дмитриев С.М., Доронков Д.В., Легчанов М.А., Солнцев Д.Н., Пронин А.Н., Рубцова Е.В., Герасимов А.В., Глухова Ю.А., Рязанов А.В. Исследования процесса межкассетного взаимодействия потока теплоносителя в смешанной активной зоне реактора ВВЭР	62
Добров А.А., Хробостов А.Е., Тимаев Д.С., Качалин Г.Н., Копалкин А.В., Кудряшов Е.А. Экспериментальные исследования и расчетное моделирование гидравлических потерь в каналах с вставками из открыто-пористого проволочного материала	72
Куликов А.Л., Пелевин П.С., Лоскутов А.А. Метод автоматического повторного включения на кабельно-воздушных ЛЭП с использованием двусторонних измерений.....	81
Лоскутов А.Б., Панкова А.С., Пронина О.А., Чумарин К.Е. Разработка алгоритма системы управления и релейной защиты в замкнутых распределительных сетях	91
Полунин В.И., Филимонов А.Ф. Возможные пути повышения ресурса активных зон с циркониевыми элементами ТВС для перспективных РУ судов и АСММ	104
МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО	113
Вольская Н.С., Жилейкин М.М., Захаров А.Ю. Сравнительный анализ эффективности работы механической и электромеханической трансмиссий многоосных колесных машин при движении по неровностям деформируемого опорного основания	113
Горелов В.А., Дубин Д.А., Комиссаров А.И., Иванов А.Г. Методика прогнозирования ресурса торсионных валов систем подрессоривания транспортных машин	125
Коростелев С.А., Горбачев А.В., Медведев Ю.В. Напряженно-деформированное состояние внешней шины двухскатного опорного катка гусеничного движителя	138
Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Определение потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы	146
Кравец В.Н., Мусарский Р.А. Зависимость показателей топливной экономичности грузового автомобиля от параметров его трансмиссии	158

Песков В.И. Уточнение использования формулы Я.С. Агейкина по определению высоты преодолеваемого многоосными полноприводными автомобилями порогового уступа	167
Плотников С.А., Карташевич А.Н., Мотовилова М.В. Исследование эффективных показателей тракторного дизеля при работе на активированном топливе	179
Торопов Е.И., Вашурин А.С., Тумасов А.В., Васильев А.А. Виртуальные исследования свойств активной безопасности модификаций легких коммерческих автомобилей ...	187
НАШИ АВТОРЫ	196

CONTENTS

INFORMATICS AND MANAGEMENT IN TECHNICAL AND SOCIAL SYSTEMS	9
Zarubin I.B., Filinskih A.D. Method of estimation of completeness of regression testing with normalization by weight coefficients	9
Epifanova A.S., Kurkin A.A., Kurkina O.E., Moiseenko T.E., Rybin A.V. About development of digital observations atlas of the internal waves in the world ocean	17
Kataeva L.Yu., Maslennikov D.A., Mikhalev S.V., Kiseleva N.N. search for optimal flight modes of the body based on approximation of CFD simulation results	27
Prilutskii M.Kh., Netronin I.V. Tasks of volume-calendar planning for enterprises with a single and small-series character of production	36
Sidorova E.V., Dmitrieva N.G., Kalinina N.A. Solving a problem of building a graph of dependencies in the program modules of the system <i>Node.js</i>	44
Khranilov V.P., Shaposhnikov D.E. Model of multi-criteria assessment of quality of services provision by data transfer networks according to the interests of subscribers	53
ENERGY SYSTEMS AND COMPLEXES	62
Dmitriev S.M., Doronkov D.V., Legchanov M.A., Solntsev D.N., Pronin A.N., Rubtsova E.V., Gerasimov A.V., Glukhova Y.A., Ryazanov A.V. Investigation of interassembly interaction of coolant in the mixed core of the WWER	62
Dobrov A.A., Khrobostov A.E., Timaev D.S., Kachalin G.N., Kopalkin A.V., Kudryashov E.A. Experimental studies and computational modeling of hydraulic losses in channels with inserts of open-porous wire material	72
Kulikov A.L., Pelevin P.S., Loskutov A.A. The method of autoreclosing of combined overhead and underground cable power lines based on double-ended measurements.....	81
Loskutov A.B., Pankova A.S., Pronina O.A., Chumarin K.E. Development of control system and relay protection algorithm in closed distribution networks	91
Polunichev V.I., Filimonov A.F. Possible ways to increase the lifespan of cores with fa zr-components for advanced RPS of ships and SNPPS	104
MECHANICAL AND TRANSPORT: THEORY, TECHNOLOGY, PRODUCTION	113
Volskaja N.S., Zhileykin M.M., Zakharov A.J. Comparative performance of mechanical and electromechanical transmissions of multi-wheeled vehicles when driving on uneven deformable support base	113
Gorelov V.A., Dubin D.A., Komissarov A.I., Ivanov A.G. Method of evaluation of service life of torsional shafts within the suspension of transport vehicles	125
Korostelev S.A., Gorbachev A.V., Medvedev Yu.V. The stress-strain state of a rubber element of a road wheel of a caterpillar propulsion	138
Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Deceleration selection for high-mobility wheeled vehicles with auxiliary brake systems	146
Kravets V.N., Musarsky R.A. Dependence of indicators of fuel economy of the truck on parameters of its transmission	158
Peskov V.I. Elaboration of the Ageykin formula using for determination of the escarp height, overcoming by multi-axel all-drive vehicles	167

Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Motovilova M.V. Research of effective indicators of tractor diesel at work on the activated fuel	179
Toropov E.I., Vashurin A.S., Tumasov A.V., Vasiliev A.A. Virtual investigations active safety properties of light commercial vehicles modifications	187
AUTHORS	196

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

УДК 004.054

И.Б. Зарубин, А.Д. Филинских

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОЛНОТЫ РЕГРЕССИОННОГО ТЕСТИРОВАНИЯ С НОРМИРОВКОЙ ПО ВЕСОВЫМ КОЭФФИЦИЕНТАМ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассмотрена методика оценки полноты проведенного регрессионного тестирования с применением нормировки использованных принципов отбора тестов по весовым коэффициентам. Описаны преимущества и ограничения данной методики, условия ее успешного использования для оценки влияния внесенных в информационную систему изменений на компоненты, не подвергавшиеся модификации. Представленная методика оценки полноты выполнения РТ позволяет гибко подходить к очередности выполнения и количеству тестов, сэкономив ресурсы, но в то же время непригодна для формирования перечня тестов для РТ и не учитывает возможность включения в разные группы РТ одних и тех же тестов.

Ключевые слова: регрессионное тестирование, коэффициент полноты выполнения регрессионного тестирования, подходы регрессионного тестирования.

Введение

Успешное использование информационных систем (ИС) [1], широко представленных во многих сферах человеческой деятельности, предполагает корректность и безотказность их работы, обеспечиваемые «тестированием» – определенными действиями, нацеленными на поиск ошибок [2]. Существует значительное количество методик поиска ошибок на всех этапах жизненного цикла ИС [3,4]. Регрессионное тестирование (РТ) является одной из самых важных и в то же время сложных в применении методик [5]. Сферой ее применения является обнаружение ошибок в функционале, который не подвергался изменениям непосредственно, но мог быть поврежден или утратил актуальность по причине добавления в разрабатываемую ИС новых возможностей.

Важность РТ обуславливается тем, что этот вид тестирования должен применяться каждый раз, когда в ИС добавляется сколько-нибудь значимый новый функционал или в случае серьезных доработок в существующем функционале, поскольку в сложных многокомпонентных ИС зачастую крайне затруднительно отследить взаимосвязи между компонентами [6]. Помимо этого, РТ призвано не допустить ухудшения качества ИС, которые, как правило, уже находятся в промышленной эксплуатации. Сложность РТ в применении объясняется тем, что для понимания возможных зависимостей компонентов необходимо очень хорошо разбираться в архитектуре ИС, уверенно владеть теорией тестирования и уметь пользоваться различными подходами к отбору проверочных сценариев для РТ. Число специалистов, которые способны оперативно разобраться в архитектуре многокомпонентной системы и уверенно владеют теорией тестирования ИС, включая подходы к отбору проверочных сценариев для РТ, очень невелико, при этом количество разрабатываемых ИС непрерывно растет. Наиболее популярные в настоящее время модели разработки ИС, основанные на Agile [7], предполагают сравнительно короткие итерации (Sprints), длящиеся 2-3 недели, в течение которых выполнить необходимые виды тестирования бывает затруднительно, особенно в случае недостатка ресурсов. РТ необходимо выполнять после успешного

выполнения «дымового», интеграционного, функционального и системного [8] тестирования, в условиях ограниченности сроков.

Соответственно, существует объективная необходимость в удобном и простом инструменте оценки степени полноты РТ, который позволял бы при этом выделять наиболее важные проверочные сценарии, выбранные с помощью различных подходов для каждой конкретной итерации РТ.

Оценка полноты регрессионного тестирования

Оценить собственно полноту выполнения РТ несложно – необходимо вычислить отношение количества выполненных тестов к общему количеству тестов (1):

$$C = \frac{Q_d}{Q_a} \times 100\%, \quad (1)$$

где C – коэффициент полноты выполнения РТ; Q_d – количество выполненных тестов; Q_a – общее количество тестов, отобранных для РТ.

Очевидно, что данная методика оценки полноты выполнения РТ подходит только для ситуаций, когда все проверочные сценарии, отобранные для РТ, равнозначны с точки зрения важности результатов проверки или отобраны с использованием одного из подходов РТ.

Оценка полноты выполнения регрессионного тестирования в случае отбора тестов с использованием двух методик

На практике отбор проверочных сценариев для РТ не ограничивается использованием одного подхода. Рассмотрим, как можно оценить полноту выполнения РТ, тесты для которого были отобраны с помощью двух подходов – отбор тестов высокой важности и тестов, которые были неуспешно пройдены в процессе предыдущего РТ. В случае равной важности тестов, отобранных с помощью разных методик, методику оценки полноты выполнения регрессионного тестирования можно выразить как отношение суммы *выполненных тестов*, отобранных обоими подходами к *общей сумме тестов*, отобранных обоими подходами (2):

$$C = \frac{Q_{d1} + Q_{d2}}{Q_{a1} + Q_{a2}} \times 100\%, \quad (2)$$

где C – коэффициент полноты выполнения РТ; Q_{d1} – количество выполненных тестов, отобранных при помощи подхода 1; Q_{d2} – количество выполненных тестов, отобранных при помощи подхода 2; Q_{a1} – общее количество тестов, отобранных при помощи подхода 1 для РТ; Q_{a2} – общее количество тестов, отобранных при помощи подхода 2 для РТ.

Для учета важности тестов необходимо ввести нормировку для каждого из подходов, с помощью которых отбирались проверочные сценарии для РТ.

Оценка полноты выполнения регрессионного тестирования в случае отбора тестов с использованием двух методик и нормировкой методик отбора

Для учета важности проверочных сценариев, отобранных различными подходами для РТ, предлагается оценивать полноту выполнения РТ с нормировкой подходов отбора с помощью весовых коэффициентов (ВК), т.е., необходимо вычислить полноту выполнения тестов, отобранных для РТ, используя формулу (1) отдельно для каждого из подходов отбора, а затем выполнить нормировку, используя ВК.

Например, предположим, что тесты для РТ были отобраны с помощью двух подходов – отбор тестов высокой важности и тестов, которые были пройдены неуспешно в процессе предыдущего РТ. Полноту выполнения РТ в данном случае можно рассчитать следующим образом (3):

$$C_a = \frac{w_1 \times C_1 + w_2 \times C_2}{w_1 + w_2}. \quad (3)$$

где C_a – общий коэффициент выполнения РТ; w_1 – ВК для тестов высокой важности; C_1 – коэффициент выполнения тестов высокой важности, рассчитанный по формуле (1); w_2 – ВК для тестов, проваленных в предыдущий запуск РТ; C_2 – коэффициент выполнения тестов, проваленных в предыдущий запуск РТ, рассчитанный по формуле (1). Для удобства использования и приближенных оценок значимости подходов отбора удобно использовать такие значения весовых коэффициентов, которые в сумме давали бы 1 (единицу). В этом случае формула (3) примет следующий вид (4):

$$C_a = (w_1 \times C_1 + w_2 \times C_2). \quad (4)$$

Предположим, что для РТ были отобраны 40 тестов высокого приоритета и 50 тестов, которые были пройдены неуспешно в предыдущей итерации РТ. При этом, исходя из нужд и требований проекта на разработку данной ИС, запуск тестов высокого приоритета более важен с точки зрения успешности поиска ошибок и, как следствие, более важен с точки зрения коммерческого успеха ИС. Соответственно, ВК у тестов высокого приоритета положим равным 0,75, а ВК тестов, которые были пройдены неуспешно в предыдущей итерации РТ – 0,25. Таким образом, получаем формулу 4 вида (5):

$$C_a = (0,75 \times C_1 + 0,25 \times C_2). \quad (5)$$

В условиях недостатка ресурсов для выполнения тестирования возможны ситуации, когда отобранные для РТ не могут быть выполнены полностью за отведенный для РТ срок или же выполнение РТ вскрыло низкую эффективность регрессионных тестов с точки зрения поиска ошибок в ИС: например, при выполнении 50 % отобранных тестов не выявлено ни одной ошибки. В этом случае можно определить порог полноты выполнения РТ, отличный от 100 %, по достижению которого инженеры-тестировщики смогут переключиться на другие виды тестирования, необходимые для полноценной проверки качества ИС. Предположим, что в вышеприведенном примере необходимый порог полноты выполнения РТ принят за 90 %. Исходя из этого, можно рассчитать, что для прохождения порога полноты выполнения РТ (порог полноты выполнения также можно назвать критерием завершенности [9]) достаточно выполнить все тесты из первой группы и 60 % тестов (или, в абсолютных числах, 30 тестов из 50) из группы 2 (6):

$$90\% = (0,75 \times 100\% + 0,25 \times 60\%). \quad (6)$$

Таким образом, для достижения необходимой полноты выполнения РТ достаточно выполнить в сумме 70 тестов. Очевидно, что в случае, когда запуск любого из тестов занимает приблизительно одинаковое время, наиболее быстрый путь достижения необходимого порога выполнения РТ – это выполнение тестов из группы с большим ВК (рис. 1).

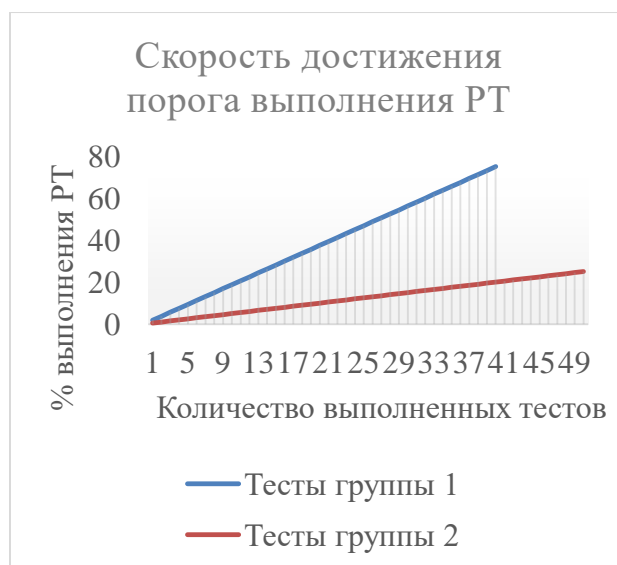


Рис. 1. Скорость достижения порога выполнения РТ

Исходя из практики, тесты, особенно отобранные с использованием различных подходов, не являются равнозначными – одни из них требуют больше времени на исполнение, другие – сложной предварительной настройки или дополнительных устройств; в некоторых необходимо выполнить большее количество действий. Именно в таких ситуациях проявляется удобство приведенной выше методики – можно применять гибкий подход к отбору выполняемых тестов (выполнив, например, все тесты из группы 2, исключив из выполнения 4 теста из группы 1, так как выполнение одно теста из группы 1 дает прирост выполнения РТ в 2,5 %), который позволит достичь необходимого порога полноты выполнения с использованием наименьших ресурсов.

Оценка полноты выполнения регрессионного тестирования в случае отбора тестов с использованием произвольного количества подходов отбора и нормировкой методик отбора

Существует достаточно большое количество подходов отбора тестов для РТ [10]. На практике все они одновременно не применяются, но использование 3-4 подходов встречается часто. Исходя из этого, необходимо модифицировать формулу (3) для произвольного количества подходов отбора тестов для РТ (7):

$$C_a = \frac{w_1 \times C_1 + w_2 \times C_2 + w_n \times C_n}{w_1 + w_2 + \dots + w_n}, \quad (7)$$

где C_a – общий коэффициент выполнения РТ; w_1 – ВК для тестов высокой важности; C_1 – коэффициент выполнения группы тестов 1, рассчитанный по формуле (1); w_2 – ВК для тестов группы 2; C_2 – коэффициент выполнения группы тестов 2, рассчитанный по формуле (1); w_n – ВК для тестов группы n ; C_n – коэффициент выполнения тестов, проваленных в предыдущий запуск РТ, рассчитанный по формуле (1).

Методика распределения весовых коэффициентов для отобранных регрессионных тестов в многокомпонентных информационных системах

Корректно выбранные ВК способствуют выработке наиболее выгодной, с точки зрения экономии ресурсов, последовательности выполнения регрессионных тестов. Исходя из этого, очевидно, что выбор корректных ВК приобретает весьма важное значение. Для стандартных подходов отбора тестов для РТ, ВК могут определяться в проектной документации, описывающей процесс проверки качества и поиска ошибок ИС. Они могут быть или постоянными величинами, подобранными на ранних этапах реализации проекта, или некоторым образом варьироваться в зависимости от нужд конкретного запуска РТ.

В настоящее время все большую популярность приобретает реализации ИС с использованием микро-сервисной архитектуры [11]. ИС здесь состоит из нескольких (а иногда и из большого числа) взаимодействующих между собой модулей; добавление новых возможностей в систему представляет собой, как правило, доработку одного-двух модулей, при этом остальные модули остаются неизменными. Необходимо отметить, что один модуль, в который были внесены изменения, может взаимодействовать или, так или иначе, оказывать влияние на другие модули, которые не были изменены. Поэтому вопрос о необходимости проведения РТ и правильного выбора тестов для ИС, реализованных в рамках микро-сервисной архитектуры, очень важен.

Рассмотрим упрощенную схему абстрактной ИС, состоящей из нескольких компонентов (рис. 2).

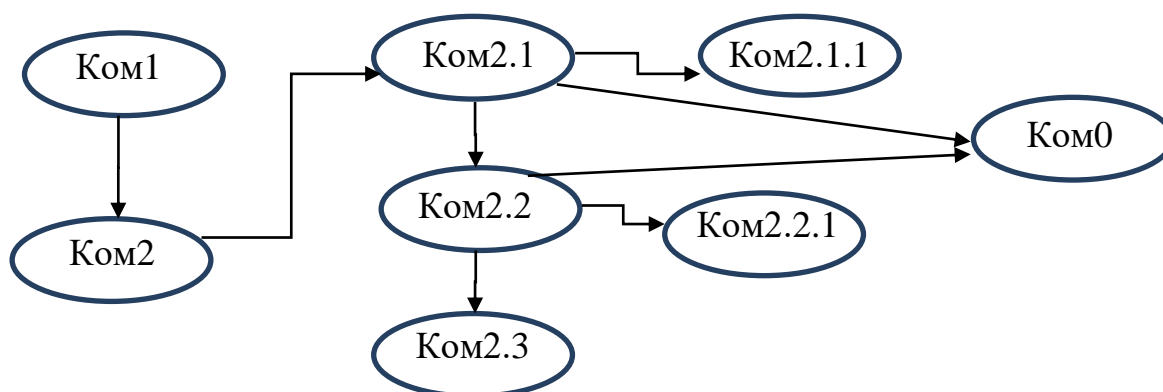


Рис. 2. Пример взаимодействия компонентов в многомодульной ИС

Предположим, что в процессе добавления в ИС новой возможности были внесены изменения в компонент Ком2. Исходя из этого, в соответствии с архитектурой системы, представленной на рис. 2, в рамках РТ необходимо в первую очередь выполнить тесты, проверяющие наличие регресса в компонентах Ком1 и Ком2.1 – т.е., выбрать для тестов по компонентам Ком1 и Ком2.1 более высокий ВК. При этом, из рис. 2 видно, что внесение изменений в компонент Ком2.1 требует проведения более детального РТ для компонентов Ком2, Ком2.1.1, Ком0 и Ком2.2, не отменяя, при этом, необходимости проведения РТ с более низкими ВК для других компонентов системы, так как, как мы видим из архитектуры ИС, практически все компоненты системы взаимосвязаны.

Таким образом, очевидно, что специалист, производящий отбор тестов для РТ (как правило, это руководитель отдела тестирования – QA/Test lead) должен обладать знаниями по архитектуре системы практически на уровне архитектора ИС. Иными словами, перечень и порядок проведения РТ и принципы отбора тестов для него должны быть согласованы с ответственными лицами в отделе разработки и архитектором системы. Кроме того, особняком стоит вопрос о методах оформления тестов компонентов и системы в целом таким образом, чтобы иметь возможность оперативно отобрать тесты «покомпонентно» или даже во взаимодействии со связанными модулями. Стандартных для любого теста полей для указанных целей уже явно недостаточно. В качестве быстрой и наименее трудозатратной меры можно предложить, например, введение в тест дополнительных полей с указанием названия компонента, к которому относится данный тест, и, возможно, названия непосредственно связанных с данным компонентом модулей.

Обоснование достаточной величины полноты выполнения РТ

На первый взгляд, значение полноты выполнения РТ, отличной от 100 %, выглядит ошибочным: нет гарантии, что при определенной в начале РТ величине в 90 % в невыполненных 10 % не окажется ошибок, критичных для корректного функционирования системы. Возможна ситуация, когда в РТ выбрали 10 тестов, 9 (90 % всего РТ) выполнили успешно, а в невыполненном 1 тесте оказалась ошибка, которая блокирует какую-либо критическую функциональность ИС. Необходимо понимать, что критически важные возможности ИС должны проверяться перед запуском РТ другими видами тестирования – модульным, «дымовым», интеграционным и функциональным. Вероятность того, что критически важная ошибка избежит нахождения вышеупомянутыми тестами, которые корректно сформулированы и достаточно полно проверяют свои уровни ИС, очень невелика. Обнаружение таких ошибок в процессе выполнения РТ свидетельствует о погрешностях в организации процессов тестирования и разработки и поддержания тестовой документации.

Таким образом, можно сказать, что основным результатом запуска РТ являются некоторое количество найденных ошибок средней важности – видимых заказчиком/конечным пользователем, но не блокирующих функционирование ИС в целом и наиболее значимых ее компонентов в частности.

Грамотное РТ состоит из этапа планирования с выделением тестируемых областей ИС, определения не только важности, но и приоритета тестов, отобранных для РТ, выбора правильных весов для подхода отбора тестов и групп тестов, далее – в своевременном запуске РТ (например, не имеет смысла начинать выполнение РТ раньше функционального тестирования: новые возможности, добавленные в систему, могут содержать такое количество ошибок, что заблокируют возможность передачи новой версии ИС заказчику и, следовательно, до исправления всех важных ошибок запуск РТ не имеет смысла), непрерывном анализе результатов РТ и своевременно принятого решения о прекращении выполнения РТ. Причинами последнего могут быть достижение желаемых результатов или признание невозможности продолжения РТ в силу его нецелесообразности.

С точки зрения обоснования величины полноты выполнения РТ, анализ результатов имеет важное значение. Нельзя однозначно утверждать, что количество найденных в процессе РТ ошибок линейно зависит от количества запущенных тестов, отобранных для РТ в случаях использования нескольких подходов для отбора. Тем не менее, разделив выбранные тесты на несколько однородных по составу групп (например, тесты одного уровня важности для какого-либо конкретного компонента) и выполнив 50 % случайно выбранных тестов в каждой группе, можно сделать предварительный вывод об обнаружении ошибок при выполнении оставшихся 50 % тестов в каждой из групп и акцентировать внимание на выполнении именно тех групп тестов, в которых обнаружено большее количество ошибок – в соответствии с принципом «Вероятность того, что в некоторой части программы остались необнаруженные ошибки, прямо пропорциональна количеству уже обнаруженных там ошибок» [12].



Рис. 3. Соотношение между количеством обнаруженных и необнаруженных ошибок

Очевидно, что применение указанного на рис. 3 принципа оценки количества необнаруженных ошибок в незапущенных тестах некоей однородной группы тестов возможно только в случае запуска некоего значимого количества тестов внутри этой группы – 1-2 тестов для вывода будет недостаточно. Например, для регрессионного тестирования отобрана группа из 20 тестов на модуль вычисления KQI. Все тесты имеют равную важность, сходное количество шагов, взаимодействуют с одинаковым количеством смежных модулей и т.д. Выполнив из этого набора 10 случайно выбранных тестов и обнаружив с помощью них одну ошибку, можно с уверенностью утверждать, что, выполнив оставшиеся 10 тестов, 10 ошибок

обнаружено не будет. И, наоборот, выполнив 10 тестов и не обнаружив ни одной ошибки, предпочтительно сосредоточить усилия по тестированию на других группах тестов, отобранных для РТ, при выполнении которых были найдены ошибки. С другой стороны, наличие значительного количества регрессионных тестов, в которых не обнаруживаются ошибки, может сигнализировать о некорректных подходах к отбору тестов для РТ или недобросовестности инженеров по тестированию.

При составлении проектной документации [13] на разрабатываемую ИС в ней зачастую предусматривается наличие некоторого незначительного количества некритических ошибок при передаче ИС в промышленную эксплуатацию (конечно, при условии дальнейшей поддержки этой ИС и, следовательно, исправления известных или найденных в процессе эксплуатации ошибок). Если при выполнении РТ будет очевидно, что в случае продолжения выполнения РТ заложенный в проектной документации порог количества ошибок в ИС превышен не будет, имеет смысл переключиться на другие виды тестирования.

Исходя из вышеизложенного, можно предложить корректировать ВК в процессе выполнения РТ тех групп тестов, в которых обнаружены ошибки в сторону увеличения, уменьшая при этом (или вовсе – обнуляя) ВК групп тестов, выполнение которых не приводит к обнаружению ошибок.

Вывод

Предлагается следующий принцип использования методики оценки полноты выполнения РТ:

- 1) первый этап: выполнение, в соответствии с приоритетами и весовыми коэффициентами 50 % тестов из каждой отдельно взятой однородной группы регрессионных тестов;
- 2) второй этап: анализ полученных результатов, перенормировка групп тестов с повышением ВК у групп тестов, при запуске которых было выявлено более количество ошибок;
- 3) третий этап: запуск оставшихся отобранных для РТ тестов до момента достижения необходимого порога полноты выполнения РТ;
- 4) четвертый этап: анализ результатов полного цикла РТ, планирование ВК для следующих циклов РТ в соответствии с количеством найденных ошибок в каждой группе тестов.

Представленная методика оценки полноты выполнения РТ позволяет оперативно оценить степень завершенности текущей итерации РТ и выделить тесты, выполнение которых окажет большее влияние на достижение порога выполнения РТ, а также предоставляет возможность гибко подходить к очередности выполнения и количеству тестов. Это позволяет сократить время выполнения РТ, сэкономив при этом другие ресурсы. При этом данная методика непригодна для формирования перечня тестов для РТ, что является очень актуальным для проектов, в которых разработано значительное количество тестов различными методами. Кроме того, данная методика не учитывает возможность включения в разные группы РТ одних и тех же тестов.

Библиографический список

1. **Кузнецов, С.Д.** Большая Российская энциклопедия / С.Д. Кузнецов. – Режим доступа: [https:// bigenc.ru/technology_and_technique/text/3444940](https://bigenc.ru/technology_and_technique/text/3444940).
2. **Майерс, Г.** Искусство тестирования программ / Г. Майерс, Т. Баджетт, К. Сандлер. – М., 2019. – 272 с.
3. **Савин, Р.** Тестирование Дот Ком или пособие по жестокому обращению с багами в интернет-стартапах / Р. Савин. – М., 2017. – 312 с.

4. Национальный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 56136-2014 Управление жизненным циклом продукции военного назначения. Термины и определения. Переиздание 11.2016. – 20 с.
5. **Старолетов, С.М.** Основы тестирования и верификации программного обеспечения / С.М. Старолетов. – М.: Лань, 2018. – 344 с.
6. **Зарубин, И.Б.** КОГРАФ-2019: сборник материалов 29-й Всероссийской научно-практической конференции по графическим информационным технологиям и системам / И.Б. Зарубин, А.Д. Филинских. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2019. – 218 с.
7. **McHugh, M.** An Agile Implementation within a Medical Device Software Organisation. Software Process Improvement and Capability Determination / M. McHugh, F. McCaffery, G. Coady // Communications in Computer and Information Science, 2014. – P. 190-201.
8. **Савин, Р.** Тестирование Дот Ком или пособие по жестокому обращению с багами в интернет-стартапах / Р. Савин. – М., 2017. – 312 с.
9. **Майерс, Г.** Искусство тестирования программ / Г. Майерс, Т. Баджетт, К. Сандлер. – М., 2019. – 272 с.
10. **Yoo, S.** Regression testing minimization, selection and prioritization: A survey. King`s College London / Yoo S., Harman M, 2007. – 60 с.
11. **Balalaie, A.** Microservices Architecture Enables DevOps: Migration to a Cloud-Native Architecture / A. Balalaie, A. Heydarnoori, P. Jamshidi // IEEE Software: journal. – 2016. – V. 33. – №. 3. – P. 42-52.
12. **Майерс, Г.** Искусство тестирования программ / Г. Майерс, Т. Баджетт, К. Сандлер. 2019. – 272 с.
13. **Филинских, А.Д.** Управление проектными данными / А.Д. Филинских, И.Н. Мерзляков. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2017. – 93 с.

*Дата поступления
в редакцию: 11.10.2019*

I.B. Zarubin, A.D. Filinskih

METHOD OF ESTIMATION OF COMPLETENESS OF REGRESSION TESTING WITH NORMALIZATION BY WEIGHT COEFFICIENTS

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: The article is devoted to methods of assessing completeness of regression testing using normalization principles used for the selection of tests on weights.

Design/ methodology/ approach: Introduction of weight as a value of significance of tests of the chosen approach of selection of tests for regression testing in assessing the completeness of regression testing.

Findings: The presented method of assessing the completeness of regression testing execution allows us to quickly assess the degree of completion of the current iteration of regression testing and identify tests, the implementation of which will have a greater impact on achieving the threshold of regression testing execution.

Research limitations/implications: This technique is not suitable for the formation of a list of tests for regression testing, which is a very topical issue for projects in which a significant number of tests have been developed using various methods. In addition, this technique does not take into account the possibility of including the same tests in different groups of regression testing.

Originality/ value: This technique provides flexibility to the order of execution and the number of tests, which will reduce the execution time of the test, while saving other resources.

Key words: regression testing, coefficient of completeness of regression testing, regression testing approaches.

УДК 004.65

А.С. Елифанова, А.А. Куркин, О.Е. Куркина, Т.Е. Моисеенко, А.В. Рыбин

**О РАЗРАБОТКЕ ЦИФРОВОГО АТЛАСА НАБЛЮДЕНИЙ
ВНУТРЕННИХ ВОЛН В МИРОВОМ ОКЕАНЕ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Создана постоянно пополняемая база данных (БД), содержащая сведения из 774 литературных источников о зарегистрированных проявлениях внутренних волн за период с 1972 по 2019 гг. Рассмотрены ее преимущества и ограничения, обоснована необходимость создания цифрового атласа, позволяющего получать уже проанализированные данные, хранящиеся в данной БД. Описан процесс изучения изображения, содержащегося в литературном источнике. Проведен анализ характеристик внутренних волн на шельфе Черного моря (27 записей из 2866, хранящихся в БД). Представлена пилотная версия цифрового атласа наблюдений внутренних волн. Приведены примеры визуализации наблюдений, зарегистрированных вблизи п.г.т. Кацевели, г. Геленджик и на шельфе Абхазии. Планируется расширить структуру БД и интегрировать разработанный цифровой атлас в веб-приложение IGWAtlas, предназначенное для работы с базой данных наблюдений внутренних волн в Мировом Океане и публичного доступа к наблюдениям и источникам.

Ключевые слова: цифровой атлас наблюдений, внутренние волны, Мировой океан, IGWAtlas, база данных, Черное море.

Введение

Внутренние волны широко распространены в Мировом океане. Основопологающим механизмом их возникновения в прибрежной зоне является взаимодействие приливных течений с неоднородностями рельефа дна. При этом возникают внутренние волны высотами в несколько десятков, а, в отдельных случаях, и сотен метров [1]. Они представляют серьезную опасность для подводных частей гидротехнических сооружений, что негативно отражается на хозяйственной деятельности человека в прибрежных районах. Поэтому сбор и анализ информации о случаях регистрации внутренних волн является одним из приоритетных направлений исследований.

Для обобщения сведений о наблюдениях внутренних волн в Мировом океане и обеспечения дальнейшей работы с ними была создана база данных [2], содержащая материалы за период 1972-2019 гг. о 2866 зарегистрированных проявлениях внутренних волн, которым соответствуют 3053 изображения. Источником начальных сведений является Атлас океанских уединенных внутренних волн – каталог, содержащий информацию о прямых и дистанционных наблюдениях внутренних волн [3]. Для взаимодействия конечного пользователя с базой данных было разработано веб-приложение IGWAtlas [4]. Данный онлайн-ресурс обеспечивает возможность быстрого поиска информации о подтвержденных случаях регистрации внутренних волн, описанных в отечественной и зарубежной литературе. Однако довольно часто графические данные, представленные в источниках, не имеют подробного описания или содержат информацию в неявном виде, что затрудняет ее использование для решения различных прикладных задач. Кроме того, любая подобная база представляет собой именно набор данных, и предполагается, что их анализ будет производиться конечным пользователем. Это требует определенных знаний и значительных временных затрат. В свою очередь, существуют решения, позволяющие предоставлять пользователю уже обработанную информацию. К одному из них относится создание цифрового атласа, обобщающего сведения, содержащиеся в базе данных, и визуализирующего характеристики, проанализированные специалистом.

Качественный анализ записей внутренних волн

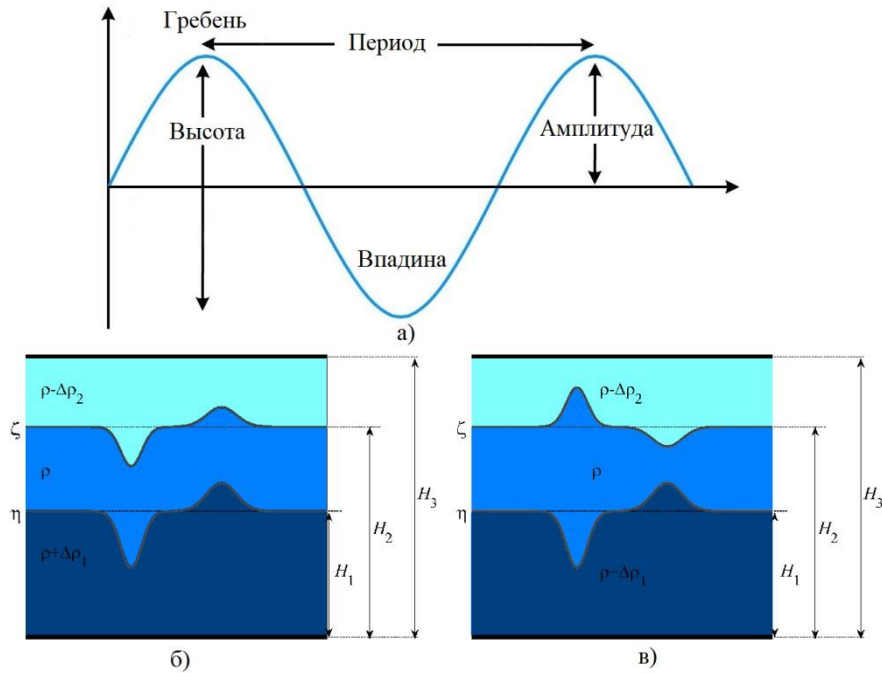


Рис. 1. Схематичное представление параметров волны (а), пример уединенных короткопериодных волн первой (б) и второй (в) моды

Нагляднее всего внутренние волны проявляются в колебаниях поля плотности морской воды $\rho(z, \vec{x}, t)$. При этом, как правило, анализируются отклонения $\eta(\vec{x}, t, z)$ изопикнических поверхностей от их невозмущенных положений, и, таким образом, определяется амплитуда колебаний. Здесь \vec{x} – координатный вектор в горизонтальной плоскости, t – время, z – вертикальная координата. Предполагая, что частица жидкости движется по вертикали, сохраняя свою плотность, можно найти ее вертикальное смещение η из уравнения (1):

$$\rho_{observed}(z + \eta(\vec{x}, t, z)) = \rho_{mean}(z). \quad (1)$$

Приблизительно это соотношение может быть переписано как (2):

$$\rho_{observed}(z, \vec{x}, t) = \rho_{mean}(z - \eta(\vec{x}, t, z)). \quad (2)$$

В предположении малой амплитуды получается явная формула (3):

$$\eta(\vec{x}, t, z) = -\frac{\Delta\rho(z, \vec{x}, t)}{d\rho_{mean}/dz}, \quad (3)$$

где $\Delta\rho(z, \vec{x}, t) = \rho_{observed}(z, \vec{x}, t) - \rho_{mean}(z)$ есть флуктуации плотности в соответствующей точке.

В рамках модового описания длинных внутренних волн смещение изопикнических поверхностей (в предположении одномодового поля) представляется в виде (4):

$$\eta(\vec{x}, z, t) = A(\vec{x}, t)\Phi(z), \quad (4)$$

где линейная вертикальная мода $\Phi(z)$ есть решение задачи Штурма-Лиувилля (5):

$$\frac{d^2\Phi}{dz^2} + \frac{N^2(z)}{c^2}\Phi = 0 \quad (5)$$

с граничными условиями (6):

$$\Phi(0) = \Phi(H) = 0, \Phi_{max} = \Phi(z_{max}) = 1, \quad (6)$$

где $z = 0$ соответствует дну и $z = H$ – поверхности моря, $N^2(z)$ – частота Брента-Вяйсяля, определяемая как (7):

$$N^2(z) = -\frac{g}{\rho_0(z)} \frac{d\rho_0(z)}{dz}, \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения, $\rho_0(z)$ – невозмущенный вертикальный профиль плотности жидкости.

Решением задачи (5), (6) является дискретный набор собственных мод $\Phi_n(z)$ и соответствующих собственных значений c_n . Многомодовое линейное волновое поле представляет собой обобщенный ряд Фурье по собственным модам (8):

$$\eta(\bar{x}, z, t) = \sum_n A_n(\bar{x}, t) \Phi_n(z), \quad (8)$$

где амплитуды A_n соответствующих мод находятся как коэффициенты ряда (5) из условия ортогональности с весом для мод $\Phi_n(z)$ (9):

$$A_n(\bar{x}, t) = \frac{\int_0^H \eta(\bar{x}, z, t) \Phi_n(z) N^2(z) dz}{\int_0^H \Phi_n^2(z) N^2(z) dz}. \quad (9)$$

Прямые измерения внутренних волн бывают нескольких видов: буксируемые, с автономных заякоренных приборов (буев), а также с заякоренного и дрейфующего судна. Чаще всего измерения проводятся в фиксированной географической точке $\bar{x} = \bar{x}^*$. Для таких данных возможно разложение (5)-(9), при условии, что известны фоновые гидрологические условия (невозмущенный профиль плотности $\rho_0(z)$). В дальнейшем при составлении атласа такой анализ планируется проводить для каждой имеющейся в базе данных записи внутренних волн.

Модовый состав можно и качественно определить по изображению, изучив вертикальную структуру волнового поля, а именно – направления гребней или впадин волны. Если они ориентированы в одну сторону, то речь идет о волне первой моды, если в разные – о волне второй моды. Если гребни вновь меняют свое направление, то это волна третьей моды. Но для волн третьей моды и выше классификация не проводилась. Далее определяется тип внутренних волн по их длительности (масштабу времени) и форме: длинные волны, цуги короткопериодных внутренних волн, внутренний бор и прочие.

Известно, что частоты внутренних гравитационных волн лежат в диапазоне частот $f \leq \omega \leq N_{\max}$, где $f = 2\Omega \sin \varphi$ – инерционная частота (Ω – угловая скорость вращения Земли вокруг оси, φ – географическая широта), N_{\max} – максимум частоты Брента-Вяйсяля (8). Если значение частоты внутренних волн близко к значению инерционной частоты, то волны являются длинными. Если же значение частоты близко к максимальному значению частоты Брента-Вяйсяля, то внутренние волны являются короткопериодными. На основании этого мы будем классифицировать имеющиеся записи по временному масштабу.

Амплитуда внутренней волны определяется как расстояние от среднего уровня до гребня или впадины. Высота внутренней волны определяется как максимальное расстояние от гребня до подошвы (нижняя точка волны), а период волны как расстояние между двумя соседними гребнями (рис. 1а). Полярность внутренней волны также зависит от расположения ее гребней: отрицательная выражается в явном направлении их вниз (рис. 1б, слева), положительная – вверх (рис. 1б, справа). Это характерно для волн первой моды. Для внутренних волн второй моды определяют такие характеристики, как выпуклость (рис. 1в, слева) и вогнутость (рис. 1в, справа) волны.

Цифровой атлас наблюдений внутренних волн в Мировом океане

Как было отмечено ранее, для получения точных сведений о характеристиках внутренних волн (амплитуда, период, мода, полярность и пр.) пользователю необходимо проанализировать большой объем данных. Разрабатываемый нами цифровой атлас наблюдений внутренних волн содержит следующую информацию: название источника, географические координаты записи, анализируемое поле, тип внутренней волны, ее мода, амплитуда, период, полярность, а также дата проведенного наблюдения. Он может применяться для качественного прогноза процессов их распространения, при непосредственном моделировании трансформации внутренних волн в выбранной акватории, экспресс-оценок полярности, формы и амплитуды солитонов внутренних волн и интерпретации результатов натуральных экспериментов. В дальнейшем в структуру атласа планируется добавить сведения о типе измерений внутренних волн.

Если в источнике отсутствовал полный анализ записи наблюдений, оценка характеристик внутренних волн по изображению выполнялась следующим образом: в первую очередь, определялась мода внутренних волн, затем – тип по длительности и форме, после чего находились период и амплитуда. Далее, в зависимости от моды внутренней волны, определялась ее полярность.

В качестве первой анализируемой акватории нами было выбрано Черное море, поскольку здесь находятся важные гидротехнические сооружения и крупнейшие порты юга России, а в шельфовой зоне размещены коммуникации международного и федерального значения. Наблюдения внутренних волн на Черноморском побережье проводятся в основном в трех локациях: на полигоне Морского гидрофизического института РАН вблизи п.г.т. Кацивели, на северо-восточном шельфе в акватории около Геленджика [5, 6], а также на шельфе Абхазии, район Сухума [7]. В течение долгого времени в прибрежных районах Черного моря проводились детальные исследования внутренних волн с помощью контактных методов [8]. Полученные данные позволили подробно изучить процессы, лежащие в основе генерации интенсивных внутренних волн [9, 10].

В настоящее время цифровой атлас содержит 27 записей наблюдений внутренних волн в Черном море, длительностью от одного до двухсот часов. На Крымском шельфе получено 19 прямых измерений внутренних волн, как первой, так и второй моды (табл. 1), тогда как в районе Геленджика (табл. 2) и на шельфе Абхазии (табл. 3) – 8 наблюдений только первой моды. Все данные были извлечены из изображений записей внутренних волн, анализируемым полем которых является температура. Обобщенные качественные и количественные характеристики зарегистрированных проявлений внутренних волн в Черном море представлены на рис. 2.

Все проанализированные наблюдения разделились по типам внутренних волн следующим образом: длинные волны (ДВ) – 16 наблюдений, цуги короткопериодных внутренних волн (цуги КВВ) – 7 наблюдений и внутренний бор (ВБ) – 4 наблюдений. В выбранной акватории преобладают волны первой моды (20 наблюдений), большинство из которых отрицательной полярности (6). Волны второй моды (3) в основном выпуклые (1). Стоит отметить, что отрицательная и положительная полярность присуща волнам первой моды, в то время как выпуклость и вогнутость характерны для волн второй моды. Кроме того, полярность определена не у каждой записи в силу того, что анализируемые изображения недостаточно четко отображают данную характеристику и требуется дополнительный анализ. Длинные волны имеют период от 2 до 20 час, короткопериодные волны – от 5 до 30 мин, внутренний бор неперриодичен. Среди рассмотренных изображений было выявлено 5 записей с амплитудой от 2 до 5 м, 22 записи с амплитудой от 6 до 20 м.

Таблица 1

Данные из литературных источников по наблюдениям внутренних волн на крымском шельфе (44.38 с.ш., 33.98 в.д.) [7, 10, 11, 15]

№	Мода	Тип	Амплитуда, м	Период, ч	Полярность	Дата
1	2	ДВ	15	6 - 12	-	12.07.1981 - 17.07.1981
2	1	Цуги КВВ	5	0.16 - 0.33	отрицательная	11.07.1981
3	1	ДВ	20	8-9	-	30.08.1981 - 02.09.1981
4	1	Цуги КВВ	8	0.5	отрицательная	лето 1992
5	1	Цуги КВВ	9	0.25	отрицательная	30.07.1993
6	1	Цуги КВВ	2	0.42	отрицательная	27.06.1981
7	1	Цуги КВВ	8	0.08	отрицательная	10.07.1991
8	1	Цуги КВВ	7	0.2	отрицательная	10.07.1991
9	1	ДВ	12	10	отрицательная	10.07.2013 - 16.07.2013
10	2	ДВ	6	10	выпуклая	13.07.2013 - 14.07.2013
11	2	ДВ	9	2	выпуклая	15.07.2013 - 16.07.2013
12	1	ВБ	6	-	-	15.07.2013 - 16.07.2013
13	1	ВБ	7	-	-	10.07.2013 - 11.07.2013
14	1	ДВ	19	7	отрицательная	11.07.2011 - 12.07.2011
15	2	ДВ	15	5	вогнутая	16.07.2011 - 17.07.2011
16	1	ДВ	20	9	-	21.08.2017 - 24.08.2017
17	2	ДВ	8	3	выпуклая	01.08.2017 - 03.08.2017
18	2	ДВ	14	17	выпуклая	22.08.2017 - 25.08.2017
19	2	ДВ	10	9	выпуклая	26.08.2017

Таблица 2

Данные из литературных источников по наблюдениям внутренних волн вблизи г. Геленджик (44.58 с.ш., 37.93 в.д.) [7, 10, 14]

Мода	Тип	Амплитуда, м	Период, ч	Полярность	Дата
1	ДВ	10	10	отрицательная	29.05.2013 - 09.06.2013
1	ВБ	3	-	-	22.07.2014
1	Цуги КВВ	2	0.08	положительная	03.06.2013

Таблица 3

Данные из литературных источников по наблюдениям внутренних волн на шельфе Абхазии (42.97 с.ш., 40.97 в.д.) [7, 10, 12]

№	Мода	Тип	Амплитуда, м	Период, ч	Полярность	Дата
1	1	ДВ	12	17	отрицательная	16.09.2013 - 25.09.2013
2	1	ДВ	20	10	положительная	23.10.2013 - 25.12.2013
3	1	ВБ	2	-	положительная	28.05.2014
4	1	ДВ	15	17	положительная	26.09.2013 - 02.10.2013
5	1	ДВ	7	17	положительная	26.05.2014 - 02.06.2014

Ниже приведены изображения из цифрового атласа наблюдений внутренних волн в Мировом океане, выполненные с помощью OceanDataView [17] (рис. 3-5). Длинные волны обозначаются пиктограммами без штриховки и контура, цуги короткопериодных внутренних волн имеют штриховку, а внутренний бор – широкий контур. Светлым изображена первая мода внутренней волны, а темным – вторая мода. Отрицательная полярность отмечена светлым треугольником, направленным вниз, положительная – направленным вверх. Темным треугольником, направленным вниз, изображена вогнутость внутренней волны, вверх – выпуклость. Ромб использован в тех случаях, когда полярность невозможно было определить по изображению.

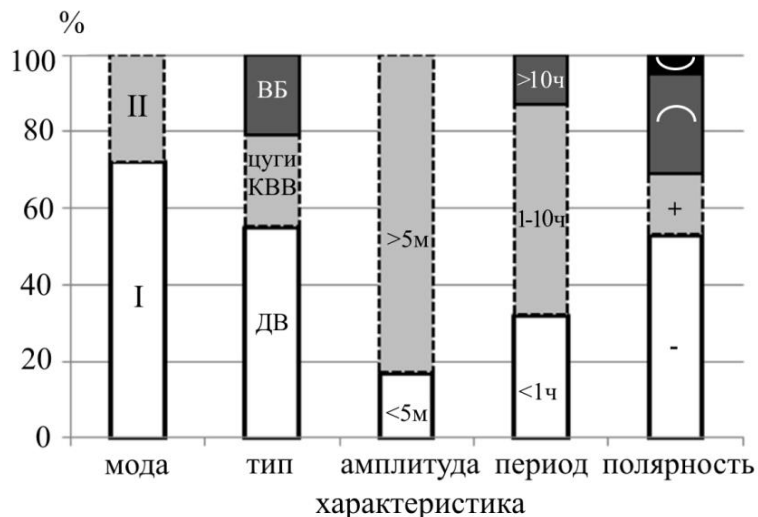


Рис. 2. Анализ характеристик внутренних волн на Черноморском побережье

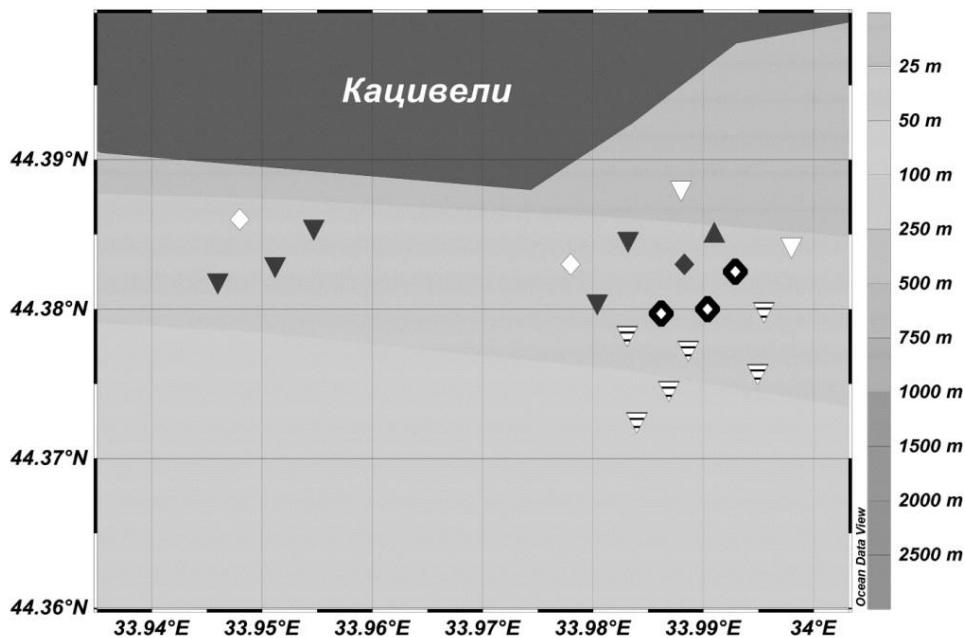


Рис. 3. Визуализация зарегистрированных проявлений внутренних волн и их характеристик вблизи п.г.т. Кацивели

Изменение структуры базы данных наблюдений внутренних волн в Мировом океане

В настоящее время база данных наблюдений внутренних волн в Мировом океане состоит из пяти таблиц: `igwatlas_record`, `igwatlas_record_source`, `igwatlas_source`, `igwatlas_source_files`, `igwatlas_file`. С их описанием можно ознакомиться в [18]. Однако такая схема базы данных не позволяет хранить в ней параметры, извлеченные из изображений. Поэтому все характеристики проанализированных наблюдений содержатся в текстовом файле. В дальнейшем мы планируем расширить структуру базы данных таким образом, чтобы иметь возможность хранить эти сведения в ней. Для этого необходимо создать новую таблицу `igwatlas_data` (рис. 6).

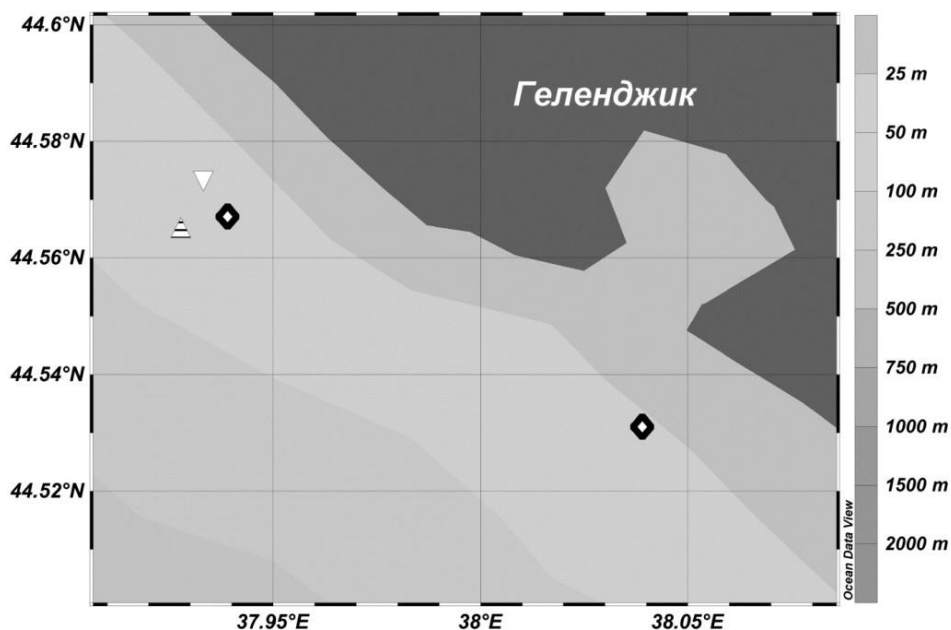


Рис. 4. Визуализация зарегистрированных проявлений внутренних волн и их характеристик вблизи г. Геленджик

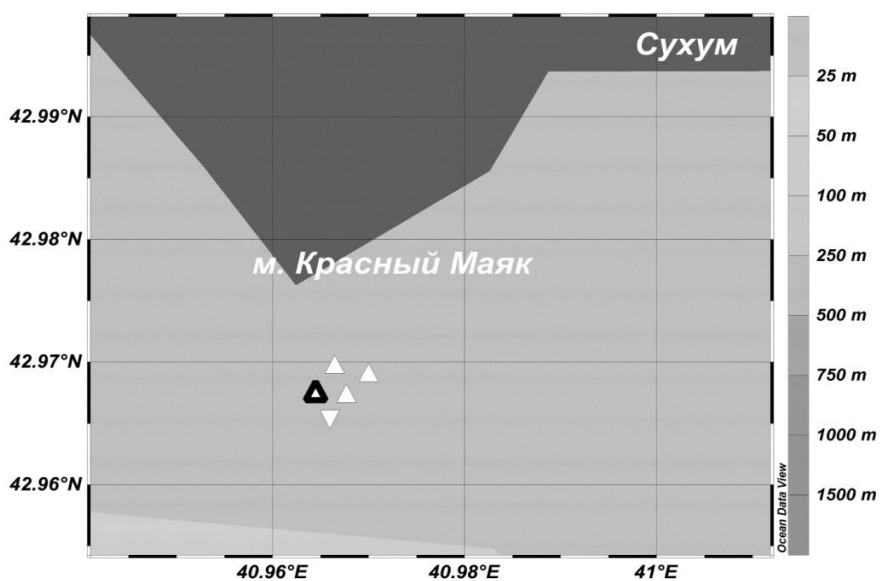


Рис. 5. Визуализация зарегистрированных проявлений внутренних волн и их характеристик на шельфе Абхазии

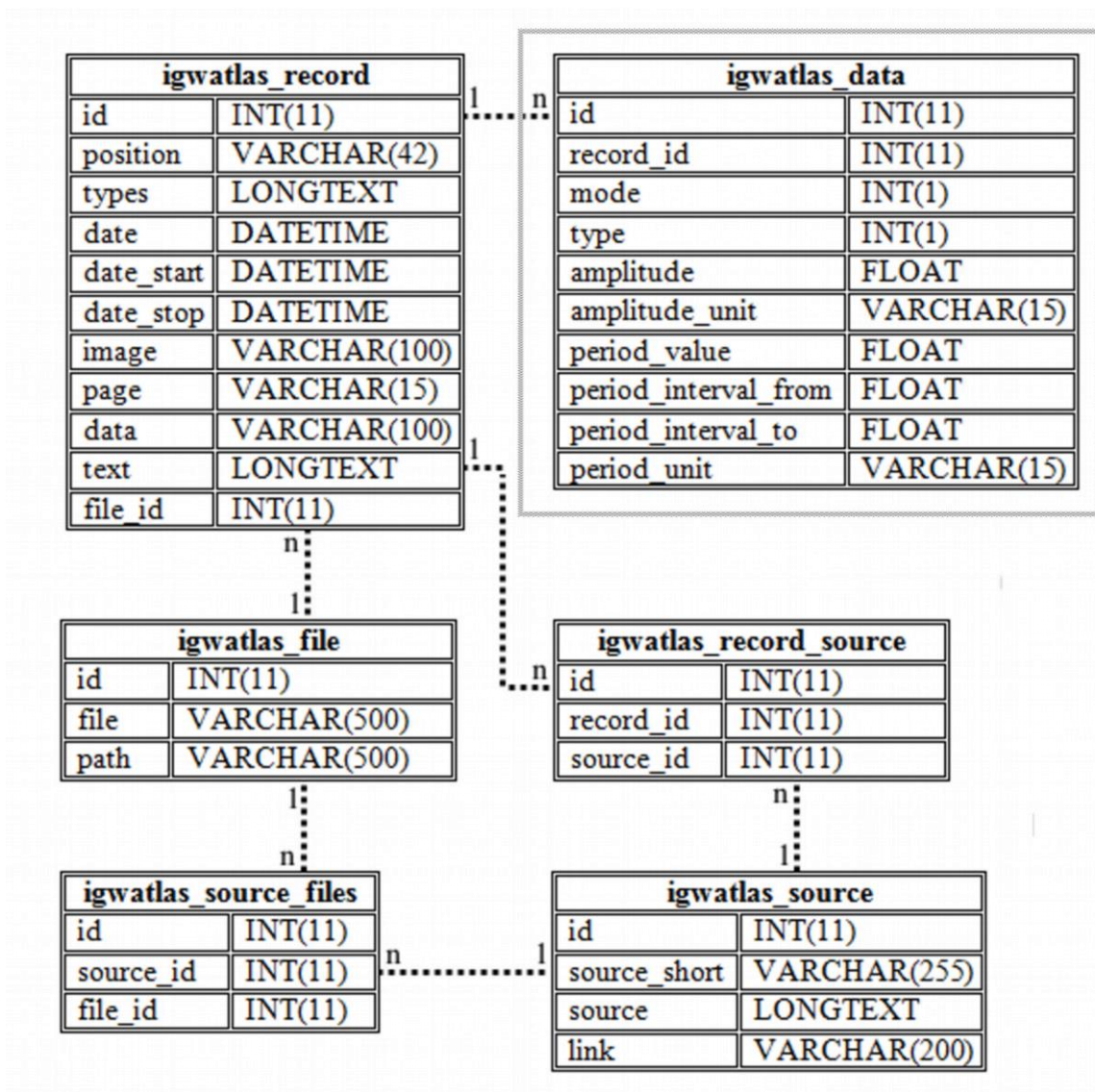


Рис. 6. Структура базы данных

Таблица *igwatlas_data* состоит предварительно из 10 полей, описание которых приведено в табл. 4.

Таблица 4

Описание полей таблицы *igwatlas_data*

Поле	Описание
Id	ключ таблицы
record_id	ключ таблицы <i>igwatlas_record</i>
Mode	номер моды
Type	тип внутренних волн (ДВ, Цуги КВВ, ВБ)
Amplitude	значение амплитуды
amplitude_unit	единицы измерения амплитуды
period_value	значение периода внутренних волн (если интервал неизвестен)
period_interval_from	значение периода внутренних волн (начало)
period_interval_to	значение периода внутренних волн (конец)
period_unit	единицы измерения периода внутренних волн

Отношения между элементами таблиц `igwatlas_record` → `igwatlas_data` – один ко многим, т.е., каждой записи, содержащей информацию о наблюдениях внутренних волн, могут соответствовать несколько записей с проанализированными характеристиками. Это позволит расширить функционал приложения IGWAtlas и с его помощью визуализировать на карте мира значения моды, типа, амплитуды, периода внутренних волн, а также, при необходимости, прочие параметры. На данный момент обработаны только наблюдения по Черному морю (27 записей). Дальнейший анализ изображений, содержащихся в БД, покажет, насколько структура таблицы `igwatlas_data` отвечает нашим требованиям. Возможно, потребуется ее нормализация и выделение некоторых характеристик в отдельные таблицы, чтобы максимально сократить количество пустых ячеек и оптимизировать хранение данных.

Заключение

Непрерывно пополняемая база данных наблюдений внутренних волн в Мировом океане содержит 2866 записей о регистрируемых проявлениях внутренних волн. Из нее извлечены и проанализированы 27 наблюдений, выполненных в Черном море. Созданный на ее основе прототип цифрового атласа обеспечивает возможность получать предварительно обработанные высококвалифицированным специалистом в области физики океана сведения, содержащиеся в изображениях, представленных в литературных источниках. Также, чтобы повысить качество и расширить состав отображаемых характеристик, планируется перенести цифровой атлас в веб-приложение IGWAtlas. Это позволит предоставить конечному пользователю онлайн доступ к нему и по запросу получать статистику по имеющимся наблюдениям.

Представленные результаты получены в рамках выполнения государственных заданий в сфере научной деятельности (№ 5.4568.2017/6.7 и № 5.1246.2017/4.6) и при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации по государственной поддержке научных исследований ведущих научных школ Российской Федерации НШ-2685.2018.5.

Библиографический список

1. **Morozov, E.G.** Oceanic Internal Tides: Observations, Analysis and Modeling / E.G. Morozov // Springer International Publishing. – 2018. – DOI: 10.1007/978-3-319-73159-9.
2. **Епифанова, А.С.** База данных наблюдений внутренних волн в Мировом океане / А.С. Епифанова, А.В. Рыбин, Т.Е. Моисеенко, О.Е. Куркина, А.А. Куркин, Д.Ю. Тюгин // Морской гидрофизический журнал. – 2019. – Т. 35. – №. 4. – С. 395–403. – DOI: 10.22449/0233-7584-2019-4-395-403.
3. **Jackson, Ch.R.** An Atlas of Internal Solitary-Like Waves and Their Properties / Ch.R. Jackson // Second ed. – Alexandria (Va): Global Ocean Associates. – 2004. – P.560.
4. **Рыбин, А.В.** Программный комплекс для работы с данными наблюдений интенсивных внутренних волн и результатами инструментальных измерений стратификации плотности вод в мировом океане / А.В. Рыбин, Д.Ю. Тюгин, Е.А. Рувинская, С.В. Крылов, О.Е. Куркина, А.А. Куркин // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015660337. от 29 сентября 2015 г.
5. **Goncharov, V.V.** Acoustic tomography at shelf of the Black Sea / V.V. Goncharov, V.N. Ivanov, O.Yu. Kochetov, V.F. Kuryanov, A.N. Serebryanyi // Acoustical Physics. – 2012. – V.58. – №. 5. – P.562-570. – DOI:10.1134/S1063771012030050.
6. **Zatsepin, A.G.** Subsatellite polygon for studying hydrophysical processes in the Black Sea shelf-slope zone / A.G. Zatsepin, A.G. Ostrovskii, V.V. Kremenetskiy, S.S. Nizov, V.B. Piotukh, V.A. Soloviev, D.A. Shvov, A.L. Tsibul'sky, S.B. Kuklev, O.N. Kukleva, L.V. Moskalenko, O.I. Podymov, V.I. Baranov, A.A. Kondrashov, A.O. Korzh, A.A. Kubryakov, D.M. Soloviev, S.V. Stanichny // Izvestiya, Atmospheric and Oceanic Physics. – 2014. – V.50. – №. 1. – P.13-25.
7. **Серебряный, А.Н.** Исследования внутренних волн на кавказском и крымском шельфах Черного моря летом 2013 г. / А.Н. Серебряный, Е.Е. Химченко // Современные проблемы дистанционного зондирования Земли из космоса. – 2014. – Т.11. – №. 3. – С.88-104.

8. **Иванов, В.А.** Короткопериодные внутренние волны в прибрежной зоне бесприливного моря / В.А. Иванов, А.Н. Серебряный // Известия АН СССР. Физика атмосферы и океана. – 1985. – Т.21. – №. 6. – С.648-656.
9. **Иванов, В.А.** Внутренние волны на шельфе Черного моря в районе Гераклейского полуострова: моделирование и наблюдение / В.А. Иванов, Т.Я. Шульга, А.В. Багаев, А.В. Медведева, Т.В. Пластун, Л.В. Вержевская, И.А. Свищева // Морской гидрофизический журнал. – 2019. – Т.35. – №. 4. – DOI: 10.22449/0233-7584-2019-4-322-340.
10. **Химченко, Е.Е.** Внутренние волны на Кавказском и Крымском шельфах Черного моря (по летне-осенним наблюдениям 2011–2016 гг.) / Е.Е. Химченко, А.Н. Серебряный // Океанологические исследования. – 2018. – Т.46. – №. 2. – С.69-87. – DOI: 10.29006/1564-2291.JOR-2018.46(2).7.
11. **Серебряный, А.Н.** Исследования внутренних волн в Черном море с океанографической платформы МГИ / А.Н. Серебряный, В.А. Иванов // Фундаментальная и прикладная гидрофизика. – 2013. – Т.6. – №. 3. – С.34-45.
12. **Химченко, Е.Е.** О наблюдении внутренних волн на шельфе Абхазии / Е.Е. Химченко, А.Н. Серебряный // Комплексные исследования Мирового океана материалы II Всероссийской научной конференции молодых ученых, 2017. – С. 296-299.
13. **Тюгин, Д.Ю.** Проблемно-ориентированный программный комплекс для моделирования динамики внутренних волн в стратифицированном океане / Д.Ю. Тюгин, А.А. Куркин, О.Е. Куркина // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2018. – №. 2. – С.52-59.
14. **Bondur, V.G.** An Anomalous Record-High Internal Wave Train on the Black Sea Shelf, Generated by an Atmospheric Front / V.G. Bondur, A.N. Serebryany, V.V. Zamshina // Doklady Akademii Nauk. – 2018. – V. 483. – №. 4. – DOI: 10.1134/S1028334X18120012.
15. **Ivanova, I.N.** Internal Waves on the Black Sea Shelf / I.N. Ivanova, V.S. Shlychkova // Izvestiya Rossiiskoi Akademii Nauk, Seriya Fizicheskaya. – 2018. – V. 82. – №. 11. – P. 1573-1576.
16. **Иванов, В.А.** Внутренние волны в шельфовой зоне и у кромки шельфа в Черном море / В.А. Иванов, А.Д. Лисиченок // Морской гидрофизический журнал. – 2002. – №. 6. – С. 67-63.
17. **Schlitzer, R.** Ocean Data View. – Режим доступа: <https://odv.awi.de> (дата обращения 10.10.2019).
18. **Епифанова, А.С.** Мониторинг внутренних волн в мировом океане с использованием базы данных / А.С. Епифанова, А.В. Рыбин, Т.Е. Моисеенко, О.Е. Куркина, А.А. Куркин // Сборник трудов Международной научно технической конференции «Информационные системы и технологии» ИСТ-2019. – Н. Новгород: НГТУ, 2019. – С. 964-968.

*Дата поступления
в редакцию: 24.10.2019*

A.S. Epifanova, A.A. Kurkin, O.E. Kurkina, T.E. Moiseenko, A.V. Rybin

ABOUT DEVELOPMENT OF DIGITAL OBSERVATIONS ATLAS OF THE INTERNAL WAVES IN THE WORLD OCEAN

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: This article describes the digital observations Atlas of internal waves in the World Ocean.

Design/methodology/approach: The digital observations Atlas of internal waves in the World Ocean includes 29 records from the database of internal waves in the World Ocean, which contains information for the period from 1972 to 2019 from 774 literature sources about 2866 registered manifestations.

Findings: The digital observations Atlas visualizes characteristics of the internal waves. They can be extracted from literature sources images by the expert. The Atlas illustrates such characteristics of the internal waves as mode, type, amplitude, period and polarity in the Black Sea at the moment.

Research limitations/implications: This research opens prospects for further studying of internal waves.

Originality/value: The digital observations Atlas is used for statistical analysis, geographic information systems, web services for ocean research.

Key words: digital observations atlas, internal waves, World ocean, IGWAtlas, database, Black Sea.

УДК 533.6

Л.Ю. Катаева^{1,2}, Д.А. Масленников¹, С.В. Михалев¹, Н.Н. Киселева²**ПОИСК ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ПОЛЕТА ТЕЛА НА ОСНОВЕ
АППРОКСИМАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ**Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Самарский государственный университет путей сообщения²

Представлен новый подход к поиску оптимальных режимов полета тела с использованием параметризации стационарной постановки задачи об обтекании и аппроксимации полученного решения. Описан оригинальный метод определения угла атаки и скорости движения тела для барражирования, полета на крейсерской скорости и планирования. Метод основан на выполнении серии CFD-расчетов аэродинамики модели самолета с различными углами атаки и скоростью набегающего потока и полиномиальной аппроксимации подъемной силы и силы лобового сопротивления. Результаты CFD-моделирования можно рассматривать как характеристики стационарного или квазистационарного полета. Полученные полиномиальные соотношения используются для определения оптимальных режимов полета. Принимается, что движитель уравнивает силу тяжести и аэродинамические силы. При решении задачи оптимизации используется сочетание метода перебора и квадратичной аппроксимации. Задача оптимизации режима планирования самолета решается с использованием метода дихотомии по углу направления полета. В сочетании с более детальными методами вычислений – такими, как динамика твердого тела с шестью степенями свободы – данный метод позволяет определить достижимость и устойчивость оптимальных режимов полета с использованием системы обыкновенных дифференциальных уравнений, решаемых методами Рунге-Кутты.

Ключевые слова: свободный полет, CFD-моделирование, аэродинамика, оптимизация режимов полета, 6DOF.

Введение

Исследования моделирования полета берут начало с конца XIX столетия. Известны экспериментальные исследования в аэродинамических трубах, проведенных в 1890-х гг., скорость потока в которых находилась в диапазоне от 4 до 18 м/с [1]. В России аэродинамические расчеты элементов летательного аппарата впервые были сделаны в 1894 г. К.Э. Циолковским [2]. Принцип возникновения подъемной силы был открыт Н.Е. Жуковским [3]. Дальнейшему совершенствованию аэродинамики посвящены работы [4-6]. Развитие вычислительной техники позволило использовать более полные модели и точную геометрию летательных средств. В настоящее время использование вычислительных экспериментов с использованием CFD-систем позволяет смоделировать поведение летательного аппарата без построения опытного образца, что существенно повышает эффективность конструирования [7-8].

Решение классической задачи обтекания тела позволяет получить поле скоростей вокруг него и вычислить значения силы лобового сопротивления и подъемной силы. Для рассмотрения взаимного влияния движения окружающей среды и тела используется модель 6DOF (six degrees of freedom – шесть степеней свободы) [9-10], согласно которой тело может двигаться в среде под действием внешних и внутренних сил.

Необходимо отметить, что моделирование свободного полета имеет как позитивные, так и негативные аспекты. К позитивным можно отнести возможность учета взаимного влияния среды и тела при движении в нестационарной постановке. Длительность вычислений является ключевой сложностью при моделировании свободного движения тела. Моделирование динамики тела с шестью степенями свободы в сочетании с аэродинамикой является трудоемкой и ресурсоемкой задачей. Для ее решения требуется значительный объем вычис-

лительных ресурсов. Учет динамики тела в газовой среде усложняет моделирование за счет постоянного изменения геометрии расчетной области. Помимо этого, важно учитывать повороты тела и его положение относительно других объектов (таких, как поверхность земли и преграды). Варьирование параметров для серийных симуляций с использованием 6DOF требует еще больше вычислений, поэтому целесообразно использование других методов моделирования.

Особенности CFD-моделирования аэродинамики тела

В случае продолжительного полета большая часть его времени протекает при постоянных условиях (скорость и угол атаки). Поэтому можно существенно уменьшить время моделирования путем введения предположения о квазистационарности, т.е., в каждый момент времени вокруг объекта формируется такое поле течений, которое бы сформировалось при стационарном режиме. При таком подходе не требуется рассматривать движение объекта относительно расчетной области, что позволяет провести моделирование с различными значениями параметров (угол атаки, скорость набегающего потока воздуха).

Для моделирования обтекания тела используется уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу в сочетании с k - ε моделью турбулентности и двуслойным приближением. Используемая модель турбулентности состоит из двух уравнений: переноса турбулентной кинетической энергии k и расчета скорости турбулентной диссипации ε . В области с высокой степенью вязкого воздействия (вязкий подслой и буферный слой) используется двуслойное приближение, позволяющее применять модель k - ε . В пристеночной области турбулентная вязкость и скорость турбулентной диссипации вычисляются как функции расстояния до стенки. Значения ε , полученные для пристеночного слоя и найденные из уравнения переноса на удалении от твердой границы плавно смешиваются. Газовая среда вокруг тела моделируется как воздух при $T = 288$ К и $P = 1$ атм. На границах и в начальный момент по всей расчетной области определяется заданный вектор скорости. Угол атаки моделируется путем поворота вектора скорости поля скоростей в начальных условиях и на границах на соответствующий угол, что позволило выполнять все расчеты без изменения геометрии. Для уменьшения времени расчетов была использована стационарная постановка задачи. Вид моделируемого тела показан на рис. 1. Габариты обтекаемого тела: высота 0,015 м, ширина 0,05 м, длина 0,2 м, масса 0,025 кг.

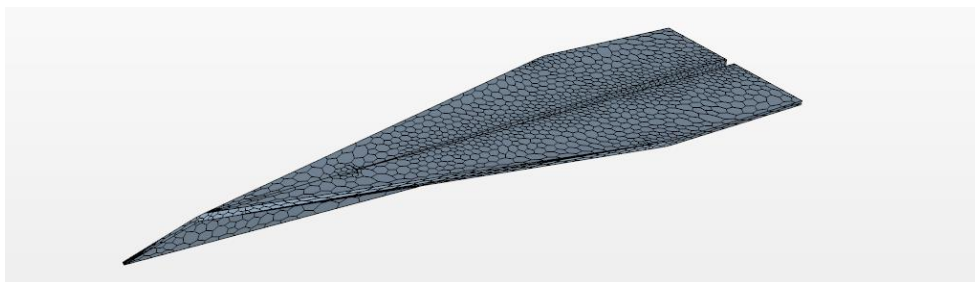


Рис. 1. Геометрия моделируемого тела

При использовании CFD-системы STAR CCM+ были вычислены аэродинамические силы, действующие на тело, при углах атаки от -20° до 20° с шагом в 5° и скорости набегающего потока от 1 м/с до 30 м/с с шагом в 1 м/с. Предполагается, что крен отсутствует, поскольку рассматривается стационарный режим полета. Угол атаки набегающего на самолет воздушного потока учитывался с помощью стандартной матрицы направляющих косинусов с учетом поворота самолета только вокруг оси Ox (1):

$$M_x(\alpha) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}. \quad (1)$$

При моделировании граничных условий на границе позади самолета устанавливалось фиксированное давление. На остальных границах была определена скорость, направление которой определялось с учетом угла атаки самолета. Свойства газа, входящего в расчетную область, соответствуют невозмущенной среде. На рис. 2-5 показана аэродинамика обтекания тела при угле атаки -20° и скорости 1 м/с.

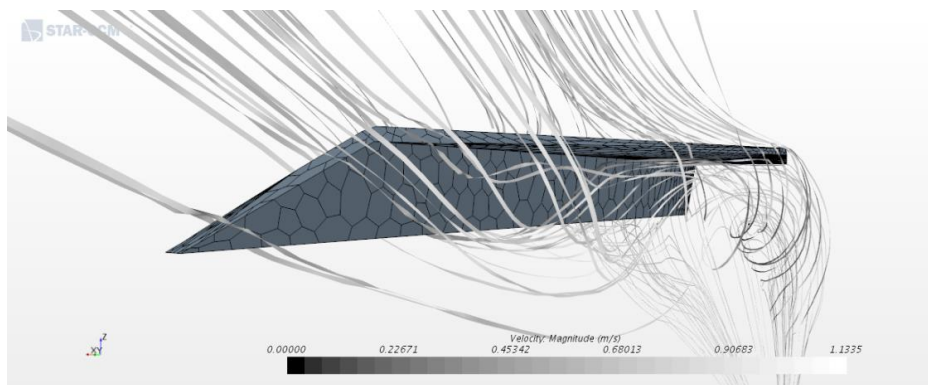


Рис. 2. Обтекание самолета (вид сбоку)

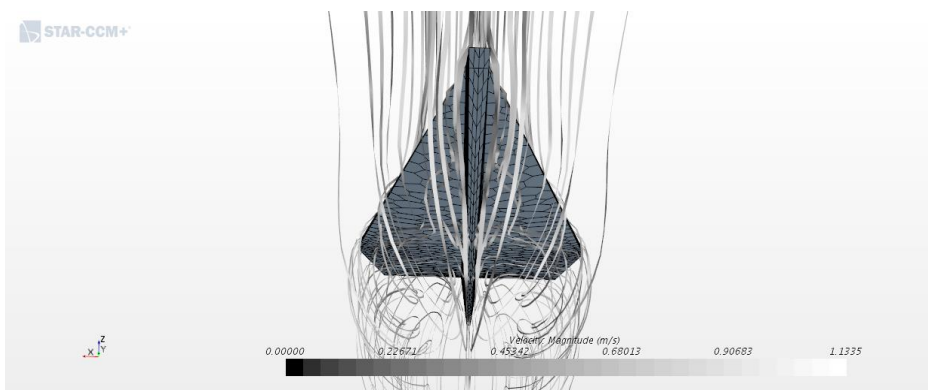


Рис. 3. Обтекание самолета (вид снизу)

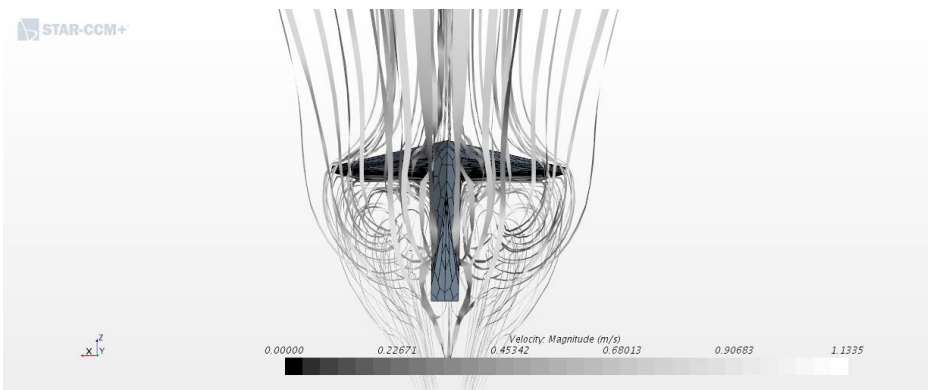


Рис. 4. Обтекание самолета (вид спереди)

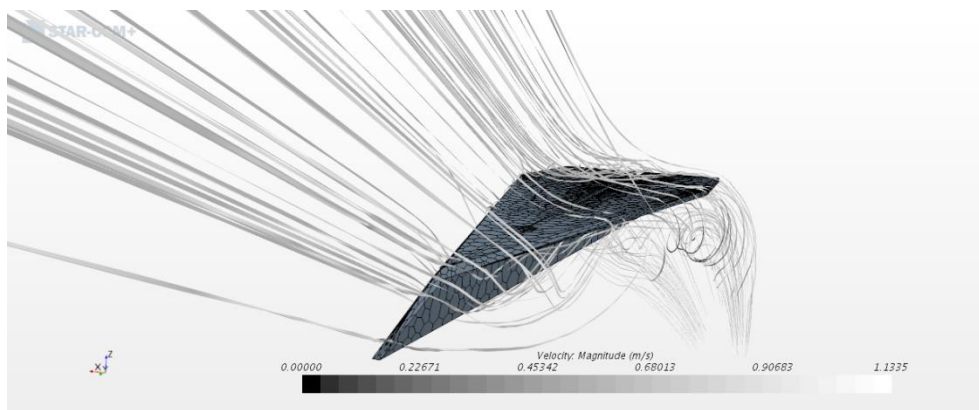


Рис. 5. Обтекание самолета (вид сверху)

Как показали результаты численного моделирования, влияние величины скорости потока на картину течения было несущественным. Для анализа аэродинамических свойств самолета были проведены расчеты лобового сопротивления и подъемной силы при различных углах атаки и скорости потока. Результаты показаны на рис. 6-7.

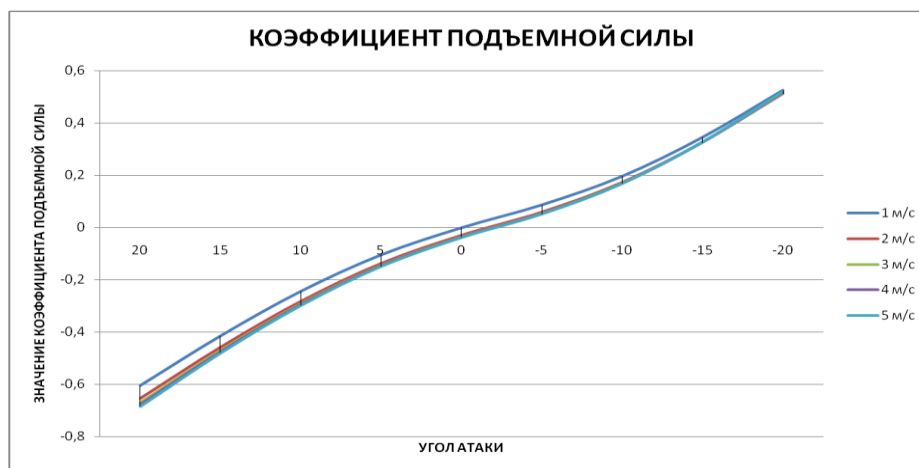


Рис. 6. Зависимость коэффициента подъемной силы от скорости и угла атаки

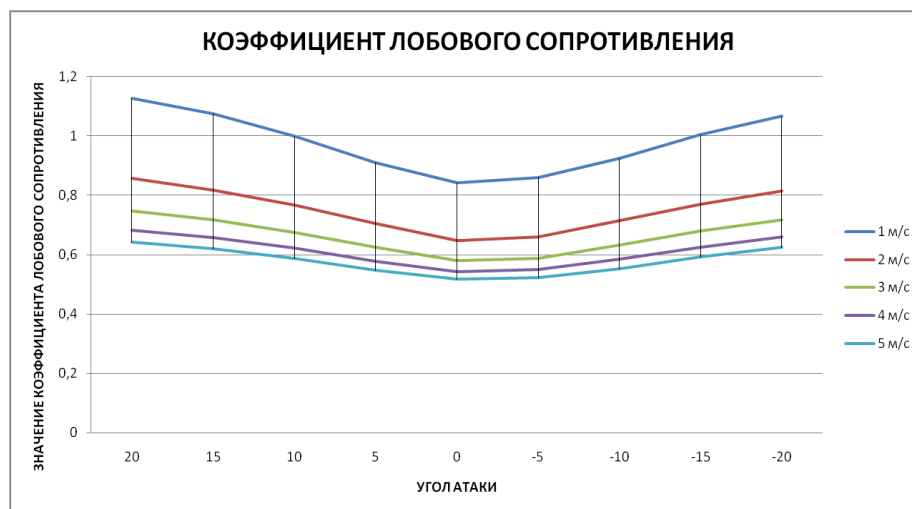


Рис. 7. Зависимость лобового сопротивления от скорости и угла атаки

Задача об оптимальных режимах полета тела

В результате CFD-моделирования получена таблица значений подъемной силы и лобового сопротивления тела в зависимости от угла атаки и скорости потока. Полученные значения были использованы для полиномиальной аппроксимации подъемной силы и лобового сопротивления. Аэродинамическая сила состоит из трения, сила которого пропорциональна скорости и перепада давления, характеризующегося квадратичной зависимостью. Зависимости аэродинамической силы от угла носит более неочевидный характер, поэтому используется полином со степенями от 0 до 3. Для определения величины аэродинамической силы предполагается использовать полиномиальное соотношение в предположении независимости влияния угла атаки и скорости набегающего потока (2):

$$\bar{F}_a(V, \alpha) = (aV + bV^2)(\bar{c} + \bar{d}\alpha + \bar{e}\alpha^2 + \bar{f}\alpha^3), \quad (2)$$

где \bar{F}_a , Н – суммарная аэродинамическая сила, действующая на тело; V , м/с – скорость набегающего потока, α , ° – угол атаки (угол между осью тела и направлением его полета), $a, b, \bar{c}, \bar{d}, \bar{e}, \bar{f}$ – полиномиальные коэффициенты, полученные методом наименьших квадратов.

Для проверки точности использованного полиномиального соотношения было выполнено сопоставление с исходными данными, показавшее уровень погрешности ниже 1 %. С целью компенсации аэродинамической силы и силы тяжести движитель тела создает силу тяги, которая вычисляется с помощью соотношения (3):

$$\bar{F}_t = -(\bar{F}_a + m\bar{g}), \quad (3)$$

где m , кг – масса модели; x – соответствует направлению горизонта; x' – ось тела; x'' – направление полета; \bar{F}_t , Н – сила тяги; \bar{g} – ускорение свободного падения.

Геометрия задачи представлена на рис. 8. Соотношения (2)-(3) с найденными полиномиальными коэффициентами использовались для вычисления характеристик различных стационарных режимов полета тела. В целях упрощения задачи предполагается, что расход топлива пропорционален силе движителя. Моменты сил не учитывались, так как предполагалось, что сумма моментов сил аэродинамического воздействия, движителя и тяжести взаимно компенсируется.

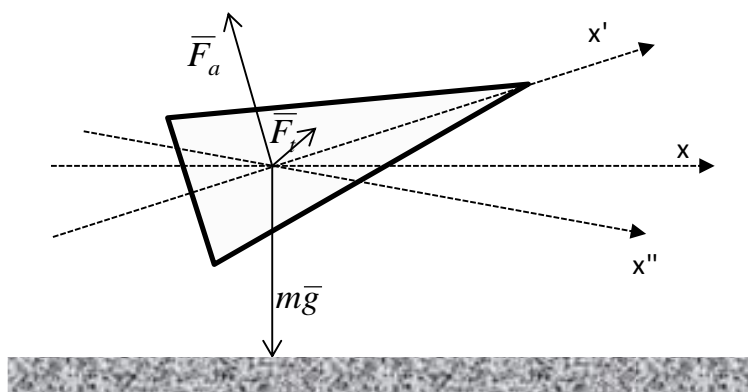


Рис. 8. Геометрия задачи об оптимальных режимах полета

Барражирование характеризуется минимальным расходом топлива, обеспечивающим сохранение высоты летательного средства. Соответствующую задачу оптимизации представлена в виде (4):

$$\begin{cases} |\bar{F}_t| \rightarrow \min \\ V > 0, \\ \beta = 0, \\ -90 < \alpha < 90 \end{cases}, \quad (4)$$

где β , град – направление полета тела x'' относительно плоскости горизонта x (увеличение высоты соответствует положительным значениям).

Вычисление крейсерской скорости сводится к задаче минимизации расхода топлива на единицу пути. В этом случае задача оптимизации примет вид (5):

$$\begin{cases} \frac{|\bar{F}_t|}{V} \rightarrow \min \\ V > 0, \\ \beta = 0, \\ -90 < \alpha < 90 \end{cases}. \quad (5)$$

Планирование является одним из важных режимов полета тела. В идеальных условиях отсутствия воздушных потоков происходит снижение высоты при движении вниз к горизонту под углом β . Такой режим целесообразно рассматривать в системе координат, связанной с направлением движения тела. В этом случае величина \bar{F}_a , найденная на основе CFD-моделирования, не зависит от направления движения, а силу \bar{F}_t нужно повернуть на угол β . Сила движителя равна нулю при планировании, а сила тяжести уравнивается с аэродинамической силой. Наибольший интерес представляют случаи: наибольшее расстояние и время полета тела. В этих случаях задачи оптимизации принимают соответственно вид (6-7):

$$\begin{cases} V \sin(\beta) \rightarrow \max \\ V > 0, \\ |\bar{F}_t| = 0 \\ -90 < \alpha < 90 \end{cases}, \quad (6)$$

$$\begin{cases} \sin(\beta) \rightarrow \max \\ V > 0, \\ |\bar{F}_t| = 0 \\ -90 < \alpha < 90 \end{cases}. \quad (7)$$

Результаты решения задач (4)-(7) определения оптимальных режимов полета приведены в табл. 1. Задачи оптимизации крейсерского полета (3) и барражирования (4) содержат по две переменных V , α . Скорость полета формально не имеет ограничения, поэтому была введена верхняя граница 100 м/с. Она может быть скорректирована после получения результатов, если оптимальный режим будет иметь значения скорости близкие к границе. Целевая функция сводится к полиному высокой степени и не является выпуклой вниз на всей области определения. В связи с этим был выбран комбинированный метод. На первом этапе был использован метод перебора с шагом 1 м/с по переменной V и 1 градус по α , что позволило получить грубое приближение, целевая функция на котором является выпуклой. На следующем этапе в окрестности грубого решения применен метод параболической аппроксимации, что позволило получить оптимальное решение с использованием менее чем 20 000 вычислений целевой полиномиальной функции.

Задачи оптимизации (6)-(7), моделирующие планирование самолета являются более сложными с вычислительной точки зрения. В них варьируются три параметра: V, α, β .

В отличие от случая полета с двигателем, при планировании самолета, угол β направления движения относительно горизонта ненулевой. Вместо этого вводится требование равенства нулю силы двигателя и, как следствие, равнодействующей всех внешних сил. Вычисление данной силы сводится к полиномиальным уравнениям высокой степени. Их решение позволило бы зафиксировать одну из переменных оптимизации. Недостатком данного подхода является необходимость решения уравнения для каждого вычисления значения целевой функции.

Рассмотрим задачу (7). Анализ физики процесса планирования тела позволил разработать алгоритм оптимизации. Вводится ограничение на угол полета $-90 \leq \beta \leq 0$. Нижняя граница соответствует полету тела вертикально вниз. Верхняя граница – горизонтальному полету, ее наличие связано с тем, что тело не может набирать высоту при планировании в отсутствии двигателя и восходящих потоков. По параметру β используется метод дихотомии. При каждом анализируемом значении β решается задача оптимизации (8):

$$\begin{cases} |\bar{F}_t| \rightarrow \min \\ V > 0, \\ -90 < \alpha < 90 \end{cases} . \quad (8)$$

Если в результате решения задачи оптимальное решение $|\bar{F}_t| < \varepsilon$, где ε – малая величина, обусловленная погрешностью, то существует режим полета с заданным углом и проверяемое значение параметра β является нижней оценкой, в противном случае верхней оценкой. Этой информации достаточно для деления промежутка значений по переменной β пополам при решении вспомогательной задачи оптимизации. Количество итераций метода дихотомии определяется требуемой точностью. Количество вычислений целевой функции при данном подходе составляет 300 000. Решение задачи (6) выполняется аналогично. Расчеты, приведенные в табл. 1, были сделаны, исходя из предположения, что направление тяги может быть любым.

В случае фиксированного направления тяги в задачу оптимизации добавляется соответствующие ограничение на направление силы.

Таблица 1

Характеристики различных режимов полета

	α	β	$ \bar{F}_t , \text{H}$	$V_x, \text{м/с}$	$V_y, \text{м/с}$
Барражирование	10,177	0,000	0,076	17,164	0,000
Полет с крейсерской скоростью	6,176	0,000	0,093	25,435	0,000
Планирование (время)	20,502	23,675	0,000	9,397	4,120
Планирование (расстояние)	7,781	19,020	0,000	20,196	6,962

Моделирование динамики самолета на основе предположения о квазистационарности

Другой метод моделирования движения основан на использовании законов динамики жесткого тела. В целях упрощения можно считать, что тело имеет плоскость симметрии и с учетом динамики его обтекания, имеет три степени свободы: поступательное, вертикальное движение и тангаж. Для определения величин сил используется кубическая сплайн интерполяция функции (2), значения которой получены на основе CFD-моделирования на сетке аргументов. Величины моментов вычисляются аналогичным способом. Векторная скорость полета тела и его угол поворота определяет скорость потока воздуха и угол атаки. Динамика тела определяется системой обыкновенных дифференциальных уравнений (9):

$$\begin{cases} m_s \dot{\bar{V}} = (\bar{F} - \bar{b}), \\ \dot{\bar{q}} = \bar{V}, \end{cases} \quad (9)$$

где \bar{V} – обобщенный вектор скорости, \bar{F} – вектор обобщенных внешних сил, t, c – время, m_s – матрица обобщенных моментов инерции, \bar{b} – гироскопический момент, \bar{q} – обобщенный вектор координат тела. Обобщенные вектора содержат конкатенацию величин, поступательного и вращательного движения.

Момент инерции тела определяется матрицей, а матрица моментов инерции применяется к системе отчета, связанной с самолетом (10):

$$m_s = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{1,1} & I_{1,2} & I_{1,3} \\ 0 & 0 & 0 & I_{2,1} & I_{2,2} & I_{2,3} \\ 0 & 0 & 0 & I_{3,1} & I_{3,2} & I_{3,3} \end{pmatrix}, \quad (10)$$

где $m, \text{кг}$ – масса самолета, не зависящая от системы отсчета, $I, \text{кг}\cdot\text{м}^2$ – тензор инерции. Поступательное ускорение, также определяется в независимой системе координат (x, y, z).

Гироскопический момент определяется выражением:

$$\bar{b} = (0 \ 0 \ 0 \ b_4 \ b_5 \ b_6)^T, \quad \{b_4 \ b_5 \ b_6\}^T = \bar{\omega} \times (I\bar{\omega}), \quad (11)$$

где $\bar{\omega}, \text{с}^{-1}$ – вектор угловой скорости. Обобщенный вектор внешних сил \bar{F} состоит как из поступательных сил [Н], так и их моментов [Н·м] и определяется соотношением (12):

$$\bar{F} = \bar{F}_A + \bar{F}_T, \quad (12)$$

где \bar{F}_A – обобщенная аэродинамическая сила, \bar{F}_T – обобщенная сила тяжести. Величина \bar{F}_A – определяется на основе CFD моделирования в системе, связанной с телом, после чего преобразуется в неподвижную систему координат.

Для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений применяется метод Рунге-Кутты с переменным шагом и контролем точности.

Выводы

Продемонстрирован оригинальный подход к поиску оптимальных режимов полета тела с использованием параметризации стационарной постановки задачи об обтекании и аппроксимации полученного решения. Данная постановка не учитывает поворот тела под действием моментов сил. Это особенно важно при планировании, поскольку нет компенсирующего момента тяги. Соответственно, предложенная в работе методика показывает идеальный результат. В сочетании с более детальными методами вычислений, такими, как динамика твердого тела с шестью степенями свободы, данный метод позволяет определить достижимость и устойчивость оптимальных режимов полета. Выполненное CFD-моделирование позволяет рассчитывать динамику полета твердого тела при изменении углов полета.

Библиографический список

1. Меркулова, Н.М. Развитие экспериментальных исследований крыльев самолетов: дис. ...канд. физ.-мат. наук / Н.М. Меркулова. – М.: Ин-т истории и естествознания АН СССР, 1962. – 266 с.
2. Циолковский, К.Э. Аэроплан, или Птицеподобная (авиационная) летательная машина. Собр. соч. Т. 1. – М.: Изд-во АН СССР, 1951. – С. 40-73.
3. Жуковский, Н.Е. О присоединенных вихрях / Н.Е. Жуковский. Т.5. – М., 1906. – С. 48-69.

4. Некрасова, М.Н. Обтекание сверхкритического профиля в корневом сечении стреловидного крыла / М.Н. Некрасова // Ученые записки ЦАГИ. – 1980. – Т. 11. – № 2. – С. 101-106.
5. Головкин, М.А. Обтекание прямого крыла при стационарных и квазистационарных внешних условиях / М.А. Головкин, В.П. Горбань, Е.В. Симусева, А.Н. Стратонович // Ученые записки ЦАГИ. – 1987. – Т. 18. – № 3. – С.1-12.
6. Головкин, В.А. Метод улучшения аэродинамических характеристик несущей поверхности / В.А. Головкин, М.А. Головкин, А.А. Ефремов // Ученые записки ЦАГИ. – 1996. – Т. 27. – № 1-2. – С. 20-38.
7. Analysis of Low-Speed Stall Aerodynamics of a Swept Wing with Laminar-Flow Glove / Trong T. Bui // Dryden Flight Research Center, Edwards, California, 2014. – Режим доступа: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20140003968.pdf>. (дата обращения: 12.05.19).
8. NASA ERA Integrated CFD for Wind Tunnel Testing of Hybrid Wing-Body Configuration / Joseph A. Garcia, John E. Melton, Michael Schuh, Kevin D. James, Kurtis R. Long, Dan D. Vicroy, Karen A. Deere, James M. Luckring, Melissa B. Carter, Jeffrey D. Flamm, Paul M. Stremel, Ben E. Nikaido, Robert E. Childs // American Inst. of Aeronautics and Astronauticsб 2016. – Режим доступа: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20170006475.pdf> (дата обращения: 12.05.19).
9. Simulations of 6-DOF Motion with a Cartesian Method / Scott M. Murman, Michael J. Aftosmis, Marsha J. Berger, Dochan Kwak // AIAA ASM Conferenceб 2003. – Режим доступа: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20030018924.pdf> (дата обращения: 19.05.19).
10. Modeling and Simulation Techniques for the NASA SLS Service Module Panel Separation Event; from Loosely-Coupled Euler to Fully-Coupled 6-DOF, Time-Accurate, Navier-Stokes Methodologies [электронный ресурс]; Leslie H. Hall, William M. Eppard, Michael P. Applebaum, David C. Purinton // AIAA Science and Technology Forum and Exposition, 2019. – Режим доступа: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20190000727.pdf>, свободный. (дата обращения: 19.05.19).

*Дата поступления
в редакцию: 21.10.2019*

L.Yu. Kataeva^{1,2}, D.A. Maslennikov¹, S.V. Mikhalev¹, N.N. Kiseleva²

SEARCH FOR OPTIMAL FLIGHT MODES OF THE BODY BASED ON APPROXIMATION OF CFD SIMULATION RESULTS

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
Samara state transport university²

Purpose: Of particular interest is the determination of the optimal parameters of various flight modes. This paper describes an original method for determining the angle of attack and the speed of body motion for loitering, cruising speed, and gliding.

Methodology: The calculation method is based on a series of CFD calculations with different angles of attack and the speed of the incoming flow and polynomial approximation of the lift and drag force. Obtained results correspond to stationary or quasi-stationary case. When calculating, it is assumed that the propulsion unit balances the force of gravity and the aerodynamic forces.

Value: The resulting polynomial relations are used to determine the optimal flight conditions.

Research implications: In combination with more detailed computational methods, such as rigid body dynamics with 6 degrees of freedom, this method allows to determine the achievability and stability of optimal flight modes solving system of ordinary differential equations with Runge-Kutta methods.

Key words: Free flight, CFD simulation, aerodynamics, flight mode optimization, 6DOF.

УДК 658.512

М.Х. Прилуцкий¹, И.В. Нетронин²**ЗАДАЧИ ОБЪЕМНО-КАЛЕНДАРНОГО ПЛАНИРОВАНИЯ ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ С ЕДИНИЧНЫМ И МЕЛКОСЕРИЙНЫМ ХАРАКТЕРОМ ПРОИЗВОДСТВА**Национальный исследовательский Нижегородский государственный университет
им. Н.И. Лобачевского¹Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова²

Рассмотрена проблема объемно-календарного планирования, построена математическая модель. Оптимизационные задачи назначения исполнителей на работы с использованием ресурсов по тактам планирования поставлены таким образом, чтобы все запланированные работы были выполнены, и при этом суммарные затраты системы, связанные с квалификацией исполнителей и производительностью используемых ресурсов, были минимальны. Показано, что поставленная задача формализуется как многоиндексная задача линейного программирования транспортного типа с двусторонними ограничениями. Предложены эффективные алгоритмы решения поставленных задач. Реализован прототип программной системы, который на реальных исходных данных показал адекватность построенной математической модели и применимость предложенных алгоритмов к решению больших задач объемно-календарного планирования.

Ключевые слова: объемно-календарное планирование, единичное и мелкосерийное производство, метод приведенных границ.

Содержательное описание проблемы объемно-календарного планирования

Задачи объемно-календарного планирования математически могут быть описаны либо в наиболее общем виде с учетом всех возможных ограничений и связей, либо с той или иной степенью идеализации. В настоящей работе рассматривается вариант, в котором вместо номенклатуры и длительностей операций рассматриваются объемные показатели, а вместо технологических ограничений на последовательность выполнения операций – этапы изготовления изделий. В этом случае проблема планирования может быть представлена как проблема распределения ресурсов в сложных системах [1-11].

Предлагаемая математическая модель описывает различные задачи распределения плана предприятия по различным группам. Таких групп может быть несколько. Мы будем рассматривать случай, когда к таким группам относятся: группы изделий, группы этапов выполнения изделий, группы работ, группы тактов планирования, группы исполнителей, группы ресурсов. Общность построенной математической модели предполагает, что количество и состав групп может меняться в зависимости от конкретных производственных систем. Рассматриваемые в данной работе задачи объемно-календарного планирования заключаются в определении плана производства в объемных показателях (нормо-часы, рубли, условные тонны), в котором определено, какие исполнители в какие периоды планирования будут выполнять какие работы с использованием каких ресурсов. Спецификой рассматриваемых производственных систем является учет квалификации исполнителей и взаимозаменяемости ресурсов. Для каждой работы определено множество исполнителей, любой из которых по своей квалификации может быть назначен на эту работу, но при этом, в зависимости от квалификации – разные назначения будут оцениваться различным образом; то же самое относится и к ресурсам. Для каждой работы указывается множество ресурсов, любой из которых может быть использован для выполнения работы, но при этом от «качества» ресурса зависит оценка такого назначения. Оценка возможных назначений в работе учитывается через «обобщенные затраты», которые понесет система. Требуется определить, какие исполнители и какие ре-

суды будут назначены на работы каждого этапа каждого проекта в каждый такт планирования, чтобы были выполнены все запланированные работы, и при этом система понесла «минимальные затраты» от найденного назначения.

В качестве примера рассмотрим задачу формирования объемно-календарного плана для предприятий с единичным и мелкосерийным характером производства [7]. В планируемом периоде изготовлению подлежит совокупность изделий. Изготовление каждого изделия разбито на этапы. Для каждого этапа выделена совокупность работ, каждая из которых определяет вид ресурсов, необходимых для выполнения этой работы, а также требуемую квалификацию возможных исполнителей. Каждая работа может выполняться несколькими исполнителями и использовать для выполнения несколько ресурсов. Каждый исполнитель и каждый ресурс учитываются в зависимости от тактов планирования, в которые они будут использованы. Все работы разбиты на группы по сложности, а исполнителям присвоены квалификации с условием: можно назначать исполнителя не только на соответствующую ему работу по сложности, но и на любую работу с меньшей сложностью. Все ресурсы разбиты на группы по применимости с условием: можно назначать для выполнения проектной работы не только соответствующий этой работе ресурс, но и ресурс «большой производительности». Для формализации критерия оптимальности рассматриваемой задачи объемно-календарного планирования необходимо учитывать процедуры формирования зависимости «затрат» от назначений работа – исполнитель, исполнитель-ресурс, исполнитель-такт, ресурс-такт.

Требуется назначить исполнителей на работы с использованием ресурсов по тактам планирования таким образом, чтобы все запланированные работы были выполнены и при этом суммарные затраты системы, связанные с квалификацией исполнителей и производительностью используемых ресурсов, были минимальны.

Математическая модель

Задача 1. Случай корневого ориентированного дерева

1.1. Исходные параметры математической модели.

Пусть P – множество изделий, Q – множество этапов изготовления изделий, J – множество работ, T – множество тактов планирования, I – множество исполнителей, R – множество ресурсов.

Все введенные далее параметры, определяющие количественные величины, должны измеряться в одних и тех же единицах – объемных показателях, например, в нормо-часах. Если это не так, возникает необходимость пересчета одних объемных показателей в другие, например, рублей в трудоемкости, или условных тонн в рубли. Кроме того, для общности математической модели, мы будем описывать ограничения математической модели в виде двусторонних линейных алгебраических неравенств с минимальными и максимальными объемами работ, учитывая, что случай равенства выражается приравнением минимальных и максимальных объемов. Введем следующие характеристики, определяющие условия допустимости искомого решения. Пусть A^- , A^+ – соответственно минимальный и максимальный объемы работ по всем изделиям, которые должны быть выполнены в планируемом периоде; B_p^- , B_p^+ – соответственно минимальный и максимальный объемы работ, которые должны быть выполнены по изделию p в планируемом периоде, $p \in P$; C_{pq}^- , C_{pq}^+ – соответственно минимальный и максимальный объемы работ, которые могут быть выполнены по этапу q изделия p , $q \in Q$, $p \in P$; D_{pqj}^- , D_{pqj}^+ – соответственно минимальный и максимальный объемы работ, которые могут быть выполнены по работе j , этапу q , изделию p в планируемом периоде, $p \in P$, $q \in Q$, $j \in J$, E_{pqjt}^- , E_{pqjt}^+ – соответственно минимальный

и максимальный объемы работ, которые могут быть выполнены по работе j , этапу q , изделию p , в такт планирования t , $p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T$.

Обозначим через a_{pqjtir} – объем работ, который может быть выполнен i -ым исполнителем с использованием ресурса r (при условии его доступности и достаточности) по работе j этапа q изделия p в такт планирования t , $p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, i \in I, r \in R$.

Для постановки задачи объемно-календарного планирования введем величины c_{pqjirt} – «затраты», которые система понесет, если при выполнении работы j исполнитель i будет использовать ресурс r и будет назначен на работу j этапа q изделия p в такт планирования t , $p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, i \in I, r \in R$.

1.2. Варьируемые параметры математической модели.

Обозначим через x_{pqjtir} – объем работ, который будет выполнен i -ым исполнителем с использованием ресурса r по работе j этапа q изделия p в такт планирования t , $p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, i \in I, r \in R$.

1.3. Ограничения математической модели (1):

$$A^- \leq \sum_{p \in P} \sum_{q \in Q} \sum_{j \in J} \sum_{t \in T} \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} x_{pqjtir} \leq A^+. \quad (1)$$

Ограничения на общий объем работ по всем изделиям (2):

$$B_p^- \leq \sum_{q \in Q} \sum_{j \in J} \sum_{t \in T} \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} x_{pqjtir} \leq B_p^+, \quad p \in P. \quad (2)$$

Ограничения на объемы работ, которые должны быть выполнены по каждому изделию (3):

$$C_{pq}^- \leq \sum_{j \in J} \sum_{t \in T} \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} x_{pqjtir} \leq C_{pq}^+, \quad p \in P, q \in Q. \quad (3)$$

Ограничения на объемы работ, которые должны быть выполнены по каждому этапу каждого изделия (4):

$$D_{pqj}^- \leq \sum_{t \in T} \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} x_{pqjtir} \leq D_{pqj}^+, \quad p \in P, q \in Q, j \in J. \quad (4)$$

Ограничения на выполнение каждой работы каждого этапа каждого изделия (5):

$$E_{pqi}^- \leq \sum_{j \in J} \sum_{t \in T} \sum_{r \in R} x_{pqjtir} \leq E_{pqi}^+, \quad p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T. \quad (5)$$

Ограничения на выполнение работ по каждому этапу каждого изделия в каждый такт планирования (6):

$$x_{pqjtir} \leq a_{pqjtir}, \quad p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, i \in I, r \in R. \quad (6)$$

Исходные параметры, варьируемые параметры и ограничения (1)-(6) представляют собой общую математическую модель проблемы распределения взаимозаменяемых ресурсов при планировании процесса изготовления сложных изделий.

1.4. Постановка задачи

В рамках общей математической модели могут быть поставлены различные оптимизационные задачи объемно-календарного планирования. Постановка задачи зависит от того, какие ограничения общей математической модели будут учитываться, а также от критерия, формализующего качество найденного решения задачи. Рассмотрим обобщенный критерий оптимальности, формализующий суммарные затраты, которые понесет система при выполнении всех характеристик искомого плана от назначения на работы исполнителей и ресурсов (7):

$$F(X) = \sum_{p \in P} \sum_{q \in Q} \sum_{j \in J} \sum_{t \in T} \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} c_{pqjirt} x_{pqjirt} \rightarrow \min. \quad (7)$$

Задача определения величин затрат c_{pqjirt} является принципиальной при постановке задачи объемно-календарного планирования. Обычно информация о подобных затратах определяется экспертным путем, но большое количество параметров, которые определяют затраты, затрудняют экспертам их определение. Здесь предлагается процедура формирования матрицы затрат путем оценивания затрат, соответствующих парам индексов, среди которых определяющими являются пары (j, i) , (i, r) , (i, t) , (r, t) – соответственно, работа – исполнитель, исполнитель-ресурс, исполнитель-такт, ресурс-такт. В этом случае эксперту намного проще оценивать предполагаемые затраты по парам характеристик. Пусть экспертным путем получены значения $c_{ji}^{(1)}$, $c_{ir}^{(2)}$, $c_{it}^{(3)}$, $c_{rt}^{(4)}$ – соответственно, затраты на выполнение работы j исполнителем i , затраты на использование исполнителем i ресурса r , затраты на привлечение исполнителя i для выполнения работ в такт t , затраты на использование ресурса r

в такт t , $j \in J, t \in T, i \in I, r \in R$. После нормировки $\hat{c}_{ji}^{(1)} = \frac{c_{ji}^{(1)}}{\sum_{i \in I} \sum_{j \in J} c_{ji}^{(1)}}$, $\hat{c}_{ir}^{(2)} = \frac{c_{ir}^{(2)}}{\sum_{i \in I} \sum_{r \in R} c_{ir}^{(2)}}$,
 $\hat{c}_{it}^{(3)} = \frac{c_{it}^{(3)}}{\sum_{i \in I} \sum_{t \in T} c_{it}^{(3)}}$, $\hat{c}_{rt}^{(4)} = \frac{c_{rt}^{(4)}}{\sum_{r \in R} \sum_{t \in T} c_{rt}^{(4)}}$, определим величины затрат следующим образом:

$$c_{pqjirt} = \alpha_1 \hat{c}_{ji}^{(1)} + \alpha_2 \hat{c}_{ir}^{(2)} + \alpha_3 \hat{c}_{it}^{(3)} + \alpha_4 \hat{c}_{rt}^{(4)}, \quad \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 1, \quad \alpha_i \geq 0, \quad i = \overline{1,4}.$$

Здесь весовые коэффициенты α_i определяют экспертные предпочтения, заданные на множестве выбранных пар индексов. С помощью коэффициентов α_i , которые могут принимать нулевые значения, в зависимости от стоящей задачи, можно по-разному формализовать критерий оптимальности.

Таким образом, поставленная задача 1 объемно-календарного планирования ставится как многоиндексная задача линейного программирования с ограничениями математической модели (1)-(6) и критерием (7). Частные задачи формализуются с использованием требуемых ограничений из (1)-(6) и преобразованным критерием типа (7) с определенными значениями весовых коэффициентов. Однако размеры реальных задач, в которых число неизвестных может превышать 10^{10} , а число ограничений имеет такой же порядок, затрудняет использование для их решения стандартных пакетов программ. Это обуславливает разработку для их решения алгоритмов, учитывающих специфику задачи и позволяющих решать задачи такой размерности в реальном времени. Основной спецификой задачи является *транспортная структура системы ограничений* (1)-(6) – коэффициенты перед переменными принимают значения из множества $\{0,1\}$.

Задача 2. Сведение задачи к поиску допустимой циркуляции в транспортной сети

При принятых обозначениях, пусть G_{pit}^- , G_{pit}^+ – соответственно минимальный и максимальный объемы работ, которые могут быть выполнены по изделию p , i -ым исполнителем, в такт планирования t , $p \in P, i \in I, t \in T$. Рассмотрим следующую систему ограничений: при сохранении ограничений (1), (2), (3), (5), (6), вместо ограничений (4) рассмотрим новые ограничения (8):

$$G_{pit}^- \leq \sum_{q \in Q} \sum_{j \in J} \sum_{r \in R} x_{pqjitr} \leq G_{pit}^+, \quad p \in P, i \in I, t \in T. \quad (8)$$

Ограничения на выполнение работ исполнителями по каждому изделию в каждый такт планирования. Рассмотрим задачу 2 с ограничениями (1), (2), (3), (4), (5), (6) и критерием (7).

Алгоритмы решения задач

Для систем транспортного типа принципиальным является то, что в них вместо вектора варьируемых переменных используются многоиндексные матрицы неизвестных. В таких системах суммирование может осуществляться по одному или нескольким индексам. Введенные системы ограничений задачи 1 и задачи 2 являются шести индексной. Число индексов в таких задачах быть достаточно большим, поэтому, для удобства изложения, мы будем пользоваться обозначениями, принятыми в [12]. Пусть $N(s) = \{1, 2, \dots, s\}$. Каждому числу l ставится в соответствие параметр j_l , называемый индексом, который может принимать значения из множества $J_l = \{1, 2, \dots, n_l\}$, $n_l \geq 2$, $l \in N(s)$. Пусть $f = \{k_1, k_2, \dots, k_t\}$, $f \subseteq N(s)$. Набор значений индексов $F_f = (j_{k_1}, j_{k_2}, \dots, j_{k_t})$ называется t -индексом, а множество всех t -индексов обозначается через $E_f = J_{k_1} \times J_{k_2} \times \dots \times J_{k_t}$, $t = \overline{1, s}$. Каждому набору F_f ставится в соответствие действительное число z_{F_f} , $F_f \in E_f$. Совокупность таких чисел для всех возможных значений индексов $j_{k_1}, j_{k_2}, \dots, j_{k_t}$ называется t -индексной матрицей и обозначается через $\{z_{j_{k_1}, j_{k_2}, \dots, j_{k_t}}\} = \{z_{F_f}\}$. Пусть $\bar{f} = N(s) \setminus f$. Тогда через $F = F_f F_{\bar{f}}$ обозначается s -индексный набор $(j_{k_1}, j_{k_2}, \dots, j_{k_t}, j_{k_{t+1}}, \dots, j_{k_s})$. При этом считается, что если $f = \emptyset$, то E_f состоит из специально выделенного 0-индекса F_\emptyset , причем $F = F_\emptyset F$. Тогда для сокращения записи можно ввести следующие обозначения: $\sum_{F_f \in E_f} z_{F_f F_{\bar{f}}} = \sum_{j_{k_1} \in J_{k_1}} \sum_{j_{k_2} \in J_{k_2}} \dots \sum_{j_{k_t} \in J_{k_t}} z_{F_f F_{\bar{f}}}$, $F_{\bar{f}} \in E_{\bar{f}}$.

Задача заключается в определении существования для заданного множества M , $M \subseteq 2^{N(s)}$, такой s -индексной матрицы $\{x_F\}$, которая удовлетворяет системе линейных алгебраических двусторонних неравенств (9):

$$a_{F_{\bar{f}}} \leq \sum_{F_f \in E_f} x_{F_f F_{\bar{f}}} \leq b_{F_{\bar{f}}}, \quad F_{\bar{f}} \in E_{\bar{f}}, \quad f \in M. \quad (9)$$

В дальнейшем систему неравенств (8) при заданном множестве M будем обозначать через $D(M)$.

Для некоторых многоиндексных систем решение вопроса об их совместности сводится к решению задачи T – поиска допустимой циркуляции в транспортной сети. Пусть в системе ограничений (8) $a_{F_{\bar{f}}}$ и $b_{F_{\bar{f}}}$ – целые числа. Будем считать, что задача $D(M)$ сводится к задаче T , если некоторое подмножество компонент оптимального решения задачи T образует оптимальное решение задачи $D(M)$ и задача $D(M)$ не имеет допустимого решения, если не имеет допустимого решения задача T . Из [6] следует, что для того чтобы задача $D(M)$ сводилась к задаче T достаточно, чтобы существовало такое разбиение $M_1 = \{f_1^{(1)}, f_2^{(1)}, \dots, f_{m_1}^{(1)}\}$, $M_2 = \{f_1^{(2)}, f_2^{(2)}, \dots, f_{m_2}^{(2)}\}$ множества M , для которого выполняется (10):

$$f_i^{(1)} \subseteq f_{i+1}^{(1)}, \quad i = \overline{1, m_1 - 1} \quad \text{и} \quad f_i^{(2)} \subseteq f_{i+1}^{(2)}, \quad i = \overline{1, m_2 - 1}. \quad (10)$$

Для системы ограничений задачи 1 условия (10) выполняется для случая, когда $M_2 = \emptyset$. Действительно, в ограничениях (1) суммирование происходит по индексам множества $\{p, q, j, t, i, r\}$. Для ограничений (2) суммирование происходит по индексам множества $\{q, j, t, i, r\}$. Для ограничений (3) суммирование происходит по индексам множества $\{j, t, i, r\}$. Для ограничений (4) суммирование происходит по индексам множества $\{t, i, r\}$. Для ограничений (5) суммирование происходит по индексам множества $\{i, r\}$. Ограничения (6) не используют суммирование.

Тем самым мы имеем $\{p, q, j, t, i, r\} \supseteq \{q, j, t, i, r\} \supseteq \{j, t, i, r\} \supseteq \{t, i, r\} \supseteq \{i, r\} \supseteq \emptyset$.

Эти условия означают, что система (1)-(6) моделируется взвешенным корневым ориентированным деревом, в котором корень дерева определяется ограничением (1), листья – ограничениями (6), а промежуточные элементы – ограничениями (2)-(5). Тогда исходная задача формально ставится как задача распределения однородного ресурса в иерархической системе древовидной структуры [10]. Вершинам дерева присвоены веса, определяющие минимальные и максимальные допустимые объемы, ограничивающие объем ресурса, который может быть передан через эту вершину. Кроме того, листьям дерева поставлены в соответствии величины c_{pqjirt} , определяющие затраты системы за единицу ресурса, который будет передан соответствующему листу.

Согласно [2], определим так называемые приведенные границы для элементов системы:

$$\begin{aligned} a'_{pqjirt} &= 0, \quad a''_{pqjirt} = a_{pqjirt}, \quad p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, i \in I, r \in R, \\ E'_{pqjt} &= \max(E_{pqjt}^-, \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} a'_{pqjirt}), \\ E''_{pqjt} &= \min(E_{pqjt}^+, \sum_{i \in I} \sum_{r \in R} a''_{pqjirt}), \quad p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, \\ D'_{pqj} &= \max(D_{pqj}^-, \sum_{t \in T} E'_{pqjt}), \quad D''_{pqj} = \min(D_{pqj}^+, \sum_{t \in T} E''_{pqjt}), \quad p \in P, q \in Q, j \in J, \\ C'_{pq} &= \max(C_{pq}^-, \sum_{j \in J} D'_{pqj}), \quad C''_{pq} = \min(C_{pq}^+, \sum_{j \in J} D''_{pqj}), \quad p \in P, q \in Q, \\ B'_p &= \max(B_p^-, \sum_{q \in Q} C''_{pq}), \quad B''_p = \min(B_p^+, \sum_{q \in Q} C'_{pq}), \\ A' &= \max(A^-, \sum_{p \in P} B'_p), \quad A'' = \min(A^+, \sum_{p \in P} B''_p). \end{aligned}$$

Согласно теореме о приведенных границах [2], система ограничений (1)-(6) совместна тогда и только тогда, когда выполняются условия:

$$\begin{aligned} E'_{pqjt} \leq E''_{pqjt}, \quad D'_{pqj} \leq D''_{pqj}, \quad C'_{pq} \leq C''_{pq}, \quad B'_p \leq B''_p, \quad A' \leq A'', \\ p \in P, q \in Q, j \in J, t \in T, i \in I, r \in R \end{aligned}$$

Проверка на совместность системы ограничений (1)-(6) требует линейного числа операций относительно переменных рассматриваемой задачи. Алгоритм решения исходной задачи использует процедуры проверки системы ограничений (1)-(6) на совместность [9]. Найдем все s цепей, соединяющих корень дерева с листьями. Для каждой такой цепи известна величина затрат c_{pqjirt} , которую получит система от распределения единицы ресурса от корня дерева до соответствующего листа. Начиная с цепи, для которой величина затрат наименьшая (если их несколько – то цепь любая из них), не нарушая приведенные границы, пропускаем максимальное количества ресурса по этой цепи. Уменьшим левые и правые границы на эту величину во всех вершинах, соответствующих выбранной цепи. Исключим эту

цепь из рассмотрения, при этом условия теоремы о приведенных границах будут выполнены. Повторяем процедуру s раз. Найденные величины ресурса будут определять оптимальное решение исходной задачи. Вычислительная сложность предложенного алгоритма $O(n^2)$, где n – число вершин в дереве. Действительно, максимальная длина цепи для такой сети не превосходит n , а по каждой цепи алгоритм обращается к каждой вершине один раз.

Для системы ограничений задачи 2 имеем $\{p, q, j, t, i, r\} \supseteq \{j, t, i, r\} \supseteq \{i, r\} \supseteq \emptyset$, $\{q, j, t, i, r\} \supseteq \{q, j, r\}$. Тем самым $M_1 \neq \emptyset$, $M_2 \neq \emptyset$. Тогда для многоиндексной системы ограничений задачи 2 решение вопроса об ее совместности сводится к решению задачи поиска допустимой циркуляции в транспортной сети.

Заключение

В работе рассмотрена проблема объемно-календарного планирования, построена математическая модель, поставлены оптимизационные задачи назначения исполнителей на работы с использованием ресурсов по тактам планирования таким образом, чтобы все запланированные работы были выполнены и при этом суммарные затраты системы, связанные с квалификацией исполнителей и производительностью используемых ресурсов, были минимальны. Показано, что поставленная задача формализуется как многоиндексная задача линейного программирования транспортного типа с двусторонними ограничениями. Специфика поставленной задачи позволила применить к ее решению алгоритм квадратичной сложности, использующий описанные процедуры приведенных границ. Полученные в работе результаты положены в основу реализованного прототипа программной системы, решающей описанный класс задач объемно-календарного планирования. Проведенные вычислительные эксперименты на реальных исходных данных опытного производства АО «ОКБМ Африкантов», Н. Новгород, показали адекватность построенной математической модели и применимость предложенных алгоритмов к решению большеразмерных задач объемно-календарного планирования.

Библиографический список

1. Прилуцкий, М.Х. Задача упорядочения работ как задача о назначениях / М.Х. Прилуцкий, Е.А. Кумагина // Вестник Нижегородского государственного университета. Математическое моделирование и оптимальное управление. – 1999. – Вып. 21. – С. 18-24.
2. Прилуцкий, М.Х. Многоиндексные задачи объемно-календарного планирования транспортного типа / М.Х. Прилуцкий // Труды 5 международной конференции «Идентификация систем и задачи управления SICPRO-06». – М.: Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН. – 2006. – С. 503-510.
3. Прилуцкий, М.Х. Многокритериальные многоиндексные задачи объемно-календарного планирования / М.Х. Прилуцкий // Известия академии наук. Теория и системы управления. – 2007. – №1. – С. 78-82.
4. Прилуцкий, М.Х. Оптимизационные задачи объемно-календарного планирования для нефтеперерабатывающих предприятий / М.Х. Прилуцкий // Системы управления и информационные технологии. – 2007. – № 2.1(28). – С. 188-192.
5. Прилуцкий, М.Х. Поточковые модели для предприятий с непрерывным циклом изготовления продукции. /М.Х. Прилуцкий, В.Е. Костюков // Информационные технологии. – 2007. – №10. – С.47-52.
6. Афраймович, Л.Г. Многоиндексные задачи оптимального планирования производства / Л.Г. Афраймович, М.Х. Прилуцкий // Автоматика и телемеханика. –2010. – № 10. – С. 148-155.
7. Афраймович, Л.Г. Планирование и оперативное управление процессом изготовления сложных изделий / Л.Г. Афраймович, В.С. Власов, М.С. Куликов, М.Х. Прилуцкий, Н.В. Старостин, А.В. Филимонов // XII Всероссийское совещание по проблемам управления (ВСПУ-2014). – М: ИПУ РАН. – 2014. – С. 5138-5149.

8. **Афраймович, Л.Г.** Многоиндексные транспортные задачи с 1-вложенной структурой / Л.Г. Афраймович, А.С. Катеров, М.Х. Прилуцкий // Автоматика и телемеханика. – 2016. – №11. – С. 18-42.
9. **Прилуцкий, М.Х.** Задачи оптимального планирования как задачи распределения ресурсов в сетевых канонических структурах / М.Х. Прилуцкий, В.С. Власов, О.В. Кривошеев // Информационные технологии. – 2017. – Т. 23. – № 9. – С. 650-657.
10. **Прилуцкий, М.Х.** Задачи календарного планирования для предприятий с единичным и мелкосерийным характером производства / М.Х. Прилуцкий, И.В. Нетронин // Системы управления и информационные технологии. – №3(77). – 2019. – С. 46-51.
11. **Прилуцкий, М.Х.** Оптимальные стратегии распределения разнородных ресурсов в сетевых канонических структурах / М.Х. Прилуцкий, Е.А. Кумагина // Системы управления и информационные технологии. – 2014. – №1(55). – С. 60-64.
12. **Раскин, Л.Г.** Многоиндексные задачи линейного программирования (теория, методы, приложения) / Л.Г.Раскин, И.О.Кириченко // Радио и связь, 1982. – 240 с.

*Дата поступления
в редакцию: 18.09.2019*

M.Kh. Prilutskii¹, I.V. Netronin²

TASKS OF VOLUME-CALENDAR PLANNING FOR ENTERPRISES WITH A SINGLE AND SMALL-SERIES CHARACTER OF PRODUCTION

Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod¹
Fderal State Unitary Enterprise I.I. Afrikantov OKB Mechanical Engineering²

Purpose: The paper considers the problem of volumetric scheduling, builds a mathematical model, sets optimization tasks for appointing workers to work using resources on planning steps in such a way that all planned work is completed and at the same time the total cost of the system associated with the skills of the performers and the productivity of the resources used were minimal. It is shown that the problem posed is formalized as a multi-index linear transport-type programming problem with two-sided constraints.

Approach: Effective algorithms for solving the tasks are proposed.

Findings: A prototype of a software system has been implemented, which, using real initial data, has shown the adequacy of the constructed mathematical model and the applicability of the proposed algorithms to solving large-scale volume-scheduling problems.

Originality/value: All results are new.

Key words: volumetric scheduling, single and small-scale production, the method of reduced boundaries.

УДК 004.415.2.43

Е.В. Сидорова, Н.Г. Дмитриева, Н.А. Калинина

**РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПОСТРОЕНИЯ ГРАФА ЗАВИСИМОСТЕЙ
ПРОГРАММНЫХ МОДУЛЕЙ В СИСТЕМЕ *NODE.JS***

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Описаны принципы модульного *SOLID*-программирования для объектно-ориентированных языков программирования. Приведен алгоритм построения графа зависимостей модулей программы на основе теории абстрактных синтаксических деревьев, реализованный для модулей типов *ESM* и *CommonJS* в системе *Node.js*. В качестве вспомогательной решена задача обнаружения циклических зависимостей в графе. Выполнено сравнение времени выполнения, как для программ, состоящих только из модулей *ESM*, так и для программ, совмещающих *ESM* и *CommonJS* модули. Построенный граф зависимостей позволяет оптимизировать процесс регрессионного повторного тестирования программного продукта и удобен для учета всех зависимостей измененных модулей в программе, что имеет большое значение для отбора повторных регрессионных тестов.

Ключевые слова: лексический и синтаксический анализ программного кода, абстрактные синтаксические деревья *AST*, принципы *SOLID*-программирования, управляющий граф программы, граф зависимостей модулей программы, *ESM*-модули, *CommonJS*-модули, модульная система *Node.js*, *JavaScript*.

Введение

В роли преобразователей исходного кода программы в машинный выступают либо интерпретаторы, либо компиляторы. Программный код, представляющий собой обычный текст, проходит этап парсинга – превращения обычного текста в иерархическую структуру данных, называемую абстрактным синтаксическим деревом *AST* (*Abstract Syntax Tree*). На многих стадиях жизненного цикла программного обеспечения, анализ исходного кода программы является важной частью, как разработки, так и дальнейшей поддержки продукта. Это помогает изначально создавать качественный программный продукт, оценивать степень отестированности программы и оптимизировать задачу регрессионного тестирования. Такой анализ удобно проводить на основе графа зависимостей модулей программного продукта. В данной статье рассматривается алгоритм построения графа зависимостей исходной программы в виде абстрактного синтаксического дерева для программ, состоящих из модулей системы *Node.js*. В таком дереве вершинами будут являться модули программы, а дугами их интерфейсы.

Модульное программирование

Для модульного программирования характерна декомпозиция исходного задания на отдельные задачи, которые представляются в виде программных модулей. Каждый модуль реализует отдельную функциональность программы и имеет публичный (*public*) интерфейс, доступный для использования в других модулях. Данный подход уменьшает зону ответственности разработчика модуля по сравнению с разрабатываемой программой, ускоряет процесс разработки, упрощает процессы отладки и тестирования. Кроме того, такая архитектура программного обеспечения уменьшает количество изменений, вызванных редактированием или расширением спецификаций, или отдельных частей исходного кода. Для написания качественного кода на языке объектно-ориентированного программирования соблюдение перечисленных ранее аспектов в архитектуре можно достичь, если придерживаться принципов *SOLID*-программирования. Аббревиатура *SOLID* включает первые буквы названий пяти

следующих основных принципов современного объектно-ориентированного программирования, предложенных Робертом Мартином.

1. *S: Single Responsibility Principle* (принцип единственной ответственности): каждый класс должен решать только одну задачу.
2. *O: Open-Closed Principle* (принцип открытости-закрытости): программные элементы (классы, методы, функции) должны быть открыты только для расширения, но не для модификации.
3. *L: Liskov Substitution Principle* (принцип подстановки Барбары Лисков (принцип заменяемости): классы-наследники можно использовать вместо родительских, не нарушая работу программы.
4. *I: Interface Segregation Principle* (принцип разделения интерфейса): интерфейсы должны быть узкоспециализированными, для того чтобы конкретный клиент использовал только нужные ему методы.
5. *D: Dependency Inversion Principle* (принцип инверсии зависимостей):
 - должна быть выстроена четкая иерархия классов (предки не должны зависеть от потомков);
 - связь между классами должна осуществляться через интерфейсы, а не напрямую;
 - в интерфейсах и абстрактных классах не должно быть конкретных реализаций кода, только сигнатура;
 - интерфейсы должны реализовывать конкретные классы.

Придерживаясь принципов *SOLID*-программирования, разработчик способен создать качественную, легко расширяемую программу, удобную для тестирования и дальнейшего сопровождения. Поскольку модули в архитектуре программы очень эффективны, то современные языки объектно-ориентированного программирования добавляют поддержку модульной структуры программ в свои стандарты.

В данной статье рассматривается реализация модульного подхода *Node.js* для языка программирования *JavaScript* [1]. В настоящий момент в *Node.js* поддерживаются два типа модулей:

- система модулей, появившаяся в ES6 стандарте языка JavaScript – ESM [2];
- система модулей, появившаяся в 0.4 версии Node.js – CommonJS [3].

Каждый файл исходной программы, написанной на *Node.js*, является отдельным модулем, одного из перечисленных типов, между *ESM* и *CommonJS*-модулями поддерживается совместимость. Для предоставления публичного интерфейса используется синтаксические конструкции следующего вида:

1. В случае *CommonJS*:

```
module.exports = {  
  a: () => {...},  
  b: someConstant,  
};
```

2. В случае *ESM*:

```
export const a = () => {...};  
export const b = someConstant;
```

В данном примере, файл *a.js*, содержащий представленный выше программный код является модулем. А предоставляемые по ключам *a* и *b* методы – подмодулями данного модуля.

Для получения доступа к объявленному в модуле интерфейсу используются следующие синтаксические конструкции *require* и *import*:

1. В случае *CommonJS*:

```
const all = require('a.js'); // получаем доступ ко всем подмодулям a.js  
const {b} = require('a.js'); // получаем доступ к подмодулю b
```

2. В случае *ESM*:

```
import all from 'a.js'; // получаем доступ ко всем подмодулям a.js
import {b} from 'a.js'; // получаем доступ к подмодулю b
```

При разработке программы с помощью модулей становится возможным построение граф зависимостей. Связи между различными зависимостями берутся из инструкций *import* или *require*, которые используются в коде.

В процессе разработки и сопровождении программы граф зависимостей используется для оптимизации отбора тестов при регрессионном тестировании [4]. В ходе регрессионного тестирования специалист по тестированию проверяет внесенные программистом изменения. Для такого вида тестирования специалист использует уже разработанные тестовые наборы и сценарии, на которых была обнаружена исправляемая ошибка и, возможно, дополнительно разрабатывает новые регрессионные тесты, если при исправлении была изменена / добавлена / удалена какая-либо функциональность программного кода. Затем тестирующий пробует воспроизвести ошибку каким-либо другим способом и обязательно тестирует последствия исправлений, т.к. исправления, возможно, внесли новые ошибки в код, который до этого исправно работал. Для повторного прогона отбирать тесты можно по построенному дереву зависимостей, оставив в дереве только вершины, соответствующие измененным модулям программы и вершины, соответствующие модулям, связанным с ними интерфейсами.

Для удобства отслеживания процесса изменения кода каждая версия программного продукта, отличающаяся от предыдущей версии исправлениями, должна иметь различные имена, показывающие название функционального модуля и его вариативность. После проведения последнего успешного тестирования программного продукта вносить изменения в программный код запрещено, поэтому готовым коммерческим продуктом, представляемым заказчику, является последняя успешно протестированная версия кода.

Абстрактные синтаксические деревья

Абстрактное синтаксическое дерево (далее – *AST*) – конечное дерево, в котором вершины описывают операторы языка, а листья – операнды, т.е., представляют собой граф зависимостей (управления) программы. Рассмотрим процесс *парсинга* исходного кода программы, представляющий собой перевод текстового представления исходного кода в дерево *AST*.

Данный процесс состоит из двух фаз:

- лексический анализ;
- синтаксический анализ.

Лексический анализ

Введем понятие морфологии, как множества, состоящего из языковых термов с описанием правил их использования. Морфология представляет собой описание доступных языковых конструкций исходного языка, в случае с языками программирования является частью спецификации языка программирования.

Лексический анализ – процесс, на вход которого подается строковое представление исходной структуры, в результате возвращается упорядоченный список *токенов*. *Токен* – элемент из множества, заданного исходной морфологией языка программирования.

Рассмотрим следующую конструкцию произвольного языка: $n*n$.

Результатом лексического анализа заданной конструкции является список токенов:

```
[
  { type: { ... }, value: "n", start: 0, end: 1, loc: { ... } },
  { type: { ... }, value: "*", start: 2, end: 3, loc: { ... } },
  { type: { ... }, value: "n", start: 4, end: 5, loc: { ... } },
]
```

Каждый токен содержит информацию о:

- типе содержащегося терма – *type*;
- расположении терма в исходном текстовом представлении – *loc*;

- занимаемых позициях в линейном символьном представлении – *start, end*.

Синтаксический анализ

Синтаксический анализ – процесс, на вход которого подается упорядоченный список токенов, как результат – возвращается построенное дерево *AST*.

На этапе синтаксического анализа токены группируются в узлы дерева, между которыми задается продиктованная морфологией иерархическая связь.

Рассмотрим ранее объявленную конструкцию: $n*n$.

Произведем лексический анализ данной конструкции, используя морфологию *Node.js*, а затем, к получившемуся набору токенов, применим синтаксический анализ.

В качестве морфологии используем *estree* спецификацию: <https://github.com/estree/estree>. Нас будут интересовать следующие узлы:

1. Узел *ImportDeclaration*, соответствующий программному коду, описанному в *ESM* системе модулей:

```
interface ImportDeclaration <: ModuleDeclaration {
  type: "ImportDeclaration";
  specifiers: [ ImportSpecifier | ImportDefaultSpecifier | Import-
  NamespaceSpecifier ];
  source: Literal;},
```

где *source* содержит информацию о пути в файловой системе до запрашиваемого модуля; *specifiers* множество запрашиваемых подмодулей.

2. Узел *CallExpression*, соответствующий программному коду, описанному в *CommonJS* системе модулей:

```
extend interface CallExpression {
  callee: Expression | Super;},
```

где *callee* содержит информацию о вызове функции, если узел *CallExpression* имеет тип *Identifier*:

```
interface Identifier <: Expression, Pattern{type:"Identifier";name:
string;}
```

где параметр *name* со значением *require* будет соответствовать программному коду в *CommonJS* системе модулей.

Построение графа зависимостей модулей программы

Постановка задачи

Пусть существует множество F – множество файлов исходной программы и T – множество узлов абстрактного синтаксического дерева.

Введем функцию $p(f): F \rightarrow T$, представляющую собой синтаксический *парсер* (переводчик текстового представления исходного кода в дерево *AST*). Применяя функцию $p(f)$ для каждого элемента из множества модулей исходной программы F заполняем множество вершин соответствующего ей абстрактного дерева T . Необходимо построить граф $G := (V, E)$, где V – множество вершин графа G (конкретное имя модуля в файловой структуре), E – множество дуг графа (интерфейсы между модулями, будем хранить имена связанных с этой вершиной модулей). Для построения графа G введем функцию $n(f): F \rightarrow V$, возвращающую имя файла в файловой структуре. Применив функцию $n(f)$ к каждому элементу из множества F , заполним множество вершин V графа G . Зададим функцию $l(t): T \rightarrow E$, возвращающую имена связанных с данной вершиной дерева T модулей. Применяя функцию $l(f)$ к каждому из узлов дерева T заполняем множество дуг E графа G .

Описание алгоритма

Необходимо найти в построенном синтаксическом дереве модуля все узлы с вызовами *require* и *import*, отвечающих за использование интерфейсов других модулей.

Пусть на каждом из уровней вложенности исходного дерева содержится n_i вершин.

Тогда общее кол-во вершин $V = \sum_{i=0}^k n_i$, где k – количество уровней в исходном дереве.

В общем случае для поиска узлов отвечающих за вызов *require* и *import* придется совершить полный обход дерева. Если рассматривать приложение, программный код которого использует только *ESM* систему модулей, то согласно спецификации языка программирования, гарантируется факт того, что вызов *import* всегда находится в корневой области видимости. Это важная информация, поскольку позволяет нам ограничить уровни для поиска. Таким образом, вместо обхода всего множества вершин: $\{n_0, n_1, \dots, n_k\}$ достаточно будет обойти множество, состоящее из $\{n_0, n_1\}$, где n_0 является множеством, состоящим из одного элемента – корневого узла. Теперь задача сводится к тому, чтобы обойти всех детей корневого узла.

Именно поэтому в современном программировании становится актуальным стиль разработки программ, приводящий исходный код приложения от *CommonJS* к *ESM*-системе модулей. Исходя из вышеописанного, задачу построения управляющего графа можно разбить на две этапа: преобразование программы из совокупности *CommonJS* и *ESM*-модулей к программе состоящей только из *ESM*-модулей; построение графа зависимостей.

Для преобразования исходного кода в модульную структуру *ESM* предлагается следующий алгоритм:

1. По алгоритму обхода графа в ширину *BFS* (*breadth-first search*) находим в исходном коде программы все узлы *CallExpression*, такие, где *callee* соответствует вызову *require*.
2. Создаем узел *ImportDeclaration* с параметром *source* найденным в п. 1.
3. Дописываем данный узел в корневую область видимости, делая его ребенком узла *Program*.
4. Удаляем найденные в п. 1 узлы.
5. Перезаписываем исходный файл.

Пример преобразования

Исходный программный файл *a.js*:

```
function a() { return b};
const b = require('c');
```

Изменения в *AST* дереве:

```
(Statements
  {+(Import)+}
  (Function
    (Identifier)
    (StatementBlock
      (Return
        (Identifier))))
  {- (VariableDeclaration
    {- (JavaScriptRequire
      {- (Identifier)-})-})-})
```

Символом «+» помечены добавленные узлы, символом «-» помечены удаленные узлы.

Сгенерированный в результате преобразования новый программный код:

```
import b from 'c';
function a() { return b};
```

Программная реализация

Для удобной работы с иерархической структурой, содержащей в себе различные классы узлов, было решено использовать паттерн *Visitor*. Каждый узел *AST*-дерева является потомком класса *ASTNode*, в котором реализован метод принятия класса, имплементирующего интерфейс *IVisitor*. Такое решение позволяет реализовать логику обработки каждого типа узлов отдельно от класса и для каждой из двух исходных задач разработать свой класс:

1. *ESMPatcherVisitor* – реализует логику преобразования исходного кода, работает с узлами следующих классов: *ImportDeclaration*, *CallExpression*, *Program*.
2. *GraphBuilderVisitor* – реализует логику построения графа зависимостей, работает с узлами следующих классов: *ImportDeclaration*, *Program*.

Алгоритм построения графа следующий.

1. По алгоритму обхода графа в ширину *BFS* (breadth-first search) проходим по списку детей узла типа *Program*, являющихся объектами класса *ImportDeclaration* и заполняем множество *V* вершин графа.
2. Из поля *source* получаем имя используемого модуля и в множество ребер *E* графа *G* добавляем соответствующее ребро (имя используемого модуля).

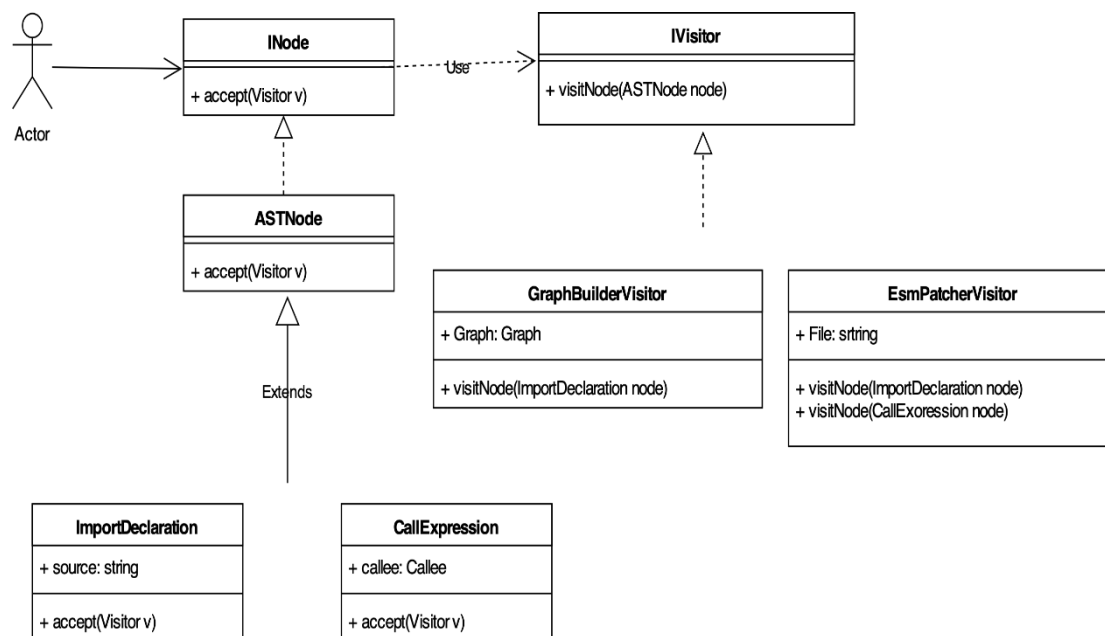


Рис. 1. UML-диаграмма классов программной реализации

Результаты апробации предлагаемых алгоритмов

Вычислительные эксперименты проводились на машине со следующими характеристиками:

- процессор: 2,7 GHz Intel Core i5;
- память: 16 GB 1867 MHz DDR3.

Характеристики программного кода, для которого выполнялось построение графа:

- количество модулей: 2296;
- использованные системы модулей: *ESM* и *CommonJS*.

Процесс проведения экспериментов

Для каждого из двух вариантов комбинаций модулей (*ESM* и *CommonJS* или только *ESM*) в исходной программе было проведено 50 запусков, в табл. 1 приведено среднее арифметическое времени построения графа зависимостей программы по результатам всех запусков.

Таблица 1

Результаты экспериментов

Использованные модульные системы	Время выполнения программы, с
<i>ESM</i> + <i>CommonJS</i>	237
<i>ESM</i>	125

Этап перехода от архитектуры программы *ESM* + *CommonJS* к архитектуре *ESM* при помощи алгоритма преобразования позволил ускорить работу по построения графовой модели зависимостей модулей для конкретного программного кода в 1,9 раза.

Параллельная реализация алгоритма

Попробуем реализовать алгоритм обхода списка файлов с помощью распараллеливания вычислений. Для возможности распределенных вычислений применим *MapReduce* подход. Процесс *MapReduce* состоит из двух шагов: *Map* и *Reduce*.

1. *Map*: на этом шаге происходит построение дерева *AST* из получаемого строкового представления исходного кода.

2. *Reduce*: главный узел получает результаты рабочих узлов, производит последовательное объединение множеств ребер, так как данные множества являются непересекающимися. Роль узла могут выполнять как потоки, в случае, если вычисления происходят в рамках одного физического сервера, так и отдельные физические сервера, если речь идет о распределенных вычислениях.

Вычислительные эксперименты по распараллеливанию проводились на машине обладающей следующими характеристиками:

- процессор: 2,7 GHz Intel Core i5;
- память: 16 GB 1867 MHz DDR3;
- использовался *NodeJS v12.4.0*;
- для работы с потоками использовался встроенный модуль *Worker Threads1*.

Характеристики программного кода, для которого строился граф: использованные системы модулей *ESM*.

Таблица 2

Результаты экспериментов в случае параллельной реализации алгоритма

Количество <i>ESM</i> модулей в программе	Время работы, с	Время работы, с	Время работы, с
	1 поток	2 потока	4 потока
1000	87	64	67
2000	219	122	92
3000	347	182	112

Полученные результаты показывают, что реализация алгоритма через большое число параллельных потоков не всегда выгодна с точки зрения временных характеристик. Для программ, состоящих из порядка 1000 модулей, увеличение числа параллельных потоков до четырех привело к увеличению (ухудшению) времени работы по сравнению с двух потоковой реализацией (64 с и 67 с соответственно). Для программ, состоящих из порядка 2000 модулей, время выполнения сократилось в 1,7 раза для распараллеливания двумя потоками, а вот увеличение числа параллельных потоков до четырех улучшило время относительно двух параллельной версии незначительно, лишь на 24 %. Для 3000 модулей процесс распараллеливания сократил время для двух потоков в 1,9 и дальнейшее увеличение числа потоков до четырех привело к улучшению времени лишь на 38 %.

Следовательно, увеличение числа параллельных потоков для реализации предлагаемого алгоритма оправданно лишь в случае большого числа модулей *ESM*.

Задача поиска циклических зависимостей в графе

Стоит отметить, что *Node.js* не поддерживает автоматическое разрешение циклических зависимостей, а также является не компилируемым. Поэтому выявить ошибку циклической зависимости можно только во время работы самого приложения, что может являться узким местом в стабильности программного обеспечения. Решим задачу нахождения циклических зависимостей в *AST*.

Постановка задачи

Необходимо найти циклы или подтвердить их отсутствие в построенном графе зависимостей модулей.

Описание алгоритма

Задача сводится к поиску цикла в ориентированном графе, для ее решения был использован алгоритм обхода графа в ширину *BFS* (breadth-first search) с запоминанием посещенных вершин. Для визуализации построенных графов была использована библиотека *graphviz*.

Результаты

Рассмотрим простейший пример циклической зависимости.

Исходный проект состоит из 4 файлов:

```
File: a.js
require("./b.js");
File: b.js
require("./c.js");
File: c.js
require("./a.js");
File: d.js
require("./a.js");
```

Построенный граф (рис. 2):

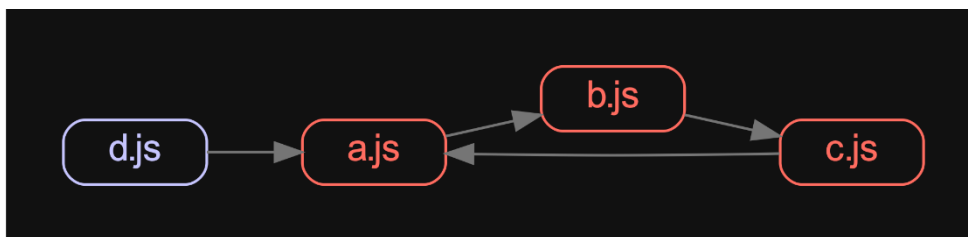


Рис. 2. Иллюстрация циклических зависимостей модулей

Красным визуально отмечают узлы в построенном графе зависимостей модулей, отвечающие за модули, участвующие в циклической зависимости. Консольный вывод программы в таком случае (рис. 3):

```
Кол-во вершин: 4
Кол-во ребер: 4
Время выполнения: 451мс
Циклические зависимости:
a.js + b.js + c.js
```

Рис. 3. Консольный вывод программы

Выводы

В статье рассмотрен метод представления программного кода, использующего модульную структуру, в виде графа зависимостей модулей программы на основе построения и анализа абстрактных семантических деревьев. Проведен ряд вычислительных экспериментов, реализующих предлагаемые алгоритмы. Результаты показали улучшение временных метрик построения графа зависимостей программ, состоящих из *ESM*-модулей по отношению к программам, состоящим, как из *ESM*, так и *CommonJS*-модулей. Это говорит об эф-

фективности предлагаемого алгоритма построения дерева на основе преобразований модульной структуры программы. Было проведено исследование параллельной реализации алгоритма. Можно достоверно утверждать, что реализация алгоритма даже через два параллельных потока приводит к более эффективной работе (табл. 2). Однако, говорить о том, что большее, чем два, число параллельных потоков всегда дает больший выигрыш по времени реализации неправильно. В дальнейших исследованиях предполагается использовать алгоритм построения графа, как составную часть алгоритма по оптимизации отбора регрессионных тестов из исходного множества для их прогона на измененной части программы.

Библиографический список

1. **Wagner, J.** Reduce JavaScript Payloads with Tree Shaking / J. Wagner, 2018. – Режим доступа: <https://developers.google.com/web/fundamentals/performance/optimizing-javascript/tree-shaking/> (дата обращения 06.08.2019).
2. **Srinivasu, M.A.** Class-Oriented Model Graph Design Based on Abstract Syntax Tree / M.A. Srinivasu // International Journal of computer sciences and engineering. – 2016. – №2. – Т. 7. – С. 157-168.
3. **Breslav, A.** DSL development based on target meta-models. Using AST transformations for automating semantic analysis in a textual DSL framework / A. Breslav, 2008. – Режим доступа: <https://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/0801/0801.1219.pdf> (дата обращения 09.08.2019).
4. **Сидорова, Е.В.** Динамическое тестирование программного обеспечения / Е.В. Сидорова. – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2019. – 83 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.10.2019*

E.V. Sidorova, N.G. Dmitrieva, N.A. Kalinina

SOLVING A PROBLEM OF BUILDING A GRAPH OF DEPENDENCIES IN THE PROGRAM MODULES OF THE SYSTEM *NODE.JS*

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Create the algorithm based on abstract syntactic trees theory for building a graph of the dependencies of the program's modules.

Design/methodology/approach: An object of this research is a class of programs, which have a modular structure and consist from ESM and CommonJS modules in the Node.js system. A new proposed approach for creation of the graph of dependencies is based on abstract syntactic trees with following conversion of the program's structure to ESM modules. The algorithm finds cyclic dependencies in the result graph.

Finding: Results this research showed decrease of time required to build a graph of dependencies for programs consisting only of ESM modules comparing to these consisting of both ESM and CommonJS modules.

Research limitation/implication: The created graph of dependencies can be used for an optimization of the selection of the set of regression test.

Key words: lexical and syntactical analysis of the source code, abstract syntactical trees AST, the principles of the SOLID coding approach, program's control graph, ESM modules, CommonJS modules, modular system *Node.js*.

УДК 004.023

В.П. Хранилов¹, Д.Е. Шапошников²**МОДЕЛЬ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ОКАЗАНИЯ УСЛУГ СЕТЯМИ ПЕРЕДАЧИ ДАННЫХ С УЧЕТОМ ИНТЕРЕСОВ АБОНЕНТОВ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Национальный исследовательский Нижегородский государственный университет
им. Н.И. Лобачевского²

Рассматривается проблема построения оценки сети передачи данных с точки зрения обеспечения технического качества оказания услуг для всех абонентов. Предлагается оптимизационный подход к анализу и получению индикаторов пропускной способности. Для решения задачи оценки использована сетевая потоковая модель сети передачи данных, и на ее основе сформулированы подходы и реализованы алгоритмы оценки пропускной способности сети с учетом множественности интересов получателей услуг. Построены критерии качества обслуживания с точки зрения индивидуальных абонентов, которые могут быть использованы как для общей оценки необходимости модификации сети, так и при решении задач модификации в различной постановке и различными методами.

Описаны подходы к решению, в частности, использование методов вычисления смешанных стратегий в модели теории. Предложенная методика позволяет построить индикаторы качества функционирования сети передачи данных, учитывающие индивидуальные требования абонентов. Данный подход дает возможность всестороннего анализа и принятия решения о необходимости модификации сети.

Ключевые слова: сеть передачи данных, сетевые потоковые модели, многокритериальная оценка качества, оптимизационная модель, пропускная способность.

Введение

Актуальность практических разработок в области планирования структуры и характеристик телекоммуникационных сетей определяется как современным состоянием экономики и бизнеса телекоммуникаций (широкое распространение технологий связи и повышение требований абонентов к качеству услуг), так и развитием науки и технологий (развитие и повышение технических характеристик систем передачи данных и повышение мощности канального и узлового оборудования мультимплексирования). В условиях современных высоких скоростей каналов связи (в частности, оптических) и мощностей оборудования мультимплексирования возникла необходимость качественного совершенствования моделей, описывающих функционирование сетей передачи данных. Существующие модели СПД [1] имеют ряд существенных недостатков или совсем не могут быть использованы для решения задачи планирования и оптимизации структуры сети – как в плане строительства новых каналов, так и в плане расширения мощности существующих. Это обусловлено, в частности, сложностью оценки каждого допустимого варианта, для моделирования которого должна быть решена трудоемкая задача и, следовательно, задействованы мощные вычислительные ресурсы или потрачено значительное время на вычисления.

Повышение скоростей передачи и надежности оборудования определяет применимость сетевых потоковых моделей для оценки и планирования развития сетей передачи данных. В данных моделях интернет-трафик рассматривается как ресурс, который региональным оператором связи закупается у транзитных операторов, перемещается через региональную сеть и доставляется абоненту в соответствии с его договором об оказании услуг [2]. Сетевые потоковые модели известны [3,4], однако спецификой отрасли телекоммуникаций является необходимость учета интересов каждого абонента, что определяет особенности применения данного вида моделей и трудности в формировании итоговых оценок качества, об-

щих для организационно-технической системы провайдера. Оценки качества, в свою очередь, определяют критерии принятия решений при модификации сети и формировании режимов ее функционирования. Основной оптимально-компромиссной схемой принятия решений провайдером является бикритериальная модель поиска рациональных решений, предусматривающая удовлетворение потребностей абонентов с одной стороны, и минимизация объема закупаемого трафика магистральных операторов, с другой стороны. В этих условиях необходима разработка метода определения интегрального показателя качества функционирования сети с точки зрения удовлетворения потребностей абонентов.

Математическая потоковая модель сети передачи данных

Задача сети передачи данных (СПД) – обеспечение абонентов возможностями, предоставляемыми цифровыми сетями, в области обеспечения надежным и скоростным ресурсом в виде интернет-трафика. Будем рассматривать СПД как сложную организационную и техническую структуру, предназначенную для оказания услуг абонентам, в качестве которых могут выступать как юридические, так и физические лица. Последнее обстоятельство обуславливает повышенную структурную сложность данной технической системы и разнообразные требования к ее мощности (в смысле возможности обеспечения скоростным и надежным интернет-трафиком). При моделировании СПД необходимо также учитывать свойства объекта моделирования, определяемые законами Российской Федерации [5], а также другими нормативными актами, регулирующими деятельность предприятий связи и определяющими ее структуру в плане управления и иерархической подчиненности.

Исходя из этого, СПД как организационная структура состоит из трех слоев.

Первый (верхний, первичный) слой соответствует магистральным высокоскоростным каналам связи и принадлежит магистральным операторам (провайдерам), имеющим соответствующие федеральные лицензии.

Второй слой содержит сети связи, которые принадлежат региональным операторам, имеющим соответствующие региональные лицензии и управляющими СПД уровня региона.

Третий слой СПД является распределительным (сетью распределения, вторичной сетью) и обеспечивает непосредственную доставку трафика до абонентов, обеспечивая их потребности.

Операторы связи (провайдеры) осуществляют присоединение региональной СПД к сети магистральных операторов и обеспечивают потребности абонентов по доставке интернет-трафика. В силу современного состояния и развития СПД (прежде всего, повышение скорости каналов и мощности узлового мультиплексного оборудования) является актуальным применение потоковых моделей для анализа и планирования мощности СПД на бизнес-уровне календарного и перспективного планирования развития сети передачи данных на основе прогнозных и фактических потребностей абонентов. Данный подход применен и развит в нескольких работах [6-8].

В работе [9] сформулированы особенности современных сетей передачи данных, которые являются важными с точки зрения моделирования потоковыми моделями.

1. Величины пропускных способностей каналов связи достаточно велики и, в основном, значительно превосходит пропускную способность узлов коммутации и мультиплексирования, стоимость оборудования которых, в свою очередь, весьма значительна.
2. В сетях передачи данных необходимо рассматривать несколько видов трафика – входящий, исходящий и внутренние. С точки зрения абонента как потребителя услуг СПД, входящий трафик является основным ресурсом потребления. Однако в последнее время растет значение внутреннего трафика в силу развития растущего числа различных сетевых источников.

3. Узел коммутации физически представляет собой единое устройство – мультиплексор (или набор мультиплексоров с единым управлением), совместно обрабатывающее все виды трафика. Это обуславливает необходимость рассмотрения суммарной пропускной способности узла в всех направлениях и учета общего учета производительности.

Для определения пропускной способности сети передачи данных будем использовать оптимизационную задачу определения максимального потока специального вида. В данной математической модели сеть передачи данных описывается ориентированным графом $G(V, E)$, множество вершин которого $V = \{v_1, \dots, v_n\}$ задает узлы коммутации и мультиплексирования, множество дуг $E \subseteq (V \times V)$ описывает каналы связи, способные с определенной скоростью перемещать ресурс (в данном случае – интернет-трафик) от одного узла к другому. Граф $G(V, E)$ является ориентированным, так как каналы связи в СПД являются направленными, при переключении направления пропуска трафика (при изменении конфигурации СПД) произойдет и изменение моделирующего графа. Если конкретную пару узлов СПД соединяют несколько параллельных физических каналов, то будем учитывать их суммарную пропускную способность, следовательно, если пара вершин сети (u, v) соединены каналом связи, то будем считать, что данный канал единственный.

Обозначим через $x_{[v,u]}$ поток данных, движущийся в канале от вершины u к вершине v . Поток сети будем считать вектор $x = (x_{[v,u]})$, который объединяет в себе все величины потоков всех каналов (v, u) сети, то есть, в рамках описываемой модели, все дуги графа $G(V, E)$. Размерность данного вектора равна мощности множества дуг E графа $G(V, E)$. При анализе возможных и/или фактических потоков сети и использовании в дальнейшем линейной оптимизационной модели анализа потоков данный вектор будет представлять собой вектор варьируемых параметров. Конкретные численные значения вектора потоков заранее неизвестны и зависят от множества случайных факторов конкретного места и времени. Тем не менее, анализ технических возможностей СПД необходим для принятия решений при оперативной конфигурации и при принятии решений по модификации для развития.

Объективная сложность потокового моделирования СПД, в частности, определяется тем, что каждый узел может рассматриваться как источник ресурса. Это может произойти в нескольких ситуациях.

1. Узел выполняет функции мультиплексирования и осуществляет перенаправление потоков интернет-трафика в соответствии с установленной маршрутизацией.
2. Любой узел сети может выступать в роли источника ресурса. Это, в свою очередь, может осуществляться в двух случаях. Во-первых, узел имеет присоединение к магистральной сети и получает интернет-ресурс в соответствии с договором между региональным и магистральным провайдерами. Данный договор определяет мощность присоединения, представляющую собой полосу (скорость) входящего потока. Во-вторых, узел может выступать самостоятельным источником данных в случае, если является каким-либо центром данных или является одним из узлов, участвующих в конфигурировании VPN (Virtual Private Network – виртуальная частная сеть как услуга со стороны провайдера).
3. Любой узел может иметь подключенных абонентов и, таким образом, являться «стоком» с точки зрения потоковой модели. Подключенные к данному узлу абоненты являются потребителями ресурса и источниками исходящего трафика, а также выступают как инициаторы потребности в ресурсе и эту потребность необходимо оценить.

Таким образом, перечисленные функции узла коммутации формируют определенные специфические свойства потоковой модели сети передачи данных, значительно отличающие ее от классической потоковой модели (где, как известно, есть один «источник» и один «сток», он же потребитель, ресурса). Обозначим также через $I(V_i)$ и $O(V_i)$ множества соот-

ветственно входящих и исходящих дуг для вершины $V_i, i = 1, \dots, N$, то есть, соответствующие множества каналов связи.

Рассмотрим *варьируемые параметры* оптимизационной задачи и введем следующие обозначения, рассматривая расширение линейной модели задачи о максимальном потоке [4].

Поток данных (скорость в натуральных единицах, например, Mb/s), движущийся в канале от вершины v к вершине u обозначим через $x_{[v,u]}$ (уже введенное обозначение).

Для узла $V_i, i = 1, \dots, N$ примем, что u_i – размер потока, формируемого данным узлом как источником данных: суммарная поставляемая транзитными провайдерами мощность трафика в данном узле, а также для узла V_i суммарный исходящий трафик абонентов, центров данных и подключенных виртуальных частных сетей.

Для узла $V_i, i = 1, \dots, N$ обозначим через r_i размер потока, потребляемого данным узлом. Эта величина представляет собой суммарную потребность абонентов узла во входящем трафике плюс суммарная мощность центров данных и подключенных виртуальных частных сетей.

Для формирования *множества допустимых решений* оптимизационной задачи введем следующие обозначения внешних параметров модели.

Как известно, оборудование узла $V_i, i = 1, \dots, N$ обрабатывает все виды трафика, распределяя имеющиеся мощности (вычислительную скорость) по своему усмотрению [1]. Но суммарная мощность всех видов трафика не должна превышать суммарной мощности установленного на узле оборудования, которое этот трафик обрабатывает. Данную величину, являющуюся пропускной способностью узла, обозначим через p_i . Таким образом, формируется вектор $p = (p_1, \dots, p_N)$ пропускных способностей узлов коммутации, при этом компоненты данного вектора являются исходными данными при решении задачи анализа пропускной способности сети.

Также предположим, что нам известны (или оценены) следующие величины для узлов, подключенных к магистральным каналам связи: $s_i^+, s_i^-, i = 1, \dots, N$ – соответственно максимально и минимально установленные мощности поставки трафика в данном узле. Эти величины определяются соглашениями с транзитными провайдерами. Если в данном узле такого подключения нет, то примем, что данные величины равны нулю. Для каждого узла как источника данных установим величины $r_i^+, r_i^-, i = 1, \dots, N$, представляющие собой соответственно суммы максимальных и минимальных мощностей исходящего трафика абонентов, центров данных и подключенных виртуальных частных сетей. Если для данного узла нет потребности в работе как источника данных, то величину r_i^- можно принять равной нулю, а величину r_i^+ принять равной большому числу.

Для каждого узла как потребителя данных установим величины $c_i, i = 1, \dots, N$ – суммарная безусловная потребность абонентов узла во входящем трафике плюс суммарная требуемая входящая мощность центров данных и подключенных виртуальных частных сетей – то есть, суммарная требуемая мощность, необходимая всем потребителям. Необходимо отметить, что в современном состоянии предметной области наличие верхних границ потребностей чаще всего не имеет смысла, поэтому они не рассматриваются.

Обозначим через $D = \{x, u, v\}$ область допустимых значений векторов $x = (x_{[v,u]}), u = (u_1, \dots, u_N), v = (v_1, \dots, v_N)$ как варьируемых параметров задачи. Область D определяется в предметной области топологией сети и значениями параметров узлов и каналов, а в данной математической модели – соотношениями, реализующими ограничения потоков.

1. Ограничения на пропускную способность каналов связи (1):

$$x_{[v,u]} \leq x_{[v,u]}^+, \text{ для всех } e = (v, u) \in E, \quad (1)$$

где $x_{[v,u]}^+$ – пропускная способность соответствующего канала связи. Как уже было отмечено, в большинстве случаев пропускная способность каналов достаточно велика, однако такое ограничение необходимо.

2. Балансовые уравнения узлов коммутации (2):

$$\sum_{j \in I(V_i)} x_{[V_j, V_i]} + u_i = \sum_{k \in O(V_i)} x_{[V_i, V_k]} + y_i, \quad i = 1, \dots, N. \quad (2)$$

3. Ограничения пропускных способностей узлов коммутации (3):

$$\sum_{j \in I(V_i)} x_{[V_j, V_i]} + u_i \leq p_i, \quad i = 1, \dots, N, \quad (3)$$

или, в силу наличия балансового уравнения узла, эквивалентное соотношение

$$\sum_{k \in O(V_i)} x_{[V_i, V_k]} + y_i \leq p_i, \quad i = 1, \dots, N.$$

4. Ограничения, соответствующие мощностям узлов, как источников трафика (4):

$$s_i^- + r_i^- \leq u_i \leq s_i^+ + r_i^+. \quad (4)$$

5. Ограничения, соответствующие мощностям узлов как потребителям трафика (5):

$$y_i \geq c_i. \quad (5)$$

Таким образом, при рассмотрении величины варьируемых параметров $x = (x_{[v,u]})$, $u = (u_1, \dots, u_N)$, $y = (y_1, \dots, y_N)$ приведенные соотношения (1)-(4) должны быть использованы в оптимизационной задаче как ограничения модели для определения области допустимых значений D_x мощности (пропускной способности) сети передачи данных.

Критерии для решения оптимизационной задачи

Как уже было отмечено, особенность сети передачи данных как объекта исследования заключается в том, что каждый абонент представляет собой потребителя ресурса (в данном случае, интернет-трафика), имеющего самостоятельные независимые требования по оказанию услуг. Будем считать, что, учитывая индивидуальные потребности абонентов, а также стремление максимально удовлетворить их потребности, провайдер стремится максимизировать пропускную способность к каждому абоненту. В силу этого формируется многокритериальная задача (6):

$$y_i \rightarrow \max, i = 1, \dots, N; \{x, u, y\} \in D. \quad (6)$$

Для построения многокритериальной оценки мощности сети передачи данных могут быть реализованы «оптимистический» и «пессимистический» подходы (термины ориентированы на точку зрения абонентов).

1. «Оптимистический» подход позволяет оценить максимальные теоретические возможности СПД для удовлетворенности абонентов. Решается N оптимизационных задач, в каждой из которых для каждого узла i рассчитывается величина максимально возможного потока, при предположении, что остальные абоненты потребляют его на уровне минимальной границы (7):

$$y_i^* = \arg \max_{\{x, u, y\} \in D} y_i, i = 1, \dots, N, \quad (7)$$

при этом (8):

$$y_j = c_j, j = 1, \dots, N; j \neq i. \quad (8)$$

Оценки (7) могут быть использованы индивидуально, например, при анализе возможностей СПД для наиболее приоритетных с точки зрения провайдера узлов.

Для формирования обобщенной оптимистической оценки* пропускной способности сети передачи данных воспользуемся принципом гарантированного результата (критерием Гермейера) [11, 12]:

$$y^o = \min_{1 \leq i \leq N} \max_{\{x, u, y\} \in D} y_i. \quad (9)$$

Для целей анализа пропускной способности и принятия решения о возможной модификации сети передачи данных в будущем, данный показатель может быть рассчитан для группы узлов, выделенных по географическому или иному принципу.

На основании задачи (7)-(8) может быть также получена максимальная теоретическая оценка возможностей сети (10):

$$y^1 = \max_{1 \leq i \leq N} \max_{\{x,u,y\} \in D} y_i. \quad (10)$$

2. «Пессимистический» подход предполагает оценку реальных возможностей сети по обслуживанию абонентов. Предполагается, что все абоненты сети стремятся получить и запрашивают максимально возможные значения трафика. В этом случае может быть рассчитана максиминная оценка следующего вида (соответствует так называемому обобщенному критерию максимальной осторожности) (11):

$$y^p = \max_{\{x,u,y\} \in D} \min_{1 \leq i \leq N} y_i. \quad (11)$$

Данные обобщенные критерии оптимальности могут быть использованы для оценки пропускной способности сети передачи данных и принятия решения о необходимости модификации, а также при планировании модификации в качестве критерия оптимальности соответствующей оптимизационной задачи (изменения топологии сети или повышения пропускной способности узлов).

Методы решения описанных оптимизационных задач

Рассмотрим подходы к решению описанных задач многокритериальной оценки (9) и (11). Минимаксная задача (9) представляет собой последовательность из N линейных независимых задач оптимизации. Для решения исходной задачи требуется получить N оптимальных решений задач (6), затем выбрать среди полученных решений минимальное значение. Очевидно, что рациональным способом вычисления будет возможное применение высокопроизводительных параллельных алгоритмов или других современных методов.

Максиминная задача (11) может быть решена при помощи модели фон Неймана [4], применяемой, в частности, при нахождении решения антагонистической игры $m \times n$ в смешанных стратегиях. В данном случае задача (11) может быть решена путем решения следующей задачи (сформулируем задачу полностью) (12):

$$\begin{aligned} & \max v; \\ & v \leq y_i, i = 1, \dots, N; \\ & x_{[v,u]} \leq x_{[v,u]}^+, \text{ для всех } e = (v, u) \in E; \\ & \sum_{j \in I(V_i)} x_{[V_j, V_i]} + u_i = \sum_{k \in O(V_i)} x_{[V_i, V_k]} + y_i, i = 1, \dots, N; \\ & \sum_{k \in O(V_i)} x_{[V_i, V_k]} + y_i \leq p_i, i = 1, \dots, N; \\ & s_i^- + r_i^- \leq u_i \leq s_i^+ + r_i^+, i = 1, \dots, N; \\ & y_i \geq c_i, i = 1, \dots, N. \end{aligned} \quad (12)$$

Оптимальное решение задачи (12) представляет собой интегральную оценку пропускной способности сети передачи данных для случая требования равномерного обеспечения абонентов.

Пример расчетов и оценки

В качестве иллюстративного примера рассмотрим гипотетическую сеть передачи данных (рис. 1), состоящую из шести узлов. Два из них – (V_1 и V_4) – имеют интерфейсы с транзитными операторами для снабжения трафиком сети. Все узлы имеют подключенных абонентов и, соответственно, могут выступать потребителями трафика с соответствующими параметрами.

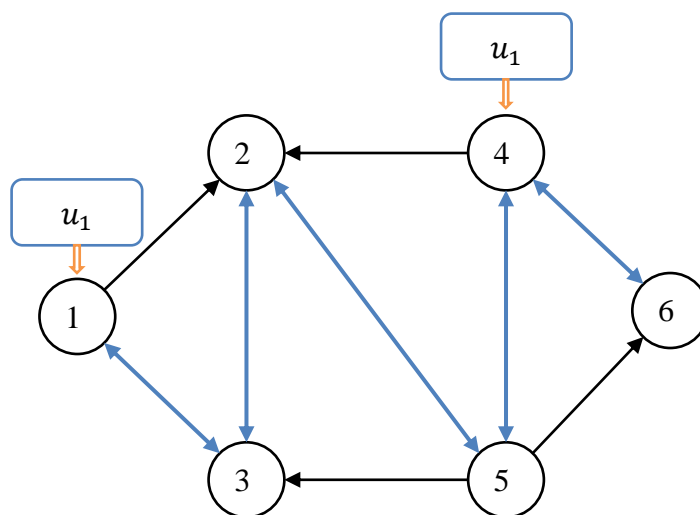


Рис. 1. Пример сети передачи данных

Перечислим исходные данные модели для решения задачи оценки пропускной способности сети.

1. Ограничения на пропускную способность каналов.

$$x_{[1,2]} \leq 640; x_{[1,3]} \leq 10000; x_{[3,1]} \leq 10000; x_{[2,3]} \leq 10000; x_{[3,2]} \leq 10000;$$

$$x_{[2,5]} \leq 10000; x_{[5,2]} \leq 10000; x_{[3,5]} \leq 100; x_{[4,2]} \leq 100; x_{[5,6]} \leq 10000;$$

$$x_{[4,6]} \leq 10000; x_{[6,4]} \leq 100.$$

2. Балансовые уравнения узлов сети:

$$\text{Узел 1: } x_{[3,1]} + u_1 = x_{[1,3]} + x_{[1,2]} + y_1;$$

$$\text{Узел 2: } x_{[1,2]} + x_{[3,2]} + x_{[4,2]} + x_{[5,2]} = x_{[2,3]} + x_{[2,5]} + y_2;$$

$$\text{Узел 3: } x_{[1,3]} + x_{[2,3]} + x_{[5,3]} = x_{[3,1]} + x_{[3,2]} + y_3;$$

$$\text{Узел 4: } x_{[5,4]} + x_{[6,4]} + u_4 = x_{[4,2]} + x_{[4,5]} + x_{[4,6]} + y_4;$$

$$\text{Узел 5: } x_{[2,5]} + x_{[4,5]} = x_{[5,2]} + x_{[5,3]} + x_{[5,4]} + x_{[5,6]} + y_5;$$

$$\text{Узел 6: } x_{[4,6]} + x_{[5,6]} = x_{[6,4]} + y_6.$$

3. Ограничения пропускных способностей узлов коммутации (будем использовать сумму пропускных способностей входящих каналов связи):

$$\text{Узел 1: } x_{[3,1]} + u_1 \leq 1000;$$

$$\text{Узел 2: } x_{[1,2]} + x_{[3,2]} + x_{[4,2]} + x_{[5,2]} \leq 1000;$$

$$\text{Узел 3: } x_{[1,3]} + x_{[2,3]} + x_{[5,3]} \leq 2000;$$

$$\text{Узел 4: } x_{[5,4]} + x_{[6,4]} + u_4 \leq 1000;$$

$$\text{Узел 5: } x_{[2,5]} + x_{[4,5]} \leq 2000;$$

$$\text{Узел 6: } x_{[4,6]} + x_{[5,6]} \leq 1000.$$

4. Ограничения, соответствующие мощностям узлов, как источников трафика:

$$\text{Узел 1: } 0 \leq u_1 \leq 6000;$$

$$\text{Узел 4: } 1000 \leq u_4 \leq 4000.$$

5. Ограничения, соответствующие мощностям узлов как потребителям трафика:

$$\text{Узел 1: } y_1 \geq 10;$$

$$\text{Узел 2: } y_2 \geq 100;$$

$$\text{Узел 3: } y_3 \geq 50;$$

$$\text{Узел 4: } y_4 \geq 0;$$

$$\text{Узел 5: } y_5 \geq 0;$$

$$\text{Узел 6: } y_6 \geq 10.$$

Задача оптимизации и оптимальное значение критерия	Значения потоков источников трафика
$y_1^* = \arg \max_{\{x,u,y\} \in D} y_1 = 1000$	$u_1 = 160; u_4 = 1000;$
$y_2^* = \arg \max_{\{x,u,y\} \in D} y_2 = 1000$	$u_1 = 70; u_4 = 1000;$
$y_3^* = \arg \max_{\{x,u,y\} \in D} y_3 = 1880$	$u_1 = 1000; u_4 = 1000;$
$y_4^* = \arg \max_{\{x,u,y\} \in D} y_4 = 1000$	$u_1 = 170; u_4 = 1000;$
$y_5^* = \arg \max_{\{x,u,y\} \in D} y_5 = 1830$	$u_1 = 1000; u_4 = 1000;$
$y_6^* = \arg \max_{\{x,u,y\} \in D} y_6 = 1000$	$u_1 = 160; u_4 = 1000.$

При решении задачи 11 получены следующие результаты:

$$y^p = \max_{\{x,u,y\} \in D} \min_{1 \leq i \leq N} y_i = 333.3,$$

при этом значения потоков источников трафика $u_1 = u_4 = 1000$.

Выводы

Рассмотрена проблема оценки качества функционирования сети передачи данных с точки зрения возможностей обеспечения абонентов скоростью трафика. Использование сетевой потоковой модели основывается на современном состоянии СПД и позволяет учесть индивидуальные интересы абонентов, одновременно позволяя построить интегральный показатель пропускной способности сети. Построенные индикаторы могут быть использованы в качестве критериев при решении оптимизационных задач модификации топологии и повышения мощности установленного в узлах оборудования.

Библиографический список

1. **Гольдштейн, Б.С.** Сети связи / Б.С. Гольдштейн, Н.А. Соколов, Г.Г. Яновский – СПб: ВHV, 2014. – 400 с.
2. **Костин, А.А.** Телекоммуникационная услуга как объект управления / А.А. Костин, А.К. Шустров // Информатизация и связь. – 2012. – № 7. – С. 34-41.
3. **Давыдов, Э.Г.** Исследование операций: учебное пособие для студентов вузов / Э.Г. Давыдов. – М.: Высшая школа, 1990. – 383 с.
4. **Ху, Т.** Целочисленное программирование и потоки в сетях / Т. Ху. – М.: Мир, 1974. – 520 с.
5. Федеральный закон № 126-ФЗ «О связи» от 07.07.2003. (действующая редакция от 21.07.2014).
6. **Лазарев, Е.А.** Генетические алгоритмы оптимизации сети передачи данных / Е.А. Лазарев, П.В. Мисевич, Д.Е. Шапошников // Системы управления и информационные технологии. – 2011. – № 4(46). – С. 59-63.
7. **Лазарев, Е.А.** Бикритериальная модель сети передачи данных / Е.А. Лазарев, П.В. Мисевич, Д.Е. Шапошников // Системы управления и информационные технологии. – 2011. – № 3.2(45). – С. 255-258.
8. **Лазарев, Е.А.** Метод ветвей и границ для оптимизации структуры сети передачи данных / Е.А. Лазарев, П.В. Мисевич, Д.Е. Шапошников // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2012. – Т. 10. – № 14. – С. 189-193.
9. **Костин, А.А.** Иерархическая потоковая модель и задачи планирования и модификации структуры сети передачи данных / А.А. Костин, Д.Е. Шапошников // Системы управления и информационные технологии. – 2014. – № 2(60). – С. 44-50.
10. **Таха, Х.А.** Введение в исследование операций / Х.А. Таха. – М.: Вильямс, 2005. – 912 с.
11. **Гермейер, Ю.Б.** Введение в теорию исследования операций / Ю.Б. Гермейер. – М. Наука, 1971. – 384 с.
12. **Батищев, Д.И.** Многокритериальный выбор с учетом индивидуальных предпочтений / Д.И. Батищев, Д.Е. Шапошников. – Н. Новгород: ИПФ РАН, 1994. – 92 с.

13. Батищев, Д.И. Генетические алгоритмы решения экстремальных задач / Д.И. Батищев. – Н. Новгород: ННГУ, 1995. – 64 с.

*Дата поступления
в редакцию: 12.10.2019*

V.I. Khranilov¹, D.E. Shaposhnikov²

**MODEL OF MULTI-CRITERIA ASSESSMENT OF QUALITY OF SERVICES
PROVISION BY DATA TRANSFER NETWORKS
ACCORDING TO THE INTERESTS OF SUBSCRIBERS**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod²

Purpose: The article considers the problem of constructing an assessment of a data transmission network from the point of view of ensuring the technical quality of the provision of services for all subscribers, and for this purpose an optimization approach is proposed to analyze and obtain bandwidth indicators.

Methodology: A network streaming model of a data transmission network was used, and on its basis approaches were formulated and algorithms for evaluating the network throughput were implemented taking into account the multiplicity of interests of service recipients. Criteria of quality of service are constructed from the point of view of individual subscribers, which can be used both for a general assessment of the need for network modification, and for solving modification problems in various settings and by various methods.

Value: A multi-criteria model is proposed and justified for assessing the functioning of a data network from the point of view of providing services to various subscribers. The approaches to its solution are described, in particular, the use of methods for calculating mixed strategies in a game theory model. The technique is illustrated by an example of calculation.

Research implications: The proposed technique allows to build indicators of the quality of the data transmission network, considering the individual requirements of subscribers. This approach allows you to conduct a comprehensive analysis and decide on the need to modify the network and can also be used in the process of this modification.

Key words: data network, network streaming models, multicriteria quality assessment, optimization model, throughput.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 621.039

С.М. Дмитриев, Д.В. Доронков, М.А. Легчанов, Д.Н. Солнцев, А.Н. Пронин,
Е.В. Рубцова, А.В. Герасимов, Ю.А. Глухова, А.В. Рязанов

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА МЕЖКАССЕТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОТОКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В СМЕШАННОЙ АКТИВНОЙ ЗОНЕ РЕАКТОРА ВВЭР

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлены результаты экспериментальных исследований локальной гидродинамики потока теплоносителя в смешанной активной зоне реактора ВВЭР, состоящей из ТВСА-Т и ТВСА-Т.mod.2. Моделирование процессов течения потока теплоносителя в пучке твэлов проводилось на аэродинамическом стенде. Исследования осуществлялись на модели фрагмента смешанной активной зоны реактора ВВЭР, состоящей из одного сегмента ТВСА-Т и двух ТВСА-Т.mod.2. Измерение поля давлений потока проводилось пятиканальным пневмометрическим зондом.

Проведен анализ пространственного распределения проекций скорости потока теплоносителя, выявлены закономерности обтекания теплоносителем дистанционирующих, перемешивающих и комбинированных дистанционирующих решеток ТВСА. Определены величины поперечных потоков теплоносителя, вызванных обтеканием гидравлически неидентичных решеток и установлена их локализация в продольном и поперечном сечениях экспериментальной модели. Выявлен эффект накопления гидродинамических возмущений потока в продольном и поперечном сечениях модели, вызванный шахматным расположением гидравлически неидентичных решеток. Результаты исследования межкассетного взаимодействия теплоносителя между соседними ТВСА-Т и ТВСА-Т.mod.2 приняты для практического использования в АО «ОКБМ Африкантов» при оценке теплотехнической надежности активных зон реакторов ВВЭР и включены в базу данных для верификации программ вычислительной гидродинамики (CFD-кодов) и детального поячеечного расчета активной зоны реакторов ВВЭР.

Ключевые слова: активная зона, тепловыделяющая сборка, дистанционирующие и комбинированные дистанционирующие решетки, гидродинамика теплоносителя, межкассетное взаимодействие.

Введение

Во время последней частичной перегрузки активной зоны реактора ВВЭР второго энергоблока АЭС «Темелин» (Чехия) были загружены тепловыделяющие сборки новой модификации ТВСА-Т.mod.2, пришедшие на замену штатным ТВСА-Т [1]. Разработку конструкции обеих топливныхборок производило АО «ОКБМ Африкантов» (Россия, г. Нижний Новгород).

По сравнению с тепловыделяющими сборками ТВСА-Т, основным отличием конструкции усовершенствованной ТВСА является применение отдельно стоящих перемешивающих решеток (ПР), которые обеспечивают более интенсивное перемешивание теплоносителя в поперечном сечении сборки и повышение критических тепловых потоков, что в свою очередь позволило улучшить эксплуатационные характеристики новой кассеты. Поскольку оба типа ТВСА являются бесчехловыми, перемешивание теплоносителя происходит не только в пределах одной кассеты, но и между соседними сборками. Данное явление необходимо учитывать в процессе обоснования теплотехнической надежности активной зоны [2], что обусловило необходимость проведения комплексных исследований процесса

межкассетного взаимодействия теплоносителя, между соседними ТВСА различных конструкций в смешанной активной зоне реактора ВВЭР.

Экспериментальный стенд

Моделирование течения теплоносителя в активной зоне производилось на аэродинамическом стенде в лаборатории «Реакторная гидродинамика» НГТУ им. Р.Е. Алексеева [3-6]. Для проведения исследований были изготовлены экспериментальные модели (ЭМ), геометрически соответствующие конструкции различных высотных участков твэльного пучка активной зоны реактора ВВЭР. Все компоненты ЭМ пропорционально увеличены на коэффициент геометрического подобия $K_f = 4,4$.

Экспериментальные модели включали в себя сегменты сборок ТВСА-Т.mod.2, ТВСА-Т и межкассетное пространство (рис. 1а). Пояс дистанционирующей решетки (ДР), представленный на рис. 1б, состоит из пружинистых элементов, расположенных по треугольной решетке и объединенных стальным ободом. Комбинированная дистанционирующая решетка (КДР) ТВСА-Т, представленная на рисунке 1в, снабжена турбулизирующими дефлекторами, размещенными согласно схеме «закрутка вокруг твэла», угол отгиба дефлекторов составляет 38° . Пояс перемешивающей решетки (ПР), представленный на рис. 1г, снабжен турбулизирующими дефлекторами с углом отгиба в 30° и размещенными согласно схеме «порядная прогонка». Все пояса решеток снабжены имитаторами зубчатого края обода.

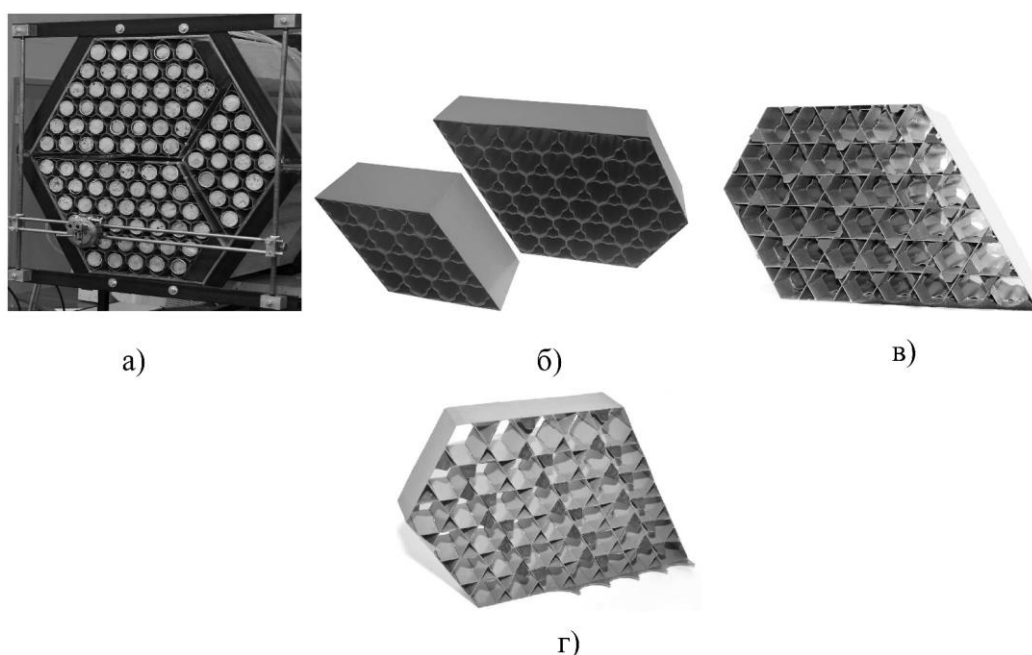


Рис. 1. ЭМ и пояса решеток топливных кассет:

- а) ЭМ фрагмента активной зоны реактора ВВЭР;
- б) пояс ДР ТВСА-Т.mod.2 и ТВСА-Т;
- в) пояс КДР ТВСА-Т; г) пояс ПР ТВСА-Т.mod.2

Измерительный комплекс

Измерение поля давлений потока теплоносителя производилось пятиканальным пневмометрическим зондом. Датчик выполнен в виде пяти стальных капилляров, расположенных в двух перпендикулярных друг к другу диаметральных плоскостях. Полученное поле давлений потока в окрестности чувствительной части зонда согласно

зависимостям, полученным при тарировке, пересчитывалось в направление и величину вектора скорости теплоносителя в месте его позиционирования [5]. Зонд выполнен таким образом, чтобы не вносить возмущения в поток и не искажать направление течения теплоносителя. Погрешность определения составляющих вектора скорости не превышает 7 %. Снятие показаний с зонда осуществлялось преобразователем давления САПФИР-22Р. Данные приборы имеют допускаяемый предел основной погрешности $\pm 0,25$ %.

Методика проведения исследований

Изучение процесса межкассетного взаимодействия теплоносителя проводилось на трех фрагментах твэльного пучка смешанной активной зоны (рис. 2).

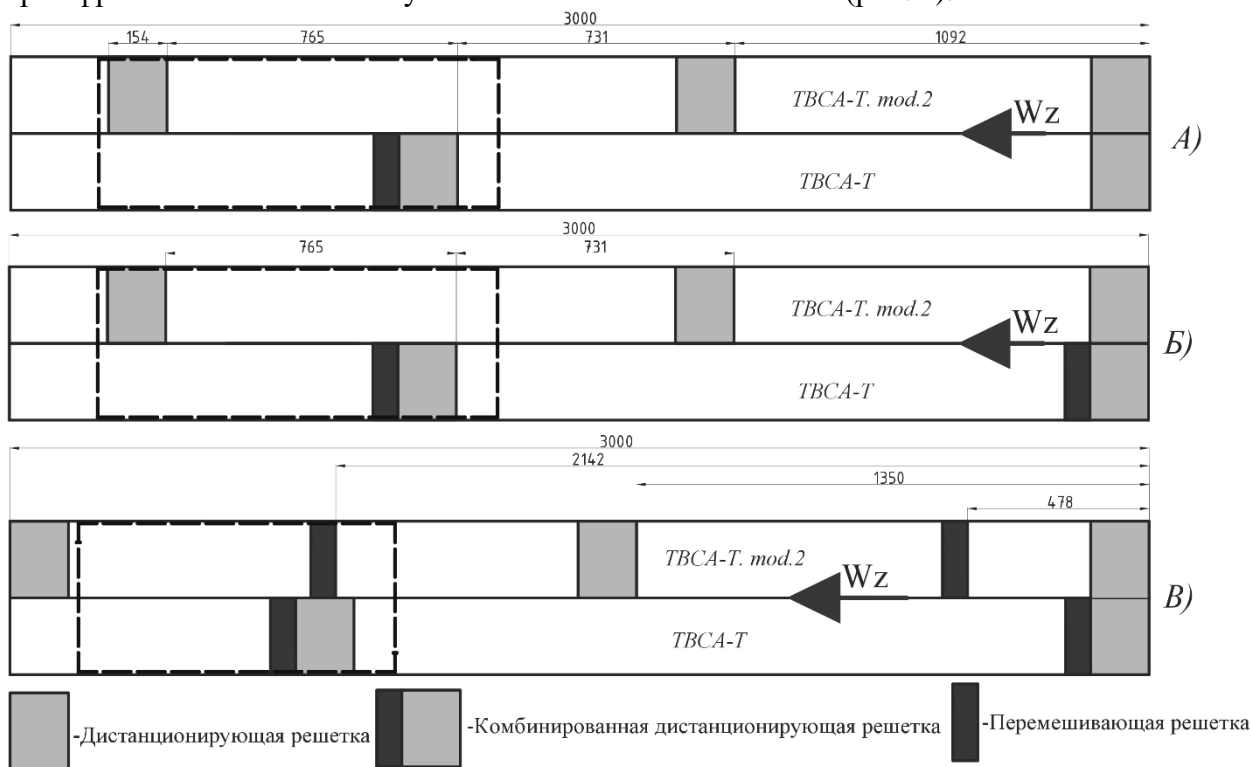


Рис. 2. Схема расположения решеток в различных фрагментах твэльного пучка ТВСА:

- а) нижний фрагмент твэльного пучка;
- б) средний фрагмент твэльного пучка;
- г) верхний фрагмент твэльного пучка

Характерной особенностью ЭМ нижнего фрагмента твэльного пучка является симметричность входных условий течения потока, т.е., на входе в ЭМ установлены ячейковые дистанционирующие решетки единой конструкции для обеих ТВСА (рис. 2а). Особенностью ЭМ среднего фрагмента твэльного пучка является несимметричность входных условий течения потока, то есть на входе в ЭМ установлены ячейковая дистанционирующая решетка и комбинированная дистанционирующая решетка (рис. 2б). Для ЭМ верхнего фрагмента твэльного пучка, помимо несимметричности входных условий течения потока, характерно наличие отдельно стоящих перемешивающих решеток (рис. 2в).

Методика проведения исследований заключалась в следующем.

1. Для изучения процесса межкассетного взаимодействия потока были выбраны характерные области в поперечном сечении ЭМ, представленном на рис. 3;
2. Далее характерные области разбивались на определенное количество зон измерения, в каждой из которых с помощью пневмометрического зонда проводились замеры поля давлений потока в характерных сечениях по длине ЭМ (рис. 2). Полученное распределение давлений затем пересчитывалось в проекции

скорости на координатные оси X, Y, Z и осреднялись по зазорам между твэлами и межкассетному пространству (рис. 3);

3. По полученным данным строились графики распределения составляющих вектора скорости и картограммы распределения осевой скорости в поперечном сечении ЭМ.

Обоснование представительности проведения экспериментального изучения течения потока теплоносителя за решетками-интенсификаторами на исследовательском стенде было представлено в работах [9-10].

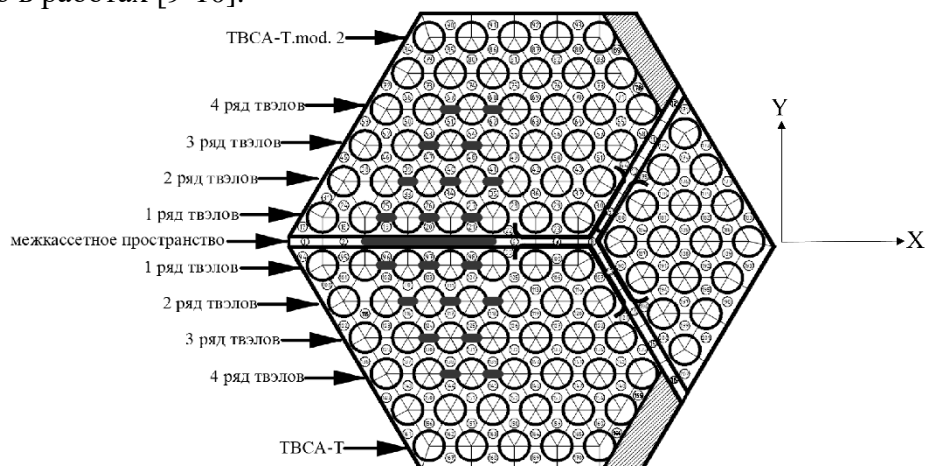


Рис. 3. Схема расположения характерных зазоров поперечном сечении ЭМ

Результаты исследований межкассетного взаимодействия потока теплоносителя

Анализ результатов экспериментальных исследований позволил выявить общие закономерности течения потока и сделать следующие выводы.

1. В процессе обтекания теплоносителем гидравлически неидентичных, расположенных на разных уровнях дистанционирующих, комбинированных дистанционирующих и перемешивающих решеток (рис. 2), в смежных ТВСА различных конструкций возникают поперечные потоки высокой интенсивности, оказывающие значительное влияние на течение теплоносителя в соседних топливных кассетах. Движение теплоносителя на исследуемых участках носит следующий характер: при обтекании потоком КДР, расположенной в ТВСА-Т, поперечный поток движется в ТВСА-Т.mod.2, а перед ДР и ПР, расположенных в ТВСА-Т.mod.2, поперечный поток направлен в ТВСА-Т.
2. В области межкассетного пространства отмечено, что величина поперечной скорости при обтекании потоком КДР и ДР на каждом из фрагментов твэльного пучка имеет близкие значения и составляет $(w_y/\bar{w})=0,3$ для среднего фрагмента, $(w_y/\bar{w})=0,25$ для нижнего фрагмента и $(w_y/\bar{w})=0,2$ для верхнего фрагмента (рис. 4).
- 4). Данные величины поперечной скорости потока примерно в 2 раза меньше, чем в твэльном пучке смежных ТВСА, что обусловлено наличием в межкассетном зазоре потока теплоносителя с высокими аксиальными скоростями, который оказывает демпфирующее воздействие на поперечный поток теплоносителя между соседними ТВСА, заключающееся в уносе части поперечного потока массы в продольном направлении.
3. При обтекании теплоносителем ПР, расположенной в верхнем фрагменте твэльного пучка в ТВСА-Т.mod.2, в межкассетном пространстве образуется поперечный поток, направленный в ТВСА-Т, значение поперечной скорости составляет

$(w_y/\bar{w})=0,25$ (рис. 4). Данное явление характерно только для области межкассетного пространства и не наблюдается в твэльном пучке кассет, поскольку ПР находится на одном уровне с КДР, обод которой блокирует поперечный поток.

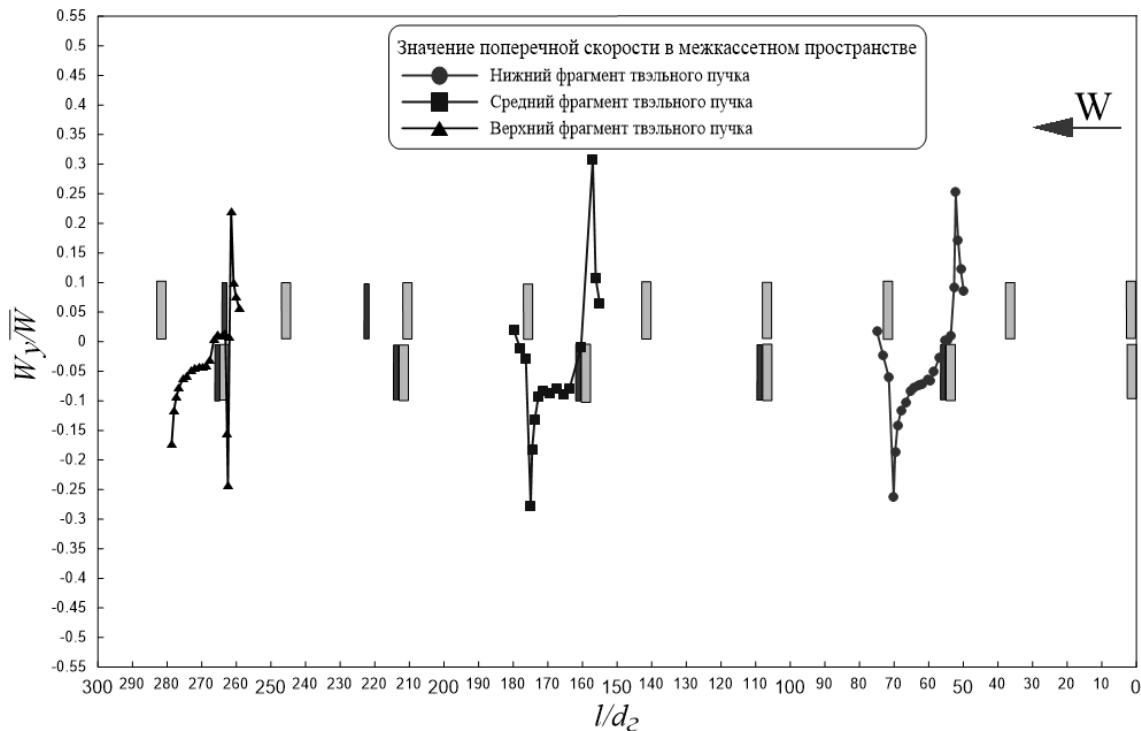


Рис. 4. Распределение поперечной скорости в межкассетном пространстве
($\bar{w} = 27,5$ м/с, $Re = 78\ 000$)

4. В ряду твэлов, прилегающего к межкассетному пространству, отмечено:
- при обтекании потоком КДР и ДР, расположенных в нижнем фрагменте твэльного пучка, значения поперечной скорости одинаковы и составляют $(w_y/\bar{w})=0,4$ (рис. 5);
 - наибольшая интенсивность поперечного потока теплоносителя наблюдается при обтекании потоком КДР, расположенной в среднем фрагменте твэльного пучка, значение поперечной скорости составляет $(w_y/\bar{w})=0,5$, а при обтекании теплоносителем ДР, расположенной на том же фрагменте, поперечная скорость имеет близкое значение $(w_y/\bar{w})=0,45$ (рис. 5);
 - в верхнем фрагменте твэльного пучка при обтекании потоком КДР и ДР значение поперечной скорости составляет $(w_y/\bar{w})=0,47$, и $(w_y/\bar{w})=0,4$ соответственно (рис. 5). Данные значения поперечных скоростей близки к результатам, полученным на среднем фрагменте твэльного пучка, что может быть обусловлено наличием перемешивающих решеток;
 - при движении теплоносителя через нижний и средний фрагменты твэльного пучка наблюдается процесс накопления гидродинамических возмущений потока, который выражается ростом величины поперечной скорости, а именно при обтекании потоком КДР и ДР среднего фрагмента твэльного пучка значения поперечной скорости (w_y/\bar{w}) соответственно на 20 % и 10 % выше, чем при обтекании потоком решеток тех же конструкций на нижнем фрагменте (рис. 5). В свою очередь в верхнем фрагменте твэльного пучка эффект накопления гидродинамических возмущений

потока не наблюдается, величина поперечной скорости (w_y / \bar{W}) близка к значениям скорости на среднем фрагменте, что может быть обусловлено наличием перемешивающих решеток (рис. 5).

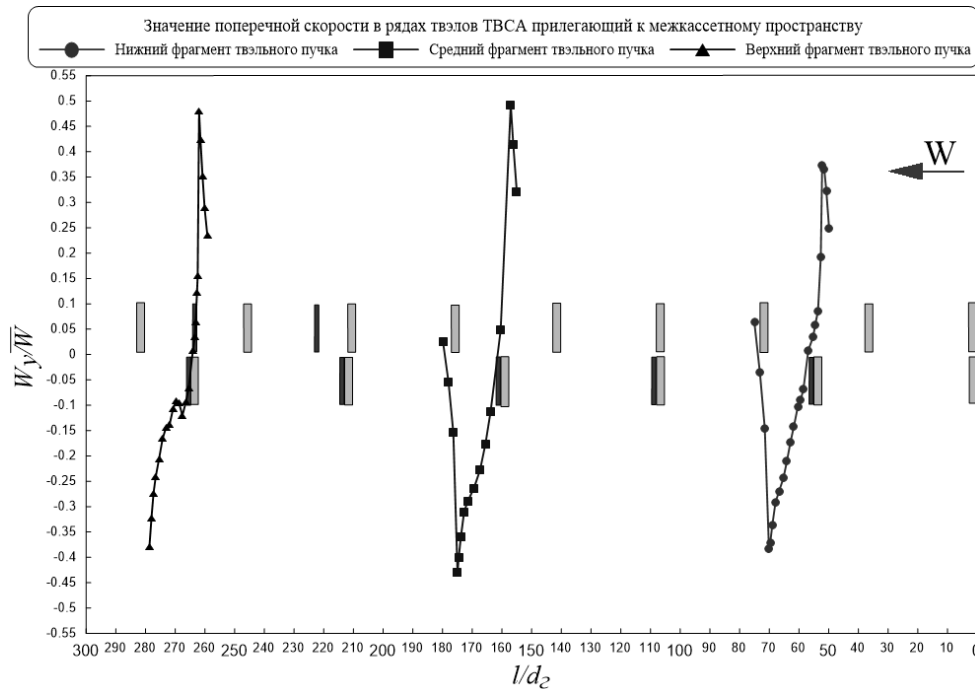


Рис. 5. Распределение поперечной скорости в твэльном пучке кассет ($\bar{W} = 27,5$ м/с, $Re = 78\ 000$)

5. Анализ распространения гидродинамических возмущений теплоносителя в поперечном сечении топливных сборок показал следующее:
- начиная со второго ряда твэлов, величина поперечной скорости (w_y / \bar{W}) при обтекании решеток различных конструкций для всех исследуемых фрагментов уменьшается в 2 раза (рис. 6);
 - закономерности накопления возмущений потока теплоносителя по длине исследуемых фрагментов твэльного пучка, характерные для ряда твэлов, прилегающего к межкассетному пространству, распространяются и на последующие ряды твэлов;
 - распространение гидродинамических возмущений потока в поперечном сечении сборок изменяется в зависимости от исследуемого фрагмента твэльного пучка, а именно: в нижнем фрагменте распространение возмущений потока ограничивается третьим рядом твэлов, в среднем фрагменте четвертым рядом и в верхнем фрагменте пятым рядом;
 - начиная с шестого ряда твэлов, на всех исследуемых участках твэльного пучка наблюдается турбулентное движение теплоносителя, поперечная скорость имеет значение (w_y / \bar{W}) $\approx 0,05$.

Таким образом, процесс накопления гидродинамических возмущений потока теплоносителя наблюдается, как по длине твэльного пучка, исследуемого фрагмента активной зоны, так и в поперечном сечении топливных кассет ТВСА.

- На нижнем и среднем фрагментах твэльного пучка в области поясов исследуемых решеток наблюдается интенсивное перераспределение осевого потока в рядах твэлов, расположенных около межкассетного пространства. Данное перераспределение потока характеризуется локальным ростом величины осевой скорости теплоносителя в одном из сегментов кассет ТВСА, в сторону которого направлен попереч-

ный поток, формирующийся в процессе обтекания решеток с различным гидравлическим сопротивлением (рис. 7 а, б). Значение осевой скорости в данных областях находится в диапазоне $(W_z/\bar{W}) \approx (1,3 \div 1,5)$. Наименьшее значение осевой скорости $(W_z/\bar{W}) \approx (0,6 \div 0,9)$ на всех исследуемых участках наблюдается непосредственно за поясами КДР.

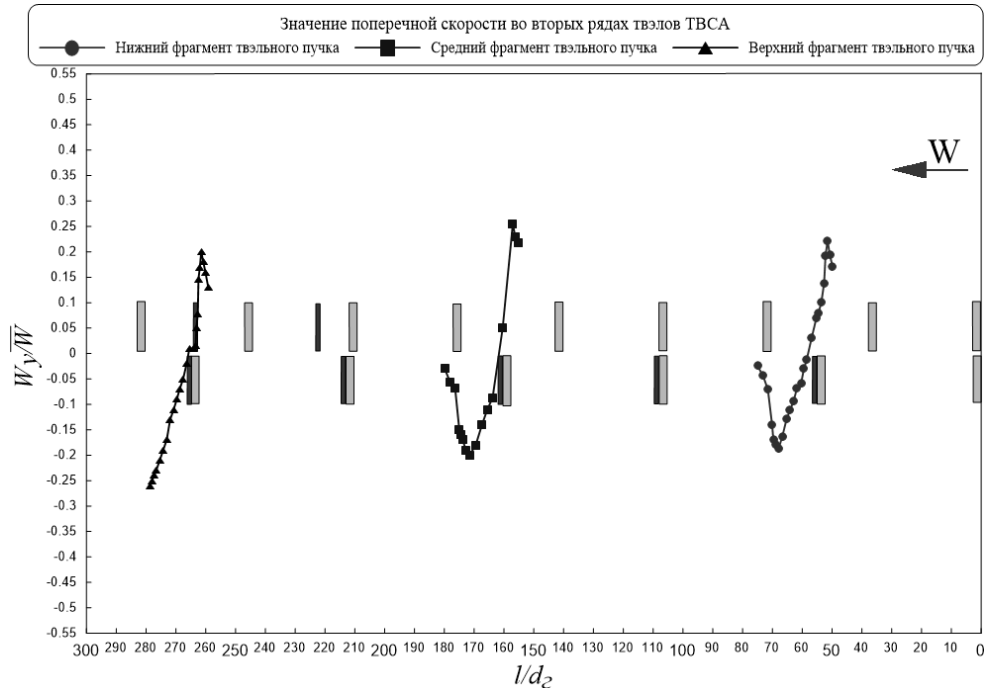


Рис. 6. Распределение поперечной скорости в твэльном пучке кассет ($\bar{W} = 27,5$ м/с, $Re = 78000$)

7. Распределение локальных максимумов осевой скорости в поперечном сечении исследуемых ТВСА совпадает с глубиной распространения гидродинамических возмущений потока теплоносителя, т.е., на нижнем фрагменте твэльного пучка локальный максимум осевой скорости потока распространяется на три ряда твэлов, а на среднем фрагменте твэльного пучка на четыре ряда твэлов (рис. 7 а, б).

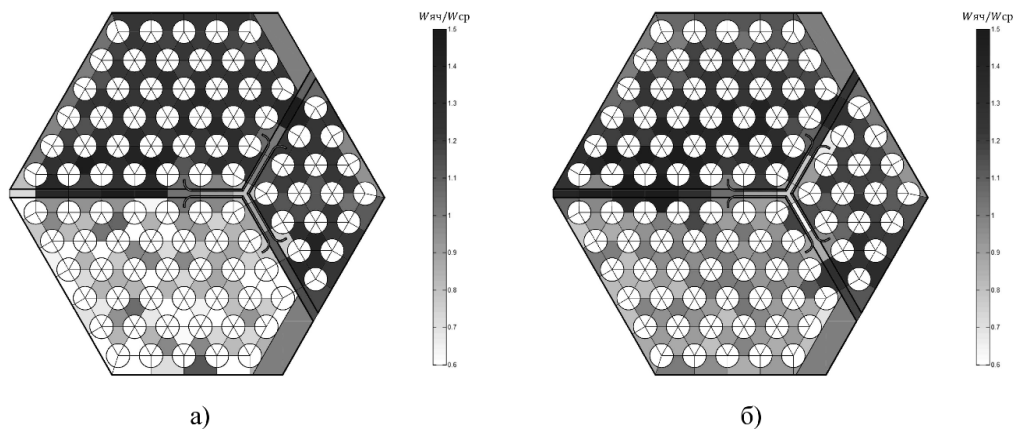


Рис. 7. Картограмма распределения осевой скорости по ячейкам ЭМ:

- а) распределение осевой скорости непосредственно за КДР на нижнем фрагменте твэльного пучка;
 б) распределение осевой скорости непосредственно за КДР на среднем фрагменте твэльного пучка
 ($\bar{W} = 27,5$ м/с, $Re = 78000$)

8. Вследствие наличия гидравлически неидентичных решеток распределение расхода теплоносителя между соседними топливными кассетами приобретает сильную неравномерность. Максимальное различие осевого расхода теплоносителя между смежными кассетами составляет 38 %, наблюдается на среднем фрагменте твэльного пучка и обусловлено наибольшей интенсивностью поперечного потока в данной области. Выравнивание расхода теплоносителя между смежными топливными кассетами наблюдается непосредственно перед ДР. Различие расхода теплоносителя между кассетами составляет не более 10 %. Схожая картина распределения осевого расхода потока теплоносителя наблюдается и на нижнем фрагменте твэльного пучка (рис. 8).

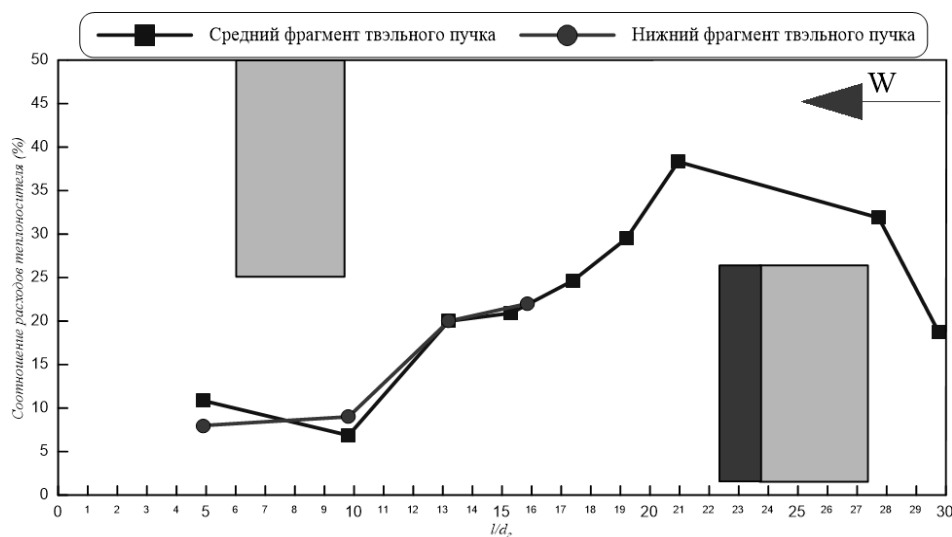


Рис. 8. Соотношение расходов теплоносителя между ТВСА-Т и ТВСА-Т.mod.2
($\bar{W} = 27,5$ м/с, $Re = 78000$)

Заключение

Анализ результатов исследований процесса межкассетного взаимодействия теплоносителя между ТВСА различных конструкций позволил сделать следующие выводы:

- на движение теплоносителя в твэльном пучке смешанной активной зоны реактора ВВЭР значительное влияние оказывают поперечные потоки, сформированные при обтекании гидравлически неидентичных решеток;
- в области межкассетного пространства величина поперечной скорости при обтекании потоком комбинированной дистанционирующей и дистанционирующей решеток на всех исследуемых фрагментах твэльного пучка кассет одинакова;
- максимальная величина поперечной скорости наблюдается при обтекании потоком комбинированной дистанционирующей решетки, расположенной в среднем фрагменте твэльного пучка;
- при движении теплоносителя через нижний и средний фрагменты твэльного пучка наблюдается процесс накопления возмущений потока, который выражается ростом величины поперечной скорости, в свою очередь в верхнем фрагменте твэльного пучка эффект накопления возмущений потока отсутствует;
- распространения возмущений потока в поперечном сечении сборок изменяется в зависимости от исследуемого фрагмента твэльного пучка, а именно: в нижнем фрагменте твэльного пучка распространение возмущений потока ограничивается третьим рядом твэлов, в среднем фрагменте твэльного пучка четвертым рядом твэлов и в верхнем фрагменте твэльного пучка пятым рядом твэлов;

- е) процесс накопления гидродинамических возмущений потока теплоносителя наблюдается, как по длине твэльного пучка, исследуемого фрагмента активной зоны, так и в поперечном сечении топливных кассет;
- ж) распределение локальных максимумов осевой скорости в поперечном сечении исследуемых ТВСА совпадает с глубиной распространения гидродинамических возмущений потока теплоносителя;
- и) максимальное различие осевого расхода теплоносителя между смежными кассетами составляет 38 %, наблюдается на среднем фрагменте твэльного пучка и обусловлено наибольшей интенсивностью поперечного потока в данной области.

Работа выполнена в рамках выполнения базовой части государственного задания № 13.8823.2017/8.9, а также при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации в рамках научного проекта МК-2398.2018.8.

Библиографический список

1. **Дмитриев, С.М.** Основное оборудование АЭС с корпусными реакторами на тепловых нейтронах / С.М. Дмитриев, Д.Л. Зверев, О.А. Бых, Ю.К. Панов, Н.М. Сорокин, В.А. Фарафонов. – М.: Машиностроение, 2013. – 415 с.
2. **Дмитриев, С.М.** К вопросу о методологии обоснования теплотехнической надежности активных зон водяных энергетических реакторов / С.М., Дмитриев, А.А. Баринин, В.Е. Бородин, А.Е. Хробостов // Атомная энергия. – 2016. – Т. 120. Вып. 5. – С. 270-275.
3. **Дмитриев, С.М.** Экспериментальные исследования гидродинамических и массообменных характеристик потока теплоносителя в ТВСА ВВЭР / С.М. Дмитриев, С.С. Бородин, М.А. Легчанов, Д.Н. Солнцев, В.Д. Сорокин, Е.А. Хробостов // Атомная энергия. – 2012. – Т. 113. – Вып. 5. – С. 252-257.
4. **Дмитриев, С.М.** Расчетно-экспериментальные исследования локальной гидродинамики и массообмена потока теплоносителя в ТВС-Квадрат реакторов PWR с перемешивающими решетками / С.М. Дмитриев, О.Б. Самойлов, А.Е. Хробостов, А.В. Варенцов, А.А. Добров, Д.В. Доронков, В.Д. Сорокин // Теплоэнергетика. – 2014. – №8. – С. 20-27.
5. **Дмитриев, С.М.** Применение многоканального пневмометрического зонда для исследования профиля скорости теплоносителя в моделях топливных кассет ядерных реакторов / С.М. Дмитриев, А.А. Добров, М.А. Легчанов, А.Е. Хробостов // Приборы и методы измерений. – 2015 – Т. 6. – Вып. 2. – С. 188-195.
6. **Самойлов, О.Б.** Теплогидравлические характеристики усовершенствованного топлива ВВЭР на базе ТВСА с перемешивающими решетками-интенсификаторами / О.Б. Самойлов, А.А. Фальков, Д.Л. Шипов, В.Е. Лукьянов, О.Н. Морозкин // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Ядерно-реакторные константы. – 2016. – Вып. 3, 3:5.
7. **Марков, П.** Поперечный перенос и теплообмен в пучке гладкостержневых твэлов ВВЭР с сотовой дистанционирующей решеткой / П. Марков, В.И. Солонин // Атомная энергия. – 2018. – Т. 125, – № 3. – С. 154-158.
8. **Juklíček, Jakub** Cfd analysis of the spacer grids and mixing vanes effect on the flow in a chosen part of the tvsa-t fuel assembly / Jakub Juklíček, Václav Železnýb// Czech Technical University in Prague, – 2015.
9. **Гухман, А.А.** Введение в теорию подобия / А.А. Гухман [и. др.] – М.: Высшая школа. – 1973. – 296 с.

*Дата поступления
в редакцию: 28.10.2019*

**S.M. Dmitriev, D.V. Doronkov, M.A. Legchanov, D.N. Solntsev, A.N. Pronin,
E.V. Rubtsova, A.V. Gerasimov, Y.A. Glukhova., A.V. Ryazanov**

**INVESTIGATION OF INTERASSEMBLY INTERACTION OF COOLANT
IN THE MIXED CORE OF THE WWER**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Experimental investigation of the coolant flow local hydrodynamics in the mixed core of the WWER reactor, consisting of TVSA-T and TVSA T.mod.2.

Methodology: Process simulation of the coolant flow in the fuel rod bundle was carried out on an aerodynamic test facility. The research were carried out on the model of a fragment of the mixed WWER reactor core, consisting of one TVSA – T segment and two TVSA T.mod.2 segments. Measurement of the flow pressure field was carried out using a five-channel pneumometric probe. The obtained field of flow pressures, according to the dependences obtained during calibration, were recalculated in the direction and magnitude of the coolant velocity vector. To obtain an exact data of the flow, a characteristic area of the cross-section of the model was selected. This characteristic area including the space cross flow between fuel assemblies and four rows of fuel rods of each of the fuel assemblies of the TVSA.

Findings: As part of the implementation of this study, an analysis of the spatial distribution of the projections of the flow rate of the coolant was made. This analysis made it possible to identify the patterns of flow around the heat carrier of the spacing, mixing and combined spacing grids of TVSA. The values of the transverse flow fluids caused by the flow of hydraulically non-identical grids were determined and their localization in the longitudinal and transverse sections of the experimental model was identified. More of that, the effect of accumulation of hydrodynamic flow disturbances in the longitudinal and cross sections of the model, caused by the staggered arrangement of hydraulically non-identical grids, was determined.

Value: The results of a investigation of the coolant cross flow between fuel assemblies interaction are accepted for practical use at JSC «OKBM Afrikantov» for assessing the heat engineering reliability of the WWER reactor core. In addition results were included in the database for verification of computational fluid dynamics codes (CFD codes) and a detailed subchannel calculation of the core of WWER reactors.

Key words: core, fuel assembly, spacing and combined spacing grids, coolant hydrodynamics, coolant cross flow between fuel assemblies interaction.

УДК 621.039

А.А. Добров¹, А.Е. Хробостов¹, Д.С. Тимаев²,
Г.Н. Качалин², А.В. Копалкин², Е.А. Кудряшов²

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В КАНАЛАХ С ВСТАВКАМИ ИЗ ОТКРЫТО-ПОРИСТОГО ПРОВОЛОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹
Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики –
Российский федеральный ядерный центр²

Представлены две полуэмпирические расчетные методики определения потерь давления в пористых материалах, необходимые для оценки эффективности применения пористых интенсификаторов. Актуальность их разработки определяется задачей поиска оптимальных параметров конструкций теплообменных устройств. В первой методике используется набор параметров пористой структуры, который можно определить только при разрушении исследуемого образца, вторая позволяет определить потери давления, исходя из характеристик пористости среды и диаметра проволоки. Приведенные методики применены для определения потерь давления в четырех образцах, отличающихся формой канала, пористостью, толщинами и шероховатостью поверхности. Экспериментальные испытания проводились на исследовательском стенде ФТ-18 в НГТУ им. Р.Е. Алексеева. Полученные результаты могут быть использованы для улучшения характеристик теплоотвода в теплообменных устройствах за счет увеличения площади теплопередающей поверхности.

Ключевые слова: пористые материалы, гидродинамика, потери давления, коэффициент гидравлического сопротивления.

Введение

Установка интенсификаторов теплообмена из пористых металлических структур является эффективным способом улучшения характеристик теплоотвода в теплообменных устройствах за счет увеличения площади теплопередающей поверхности. Недостатком таких устройств является значительное повышение гидравлического сопротивления, зависящее как от характеристик течения и свойств рабочей среды, так и от толщины и структуры пористой вставки. Соответственно, огромное значение обретает разработка новых или адаптация существующих методик расчета потерь давления рабочей среды при ее течении в пористых элементах с конкретной структурой. Одним из материалов, пористость которого можно задавать и контролировать при изготовлении, является открыто-пористый проволочный материал, нашедший широкое применение в различных областях промышленности. Его основой является металлическая проволока, навитая в пересекающиеся спирали, спрессованная и уложенная в заданную форму. Пористость при этом можно определить (или контролировать при изготовлении) по массе проволоки, а размеры пор будут зависеть от диаметра проволоки, диаметра навивки и способа укладки спиралей. В НГТУ были проведены экспериментальные исследования зависимости потерь давления от расхода рабочей среды [1].

Целью настоящей работы являлось сравнение двух методик расчета величины потерь давления на единицу толщины пористой вставки, используя полученные экспериментальные результаты.

Описание экспериментальной части исследования

Экспериментальное изучение течения жидкости (вода) при протекании через пористые вставки проводилось на исследовательском стенде ФТ-18 НГТУ им. Р.Е. Алексеева. В состав стенда входили: электромагнитный расходомер (диапазон измерения 0÷125 л/мин,

погрешность измерения не более 1 % от измеряемой величины) и преобразователь дифференциального давления (диапазон измерения 0÷30 кПа, погрешность измерения ± 12 Па). Описание и схема стенда, а также конструкция рабочего участка приведены в работе [1].

Исследовались три образца пористых вставок, изготовленных из открыто-пористого проволочного материала (диаметр проволоки $d_{пр}=0,42$ мм). Все три образца изготавливались по одной технологии, но образец №1 перед исследованиями нигде не использовался, а образцы №2 и №3 использовались в слабощелочной среде, что могло привести к коррозии материала, и, собственно, к изменению шероховатости поверхности проволоки данных образцов. Величины пористости трех образцов по результатам измерений готовых изделий составляли соответственно $\Pi_1=0,75\pm 0,01$, $\Pi_2=0,74\pm 0,01$, $\Pi_3=0,74\pm 0,01$. Величины диаметров вставок составляли $D_1=40,4\pm 0,1$ мм, $D_2=38,5\pm 0,1$ мм и $D_3=38,5\pm 0,1$ мм, толщины вставок составляли $L_1=28,8\pm 0,2$ мм, $L_2=33,1\pm 0,2$ мм, $L_3=30,9\pm 0,2$ мм.

При проведении испытаний варьировался расход воды через экспериментальный участок. Фиксировались объемный расход жидкости Q и значения перепада статического давления $\Delta P_{ст}$ при протекании через образец. Также контролировалась температура рабочей среды T . На рис. 1 приведены графики суммарных потерь давления ΔP в зависимости от расхода рабочей среды Q для трех исследованных образцов.

Также в [1] на стенде ФТ-18 исследовался не используемый ранее образец, установленный в канале квадратного сечения со стороной $a=40$ мм (далее «Образец №4»). Диаметр проволоки был аналогичным, как и у круглых образцов (диаметр проволоки $d_{пр}=0,42$ мм). Толщина образца №4 составляла $L_4=28,4\pm 0,2$ мм, пористость $\Pi_4=0,77\pm 0,01$.

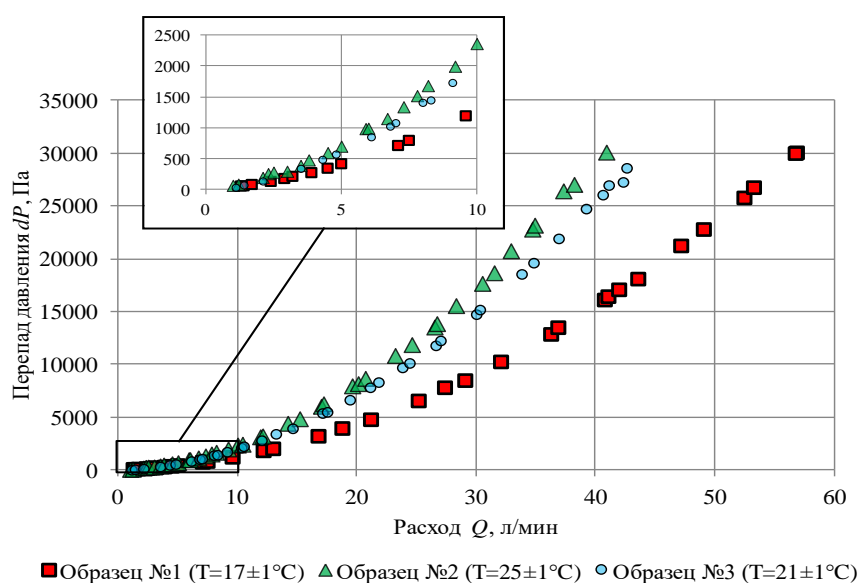


Рис. 1. Результаты экспериментальных исследований потерь давления в пористых образцах

Описание расчетных методик

В настоящей работе рассматривали две полуэмпирические методики [2-6], для определения гидравлических потерь в пористых элементах. Одна из методик требует набор параметров пористой структуры, который можно определить только при разрушении образца. Вторая же позволяет определить потери давления, исходя из пористости среды и диаметра проволоки.

Методика №1

Авторами работ [2-6] была предложена следующая расчетная зависимость для определения потерь давления пористого слоя (1):

$$\Delta P = \left(\frac{A\mu W_{пор}}{2\Pi d_{cp}^2 \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)^2} + \frac{B\rho W_{пор}^2}{2\Pi^2 d_{cp} \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)} \right) L, \quad (1)$$

где ΔP – перепад давления на слое L , Па; L – толщина пористого слоя, м; μ – динамическая вязкость рабочей среды, Па/с; $W_{пор}$ – средняя скорость среды в порах, м/с; Π – пористость; d_{cp} – средний размер пор, м; α – параметр, характеризующий дисперсию пор по размерам; ρ – плотность рабочей среды, кг/м³, A и B – эмпирические коэффициенты ($A = 220$, $B = 2$).

В качестве характерной скорости жидкости выбирается средняя скорость потока в порах. В эксперименте с помощью расходомера измерялось значение объемного расхода жидкости в канале круглого сечения до пористой вставки Q , через который определялась величина скорости фильтрации W_{ϕ} (2):

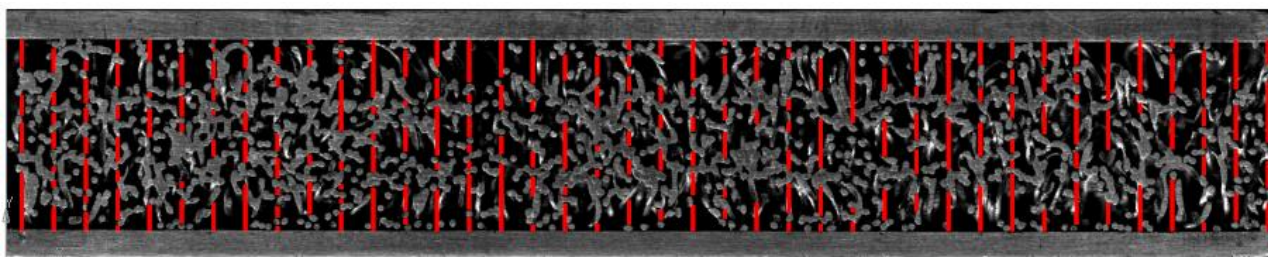
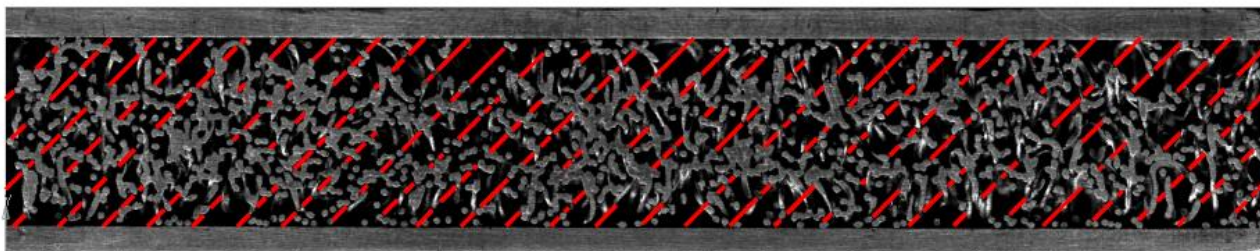
$$W_{\phi} = \frac{Q}{F_{кан}}, \quad (2)$$

где $F_{кан}$ – площадь проходного сечения канала без пористой вставки, м².

Предположим, что исследованный пористый материал имеет структуру, близкую к изотропной. Отсюда следует, что отношение площади пор в любом сечении образца к общей площади сечения равно объемной пористости. Тогда средняя скорость потока в порах определится формулой (3):

$$W_{пор} = \frac{Q}{F_{кан}} \cdot \frac{1}{\Pi}. \quad (3)$$

Для определения среднего размера пор и параметра α , характеризующего дисперсию пор по размерам, был сделан продольный разрез тестового образца, изготовленного по той же технологии и из тех же материалов, что и исследуемый образец №1. Далее, с использованием сканера высокого разрешения было получено монохромное изображение сделанного разреза (рис. 2). При этом в плоскости сканирования светлым цветом отразилась металлическая структура, а темным – поровое пространство. Обработка среза осуществлялась методом измерения расстояний между контурами пористой структуры в плоском сечении, описанным в работе [7]. При этом было рассмотрено два случайных направления линий для измерения размеров пор.

а) по результатам обработки: $d_{cp}=1,29$ мм, $\alpha=2,22$ б) по результатам обработки: $d_{cp}=1,14$ мм, $\alpha=2,88$ **Рис. 2. Результаты графического определения размеров пор**

По результатам осреднения обработанных данных были получены следующие значения $d_{cp}=1,22$ мм, $\alpha=2,55$, которые использовались в дальнейшем расчете для всех трех образцов.

В качестве среднего размера пор в работах [2-6] предлагается использовать гидравлический диаметр, определяемый как (4):

$$d_{\Gamma} = \frac{4 \cdot F}{P}, \quad (4)$$

где F – площадь проходного сечения канала с пористой вставки, м²; P – смоченный периметр, м.

Площадь проходного сечения в пористой втулке можно определить, зная пористость образца (5):

$$F = F_{\text{кан}} \cdot \Pi. \quad (5)$$

Смоченный периметр P может быть определен как отношение омываемой потоком рабочей среды площади поверхности проволоки, из которой изготовлен пористый образец, и стенки канала к толщине пористого слоя. Для каналов круглого и квадратного сечения смоченный периметр определится соответственно формулам (6) и (7).

$$P_{\text{кругл}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{пр}} \cdot L_{\text{пр}} + \pi \cdot D \cdot L}{L}, \quad (6)$$

где $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки, м; $L_{\text{пр}}$ – длина проволоки, м; D – диаметр круглого канала, м.

$$P_{\text{квадр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{пр}} \cdot L_{\text{пр}} + 4 \cdot a \cdot L}{L}, \quad (7)$$

где a – размер стороны канала квадратного сечения, м.

Длину проволоки, из которой изготавливались образцы, можно рассчитать, зная ее диаметр и пористость образца. После всех математических преобразований гидравлический диаметр может быть определен по формуле (8):

$$d_{\Gamma} = \frac{D \cdot \Pi}{\frac{D}{d_{\text{пр}}} \cdot (1 - \Pi) + 1}. \quad (8)$$

Для квадратного канала формула будет аналогична, только вместо диаметра D необходимо использовать размер стороны квадратного сечения a .

Расчетные значения гидравлического диаметра для четырех исследуемых образцов составили: $d_{\Gamma 1}=1,21$ мм, $d_{\Gamma 2}=1,15$ мм, $d_{\Gamma 3}=1,15$ мм, $d_{\Gamma 4}=1,34$ мм. Можно видеть, что для об-

разца №1 расчетное значение совпадает с результатами измерений среднего размера пор, выполненных на продольном срезе. Поэтому в дальнейших расчетах в качестве среднего размера пор для всех образцов использовались их гидравлические диаметры. Также предполагалось, что параметр α обусловлен технологическим процессом изготовления рассмотренных образцов, и для всех них будет являться одинаковым.

Методика №2

Недостатком описанной выше методики является необходимость знать характеризующие исследуемый открыто-пористый проволочный материал параметры, которые невозможно контролировать в процессе изготовления (средний диаметр пор и дисперсия размеров пор), а, следовательно, знать их заранее. Необходимо иметь зависимость, определяющую потери давления через известные параметры: пористость Π и диаметр проволоки $d_{\text{пр}}$.

В общем случае гидродинамика потока в пористых материалах описывается модифицированным уравнением Дарси (уравнение Дюпуи – Рейнольдса – Форшгеймера [8-10]) (9):

$$\Delta P = (A \cdot \mu \cdot W_{\phi} + B \cdot \rho \cdot W_{\phi}^2) L, \quad (9)$$

где A и B – вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления соответственно.

Величины размерных коэффициентов A (м^{-2}) и B (м^{-1}) не зависят от свойств рабочей среды. Отношение B/A имеет размерность длины и может быть использовано в качестве характерного размера пористой структуры. Вязкостный коэффициент сопротивления есть обратная величина проницаемости: $A = 1/K$. Инерционный коэффициент сопротивления по данным [11] связан с проницаемостью приближенным выражением $B = C/\sqrt{K}$, где безразмерный коэффициент $C \approx 0,7$ в случае гладкости поверхности пористой структуры.

Тогда для перепада давления справедлива следующая формула (10):

$$\Delta P = \left(\frac{1}{K} \cdot \mu \cdot W_{\phi} + \frac{C}{\sqrt{K}} \cdot \rho \cdot W_{\phi}^2 \right) L. \quad (10)$$

Характерный размер пор $d_{\text{пор}}$ рассчитывается в зависимости от диаметра проволоки $d_{\text{пр}}$ структуры [12] (11):

$$d_{\text{пор}} = d_{\text{пр}} \cdot \frac{1 - e^{-\frac{(1-\Pi)}{0,04}}}{1,18} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \pi}{1-\Pi}} \quad (11)$$

Для проницаемости среды K справедливо выражение [13] (12):

$$K = \frac{d_{\text{пор}}^2 \cdot \Pi^4}{180 \cdot (1-\Pi)^2}. \quad (12)$$

Результаты расчетных исследований

На рис. 3-6 приведено сопоставление расчетных и экспериментальных данных по потерям давления в пористых образцах. Каждая точка графика соответствует одному из экспериментальных режимов, характеризующихся скоростью и температурой рабочей среды. Жирная линия на графиках, проведенная под углом 45° характеризует полное совпадение расчетных и экспериментальных значений потерь давления. Попадание точки выше этой линии говорит о том, что расчетные значения оказались меньше экспериментальных значений, и наоборот – попадание точки ниже этой прямой говорит о том, что расчетные значения получились больше экспериментальных.

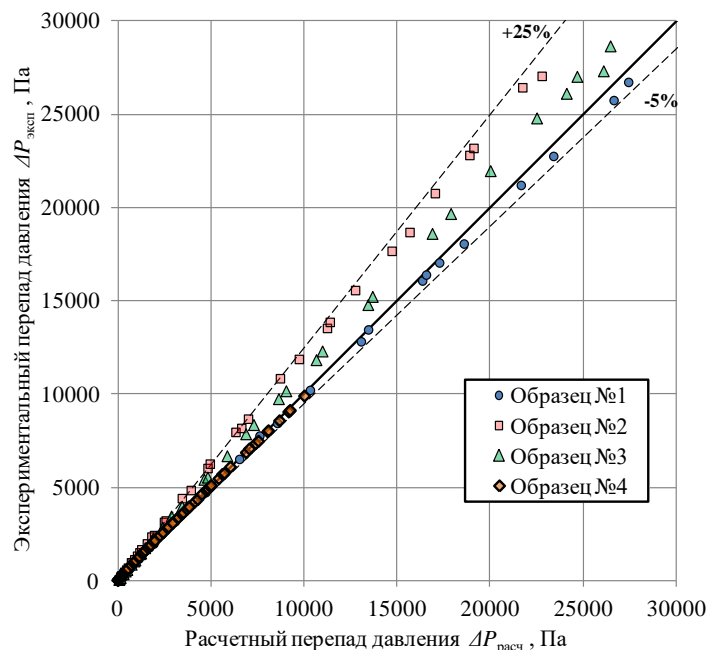


Рис. 3. Сравнение экспериментальных данных по потерям давления в пористых образцах с рассчитанными по методике №1 значениями (диапазон 0-30000 Па)

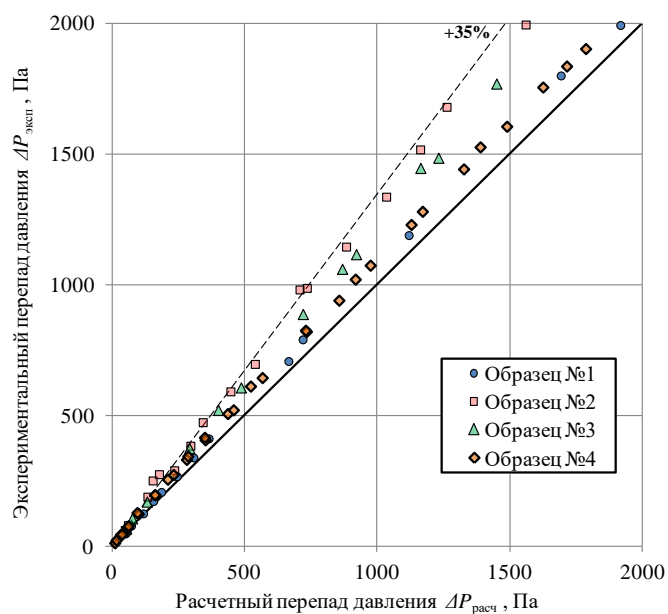


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных по потерям давления в пористых образцах с рассчитанными по методике №1 значениями (диапазон 0-2000 Па)

Анализ расчетных потерь давления, полученных по методике №1, позволил сделать следующие выводы:

- максимальные отклонения расчетных данных для всех четырех образцов и для всех рассмотренных режимов составили 35 % в меньшую от расчетных значений сторону и 5 % в большую;
- наиболее точно по методике №1 можно рассчитать потери давления для образца №1 и образца №4 (чистые образцы); при этом отклонения не превысят ± 15 %

от экспериментальных данных, причем как в переходном, так и в турбулентном режимах течения;

- расчетные значения потерь давления для образцов №2 и №3 (материал образцов взаимодействовал со слабощелочной средой) оказались меньше экспериментальных во всех рассмотренных режимах.

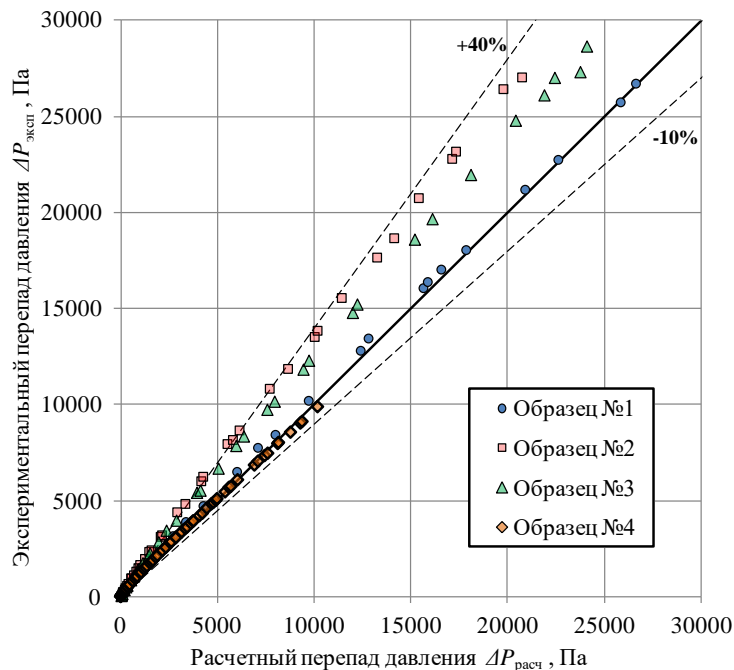


Рис. 5. Сравнение экспериментальных данных по потерям давления в пористых образцах с рассчитанными по методике № 2 значениями (диапазон 0-30000 Па)

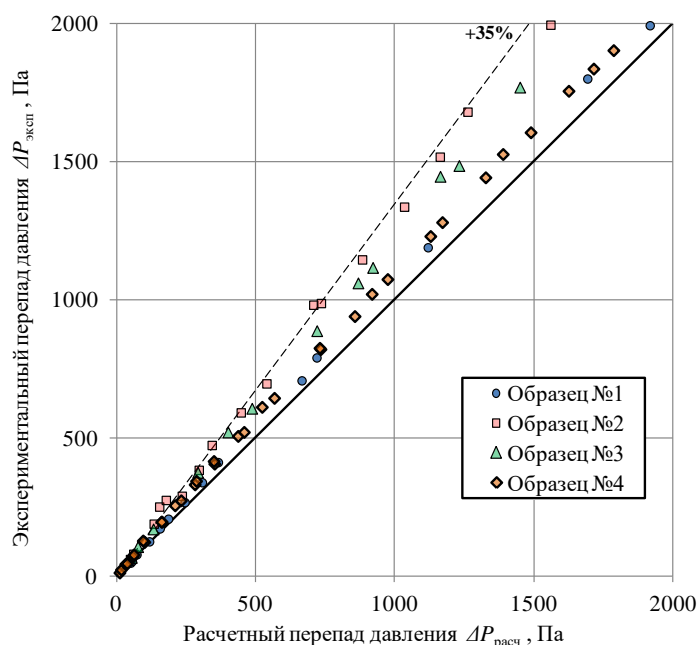


Рис. 6. Сравнение экспериментальных данных по потерям давления в пористых образцах с рассчитанными по методике №2 значениями (диапазон 0-2000 Па)

Анализ расчетных потерь давления, полученных по методике №2, показал следующее.

- Из рассмотренных пористых образцов наиболее точно по методике №2 можно рассчитать потери давления для образца №1 и образца №4 (чистые образцы). При этом отклонения не превысят $\pm 12\%$ от экспериментальных данных. С увеличением скорости (числа Рейнольдса) это отклонение уменьшается. Наибольшая ошибка приходится на режимы с низкими числами Рейнольдса.
- Расчетные значения потерь давления для образцов №2 и №3 оказались меньше экспериментальных во всех рассмотренных режимах, причем максимальное отклонение достигало 40 %.

Заключение

В работе рассмотрены две полуэмпирические методики расчета потерь давления в пористых материалах. Данные методики были применены для расчета потерь давления в четырех пористых образцах, отличающихся формой канала, пористостью, толщинами и шероховатостью поверхности. Обе они позволили достаточно точно рассчитать потери давления для образцов №1 и №4, имеющих гладкую поверхность проволочного скелета и отличающихся формами каналов, в которые они устанавливались. Однако при расчетах потерь давления в образцах №2 и №3 обе методики привели к существенно заниженным расчетным значениям по сравнению с экспериментом. Это можно объяснить тем, что в обеих методиках не учитывается шероховатость поверхности проволоки. Методика №2 может быть использована для инженерных расчетов при разработке гидравлических систем со вставками из пористого материала, т.к. требует знания только пористости и диаметра проволоки.

В случае применения подобного открыто-пористого проволочного материала в технических установках, в которых возможно их взаимодействие со средой, необходима доработка рассмотренных расчетных методик определения потерь давления, например, введение дополнительной поправки, или учет зависимости коэффициентов A и B (для методики №1) и C (для методики №2) от шероховатости поверхности проволоки.

Библиографический список

1. Аношкин, Ю.И. Экспериментальные исследования гидравлического сопротивления вставок из упруго-пористого проволочного материала в канале круглого сечения / Ю.И. Аношкин, А.А. Добров, М.А. Легчанов, М.А. Субарев, А.Е. Хробостов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2019. – №1 (124). – С. 92-99.
2. Жижкин, А.М. Гидравлические потери в элементах из материала МР / А.М. Жижкин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. – 2006. – № 2-2 (10). – С. 173-176.
3. Жижкин, А.М. Распределение пор по размерам в тонкостенных изделиях из материала МР / А.М. Жижкин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Труды международной научно-технической конференции. – Самара, 2003. – С. 185-190.
4. Жижкин, А.М. Влияние структуры пористого материала МР на его расходные характеристики / А.М. Жижкин, Г.В. Лазуткин, М.А. Брылева, Г.В. Изранова, С.В. Путилин // Вестник СамГУПС. – 2017. – № 4 (38). – С. 16-24.
5. Жижкин, А.М. Особенности гидродинамики тонкостенных пористых изделий из материала МР / А.М. Жижкин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королева. – 2011. – № 3-3 (27). – С. 145-149.
6. Жижкин, А.М. Проектный расчет фильтрующих элементов из материала МР / А.М. Жижкин, Г.В. Лазуткин // Вестник СамГУПС. – 2015. – № 1 (27). – С. 145-152.
7. Богомолова, А.Ф. Количественная характеристика структуры порового пространства / А.Ф. Богомолова, Н.А. Орлова // Прикладная механика и техническая физика. – 1961. – №4. – С.77-81.
8. Dupuit, J. Etudes theoriques et pratiques sur le mouvement des eaux / J. Dupuit. – Paris, 1863.

9. **Reynolds, O.** Papers on Mechanical and Physical Subjects / O. Reynolds // Cambridge University Press, 1900.
10. **Forscheimer, P.** Wasserbewegung durch Boden / P. Forscheimer // Z. Vereines deutscher Ingenieure, 45, (1901).
11. **Харитонов, В.В.** Теплофизика лазерных зеркал: учебное пособие / В.В. Харитонов. – М.: МИФИ, 1993. – 152 с.
12. **Calmidi, V.V.** Transport phenomena in high porosity fibrous metal foams / V.V. Calmidi // Ph.D. Thesis, University of Colorado, 1998.
13. **Zhao, C.Y.** Thermal transport phenomena in porous metal foams and sintered beds / C.Y. Zhao, T. Kim, T.J. Lu, H.P. Hodson // Technical report, University of Cambridge, 2001.

*Дата поступления
в редакцию: 28.10.2019*

**A.A. Dobrov¹, A.E. Khrobostov¹, D.S. Timaev², G.N. Kachalin²,
A.V. Kopalkin², E.A. Kudryashov²**

EXPERIMENTAL STUDIES AND COMPUTATIONAL MODELING OF HYDRAULIC LOSSES IN CHANNELS WITH INSERTS OF OPEN-POROUS WIRE MATERIAL

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev¹
Russian Federal Nuclear Center – The All-Russian Research Institute of Experimental Physics²

Purpose: conducting of experimental studies and computational modeling of local hydraulic resistance in channels with inserts of open-porous wire material.

Methodology: in this article, two semi-empirical methods for determining pressure loss in porous materials are considered. The first method uses a set of parameters of the porous structure, which can determine the value of hydroresistance only by destroying the test sample. The second method allows to determine the pressure loss based on the characteristics of the porosity of the medium and the diameter of the wire.

Results: a comprehensive calculation and experimental study of the hydrodynamic characteristics of the flow in channels with inserts of open-porous wire material was carried out. The values of the coefficient of local hydraulic resistance for four types of porous inserts are determined.

Conclusions: in order to assess the hydraulic losses of open-porous wire material in technical installations where its interaction with the medium is possible, it is necessary to take into account the surface roughness of the wire in the calculation methods by applying additional empirical corrections.

Originality / value: the article presents an algorithm for assessing the hydraulic losses of open-porous wire structures during computational modeling, based on taking into account the structural technical features obtained in the experimental installations.

Key words: porous materials, hydrodynamics, pressure losses, coefficient of hydraulic resistance.

УДК 621.316

А.Л. Куликов, П.С. Пелевин, А.А. Лоскутов

МЕТОД АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОВТОРНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ НА КАБЕЛЬНО-ВОЗДУШНЫХ ЛЭП С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДВУСТОРОННИХ ИЗМЕРЕНИЙ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Предложен новый способ автоматического повторного включения кабельно-воздушных линий электропередачи (АПВ КВЛ) на основе волновых методов, позволяющий повысить надежность защиты КВЛ. Определение поврежденного участка осуществляется на основе оценки уровня волновых сигналов, что задает простоту метода и пониженные требования к соответствующим алгоритмам цифровой обработки. Показано, что в зависимости от поврежденного участка КВЛ и места повреждения высокочастотные переходные составляющие претерпевают различное затухание на пути к месту измерения. Расчет отношения величин сигналов по двум концам КВЛ позволяет с высокой селективностью определить поврежденный участок. Для оценки метода проведено имитационное моделирование повреждений на КВЛ, при этом учитывались искажения, вносимые линией, оборудованием ПС и вторичными цепями измерительных трансформаторов. Результаты моделирования показали, что поврежденный участок определяется верно в подавляющем большинстве случаев КЗ на КВЛ. Исключением являются КЗ на воздушном участке в пределах небольшой зоны вблизи КВЛ перехода, составляющей несколько десятков-сотен метров, при которых АПВ блокируется.

Ключевые слова: автоматическое повторное включение, кабельно-воздушные ЛЭП, переходные процессы, цифровая обработка сигналов.

Введение

Автоматическое повторное включение (АПВ) линий электропередачи (ЛЭП) является функцией релейной защиты и автоматики (РЗА), способствующей повышению надежности электропередачи. Однако в случае кабельно-воздушных ЛЭП (КВЛ) применение функции АПВ без определения поврежденного участка (неселективное АПВ КВЛ) приводит к дополнительному ущербу в случае наличия повреждения на кабеле (КЛ). Таким образом, неселективное АПВ КВЛ не позволяет в полной мере повысить надежность электропередачи. Следовательно, необходимо применение селективного АПВ КВЛ, при котором перед циклом АПВ определяется поврежденный участок КВЛ и при повреждении на кабеле АПВ блокируется. В тоже время существующие методы селективного АПВ КВЛ [1-3] обладают недостатками, снижающими их эффективность [4], в частности, требуют использования большого числа оборудования и специальных каналов связи. Более перспективными являются методы на основе оценки высокочастотных (волновых) составляющих сигналов тока и напряжения [5]. При этом разработанный метод оценки поврежденного участка на основе односторонних измерений требует относительно сложной цифровой обработки и предъявляет повышенные требования к вычислительной мощности реализующего его устройства [5].

Целью статьи является разработка нового метода определения поврежденного участка для АПВ КВЛ, основанного на двусторонних измерениях и упрощенной обработке сигналов. Известен способ АПВ КВЛ на основе адаптированного алгоритма двустороннего волнового определения места повреждения (ОМП) [6]. Отличие разработанного метода от известного способа [6] заключается в том, что используются несинхронизированные измерения по двум концам ЛЭП (независимые измерения) и не требуется фиксация времени прихода волн к месту измерения. Оценка поврежденного участка осуществляется лишь на основе оценки уровня (амплитуды) волнового сигнала, что определяет его простоту. Возможность такой оценки становится понятной при рассмотрении процесса распространения волн в условиях повреждения на КВЛ.

Особенности переходного процесса при повреждении КВЛ, используемые при определении поврежденного участка

Рассмотрим начало переходного процесса при повреждении ЛЭП. От места повреждения вдоль проводов ЛЭП к разным ее концам начинают распространяться электромагнитные волны (бегущие волны). При однофазных замыканиях амплитуда фронта первого импульса волнового сигнала в поврежденной фазе в основном зависит от величины фазного напряжения (от фазы напряжения) и переходного сопротивления в точке повреждения. При двухфазных повреждениях амплитуда фронта волнового импульса зависит от фазы соответствующего линейного напряжения. Распространение волн по ЛЭП связано с затуханием и дисперсией. Поэтому амплитуда фронта волны с продвижением по ЛЭП уменьшается, а форма импульса изменяется. Для однопроводной линии величина напряжения в некоторой точке может быть описана выражением (1), а величина тока – выражением (2) [7]:

$$u(t, x) = f_{пад}(t) \cdot e^{-\gamma \cdot x} + f_{отр}(t) \cdot e^{\gamma \cdot x}, \quad (1)$$

$$i(t, x) = \frac{f_{пад}(t)}{Z_в} \cdot e^{-\gamma \cdot x} - \frac{f_{отр}(t)}{Z_в} \cdot e^{\gamma \cdot x}, \quad (2)$$

где $f_{пад}$, $f_{отр}$ – функция падающей и отраженной волны напряжения соответственно; γ – комплексный коэффициент распространения; $Z_в$ – волновое сопротивление.

Зачастую пренебрегают относительно малой мнимой составляющей комплексной величины волнового сопротивления и представляют его чисто активным сопротивлением. При измерении токов и напряжений на подстанции (ПС) примем за направление распространения падающей волны – направление из ЛЭП к шинам ПС, а за положительное направление тока в линии – направление от шин ПС. Тогда выражения для напряжения и тока в месте измерения могут быть записаны в упрощенном виде (3), (4):

$$u_{изм}(t) = u_{пад}(t) + u_{отр}(t); \quad (3)$$

$$i_{изм}(t) = -i_{пад}(t) + i_{отр}(t) = -\frac{u_{пад}(t)}{Z_в} + \frac{u_{отр}(t)}{Z_в}. \quad (4)$$

Когда волна достигает неоднородности ЛЭП (место соединения двух участков с разными волновыми сопротивлениями), например, место кабельно-воздушного перехода, часть энергии волны отражается и начинает распространяться в обратном направлении (образуется отраженная волна), а другая часть – проходит за место неоднородности (прошедшая волна) (рис. 1). Частью энергии, которая рассеивается в месте соединения двух разнородных участков, обычно пренебрегают.

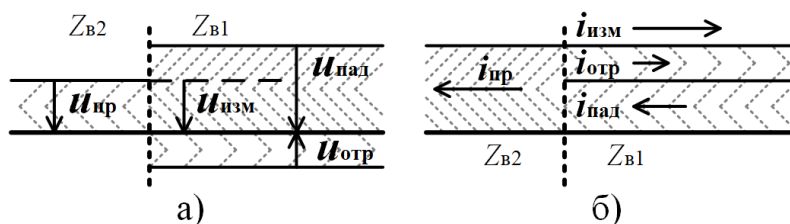


Рис. 1. Соотношения напряжений и токов бегущих волн на границе неоднородности

Напряжение и ток на границе раздела двух разнородных участков (рис. 1), таким образом, характеризуются следующими выражениями (5), (6), (7):

$$u_{изм}(t) = u_{пад}(t) + k_{отр} \cdot u_{пад}(t) = u_{np}(t) = k_{np} \cdot u_{пад}(t), \quad (5)$$

$$i_{изм}(t) = -\frac{u_{пад}(t)}{Z_{в1}} + k_{отр} \cdot \frac{u_{пад}(t)}{Z_{в1}} = -i_{np}(t) = -(1 + k_{отр}) \cdot \frac{u_{пад}(t)}{Z_{в2}}, \quad (6)$$

$$k_{отр} = \frac{Z_{в2} - Z_{в1}}{Z_{в1} + Z_{в2}}; \quad k_{np} = \frac{2 \cdot Z_{в2}}{Z_{в1} + Z_{в2}}, \quad (7)$$

где $k_{отр}$, $k_{пр}$ – коэффициент отражения и прохождения (преломления) волны напряжения.

Для случая ВЛ-КЛ перехода $Z_{в1} = Z_{в.КЛ}$, $Z_{в2} = Z_{в.ВЛ}$, а для КЛ-ВЛ перехода $Z_{в1} = Z_{в.ВЛ}$, $Z_{в2} = Z_{в.КЛ}$. Те же соотношения справедливы также для места присоединения ЛЭП к ПС. При этом $Z_{в1} = Z_{в.ЛЭП}$, а $Z_{в2} = Z_{экв.ПС}$, где $Z_{экв.ПС}$ – эквивалентное сопротивление ПС. Если пренебречь емкостями первичного оборудования ПС, а также ВЧ присоединениями, то $Z_{экв.ПС}$ определяется как параллельное соединение волновых сопротивлений присоединений ПС. В противном случае следует пользоваться рекомендациями [8-9].

Необходимо отметить, что приведенные выше соотношения справедливы для однопроводной линии, в то время как для многопроводных линий необходимо переходить к телеграфным уравнениям [8]. Однако при анализе электромагнитных волн в первом междуфазном волновом канале сохраняется справедливость ранее полученных выражений и выводов [8]. Таким образом, электромагнитная волна, распространяясь по ЛЭП с неоднородными участками – такими, как КВЛ, претерпевает дополнительное затухание, связанное с рассогласованностью волновых сопротивлений разных участков [9]. В зависимости от поврежденного участка КВЛ и места повреждения электромагнитные волны претерпевают различное затухание на пути к ПС и месту измерения. Поэтому, измерив амплитуду фронта волнового сигнала, можно косвенно определить поврежденный участок. Однако на основе только односторонних измерений сделать вывод о поврежденном участке затруднительно из-за зависимости амплитуды фронта от фазы напряжения в момент КЗ и переходного сопротивления. Целесообразно использовать измерения по двум концам ЛЭП, причем отношение сигналов токов или напряжений по двум концам КВЛ позволяет практически селективно определить поврежденный участок.

Основные принципы реализации селективного АПВ КВЛ

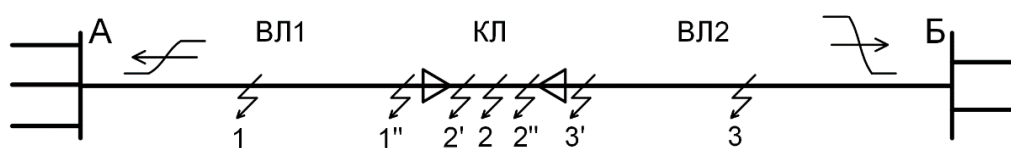


Рис. 2. Схематичное изображение КВЛ с конфигурацией ВЛ-КЛ-ВЛ

Рассмотрим основные принципы реализации селективного АПВ КВЛ (рис. 2). Здесь показана ВЛ с кабельной вставкой на удалении от обоих ПС А и Б (конфигурация ВЛ-КЛ-ВЛ). Каждому участку (m -ый участок) соответствуют свои параметры: волновое сопротивление $Z_{в.m}$ и затухание. Затухание может быть выражено через коэффициент затухания m -го участка $k_{зат.m}$, характеризующий отношение амплитуды падающей волны напряжения в конце m -го участка к амплитуде сигнала в начале участка. Отметим, что расчет коэффициента $k_{зат.m}$ может осуществляться с использованием имитационной модели КВЛ. Можно оценить коэффициент затухания в децибелах с учетом методик, используемых для расчета затухания линейного тракта ЛЭП для высокочастотной связи [8-9]. В этом случае $k_{зат.m}$ определяется по выражению [9] (8):

$$k_{зат.m} = e^{-0.115 \cdot \alpha_m \cdot L_m}, \quad (8)$$

где α_m – коэффициент затухания соответствующей модальной составляющей для m -го участка КВЛ, дБ/км; L_m – длина m -го участка КВЛ.

Определим напряжение фронта падающей волны по концам КВЛ при повреждениях на различных участках (рис. 2).

Для 1-го участка ЛЭП имеют место соотношения (9), (10), (11):

$$U_{над.А} = U_0 \cdot k_{зат.1}^{L_{КЗ.1}/L_1}, \quad (9)$$

$$U_{над.Б} = U_0 \cdot k_{зат.1}^{(L_1 - L_{КЗ.1})/L_1} \cdot k_{пр.1-2} \cdot k_{зат.2} \cdot k_{пр.2-3} \cdot k_{зат.3}, \quad (10)$$

$$\frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}} = \frac{1}{k_{np.1-2} \cdot k_{np.2-3}} \cdot \frac{1}{k_{зам.2} \cdot k_{зам.3}} \cdot k_{зам.1}^{(2 \cdot L_{КЗ.1} - L_1) / L_1}, \quad (11)$$

где $k_{np.m-n}$ – коэффициент прохождения неоднородности, характерный m -му участку ЛЭП и n -му элементу ЛЭП и предполагающий, что волны напряжения движутся со стороны m -го участка; $L_{КЗ.m}$ – расстояние до места повреждения от начала m -го участка КВЛ. В качестве элемента ЛЭП принимается место КЗ, шины ПС, участок ЛЭП.

Для 2-го и 3-го участка ЛЭП справедливы равенства (12) и (13) соответственно:

$$\frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}} = \frac{k_{np.2-1}}{k_{np.2-3}} \cdot \frac{k_{зам.1}}{k_{зам.3}} \cdot k_{зам.2}^{(2 \cdot L_{КЗ.2} - L_2) / L_2}, \quad (12)$$

$$\frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}} = k_{np.2-1} \cdot k_{np.3-2} \cdot k_{зам.1} \cdot k_{зам.2} \cdot k_{зам.3}^{(2 \cdot L_{КЗ.3} - L_3) / L_3}. \quad (13)$$

Выражения (11-13) характеризуют соотношения сигналов напряжения на концах КВЛ при повреждениях на различных участках. Однако при повреждениях, близких к местам неоднородности, волны, последовательно отражающиеся от неоднородности и от места повреждения, достигают места измерения через очень короткое время после первой волны от повреждения. Поэтому в таких случаях на измерения амплитуды фронта напряжения будут влиять эти дополнительные отраженные волны.

Рассмотрим соотношения сигналов напряжения при повреждении ЛЭП в непосредственной близости от КВЛ перехода. При этом не учитываем затухание волн на участке между точкой повреждения и КВЛ переходом ввиду малого расстояния.

Для точки 1'' справедливы следующие выражения (14), (15), (16):

$$U_{над.А} = U_0 \cdot k_{зам.1} \cdot (1 + k_{np.1-КЗ} \cdot (k_{омп.1-2} + k_{омп.1-2}^2 \cdot k_{омп.1-КЗ} + \dots)) = U_0 \cdot k_{зам.1} \cdot (1 + k_{np.1-КЗ} \cdot \frac{k_{омп.1-2}}{1 - k_{омп.1-2} \cdot k_{омп.1-КЗ}}), \quad (14)$$

$$U_{над.Б} = [U_0 \cdot k_{np.1-2} \cdot k_{зам.2} \cdot k_{np.2-3} \cdot k_{зам.3}] \cdot (1 + k_{омп.1-2} \cdot k_{омп.1-КЗ} + \dots) = [\dots] \cdot \left(\frac{1}{1 - k_{омп.1-2} \cdot k_{омп.1-КЗ}} \right), \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}} &= \left[\frac{1}{k_{np.1-2} \cdot k_{np.2-3}} \cdot \frac{k_{зам.1}}{k_{зам.2} \cdot k_{зам.3}} \right] \cdot \frac{1 + \frac{k_{np.1-КЗ} \cdot k_{омп.1-2}}{1 - k_{омп.1-2} \cdot k_{омп.1-КЗ}}}{\frac{1}{1 - k_{омп.1-2} \cdot k_{омп.1-КЗ}}} = \\ &= [\dots] \cdot (1 - k_{омп.1-2} \cdot k_{омп.1-КЗ} + k_{np.1-КЗ} \cdot k_{омп.1-2}) = \\ &= [\dots] \cdot (1 + k_{омп.1-2} \cdot (k_{np.1-КЗ} - k_{омп.1-КЗ})) = \\ &= [\dots] \cdot (1 + k_{омп.1-2}) = [\dots] \cdot k_{np.1-2} = \frac{k_{зам.1}}{k_{np.2-3} \cdot k_{зам.2} \cdot k_{зам.3}} \end{aligned} \quad (16)$$

Для точки 2' отношение напряжений падающих волн характеризуется равенством (17):

$$\begin{aligned} \frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}} &= \left[\frac{k_{np.2-1}}{k_{np.2-3}} \cdot \frac{k_{зам.1}}{k_{зам.2} \cdot k_{зам.3}} \right] \cdot \frac{\frac{1}{1 - k_{омп.2-1} \cdot k_{омп.2-КЗ}}}{1 + \frac{k_{np.2-КЗ} \cdot k_{омп.2-1}}{1 - k_{омп.2-1} \cdot k_{омп.2-КЗ}}} = \\ &= [\dots] \cdot \frac{1}{1 - k_{омп.2-1} \cdot k_{омп.2-КЗ} + k_{np.2-КЗ} \cdot k_{омп.2-1}} = [\dots] \cdot \\ &\cdot \frac{1}{1 + k_{омп.2-1} \cdot (k_{np.2-КЗ} - k_{омп.2-КЗ})} = [\dots] \cdot \frac{1}{1 + k_{омп.2-1}} = \\ &= [\dots] \cdot \frac{1}{k_{np.2-1}} = \frac{k_{зам.1}}{k_{np.2-3} \cdot k_{зам.2} \cdot k_{зам.3}} \end{aligned} \quad (17)$$

С учетом преобразований для точек 2'' и 3' получаем следующее выражение для отношения напряжений падающих волн (18):

$$\frac{u_{пад.А}}{u_{пад.Б}} = \frac{k_{пр.2-1} \cdot k_{зат.1} \cdot k_{зат.2}}{k_{зат.3}} \quad (18)$$

На основе равенств (8)-(18) можно построить график зависимости отношения $u_{пад.А} / u_{пад.Б}$ от места повреждения. На рис. 3 а,б показаны такие зависимости для КВЛ 220кВ (конфигурации ВЛ-КЛ-ВЛ) при различных соотношениях длин участков. Параметры распространения волн для рис. 3 выбраны по рекомендациям [9]. Средние значения параметров в диапазоне частот 10-100 кГц составили для первого междуфазного волнового канала: $Z_{в1}=370$ Ом, а $Z_{в2}=30$ Ом, $Z_{в3}=370$ Ом, а $\alpha_{ЛТ.1}=0,023$ дБ/км, $\alpha_{ЛТ.2}=1,1$ дБ/км, $\alpha_{ЛТ.3}=0,022$ дБ/км. Для удобства на рис. 3 показана функция десятичного логарифма от соотношения $u_{пад.А} / u_{пад.Б}$.

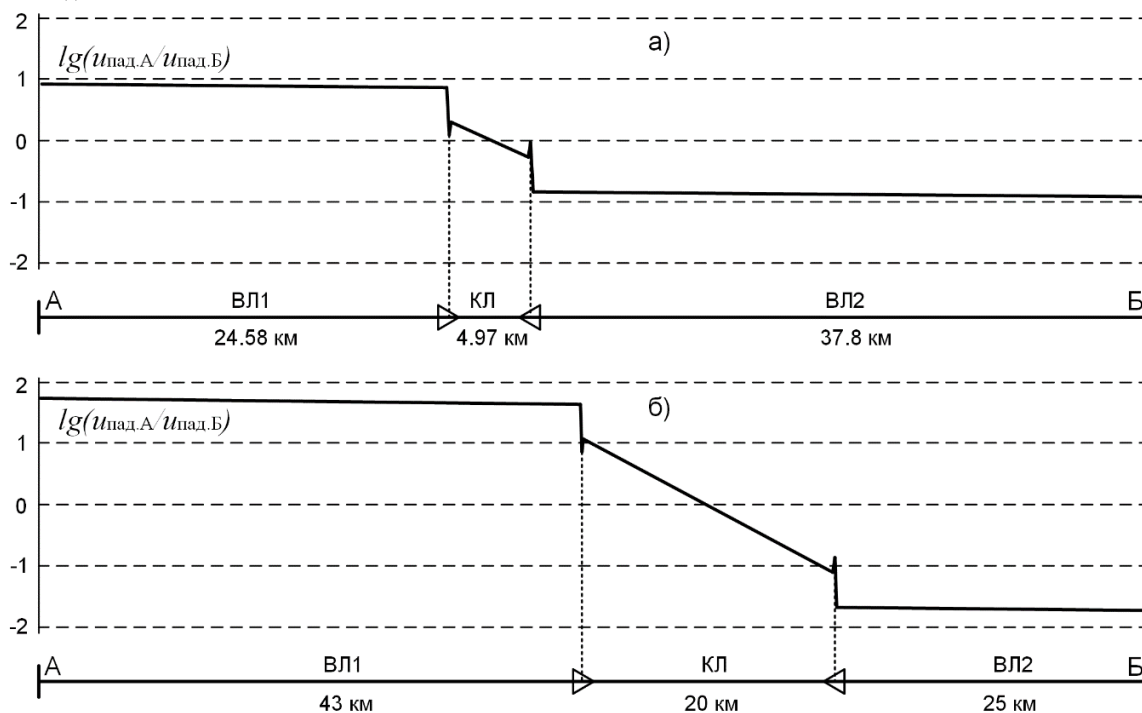


Рис. 3. Зависимости отношения амплитуд падающих волн напряжения по двум концам КВЛ от места повреждения

Анализируя рис. 3. а,б, можно заметить, что при переходе через место соединения участков ВЛ и КЛ логарифм отношения напряжений претерпевает скачок, который зависит от соотношения параметров распространения волн по участкам и не зависит от длин этих участков. Следует отметить, что наличие неоднородностей на участках ЛЭП (например, транспозиция фаз ВЛ или транспозиция экранов КЛ) будет искажать зависимость (рис. 3). Поэтому при формировании сложных зависимостей (рис. 3) с учетом неоднородностей ЛЭП целесообразно применять имитационное моделирование.

Анализ выражений (18) и (19), а также рис. 3 приводит к выводу о том, что в непосредственной близости от КВЛ переходов существует зона неопределенности, в которой КЗ на ВЛ и КЛ участках практически не различаются без применения дополнительных методов распознавания. Поэтому при выборе параметров срабатывания алгоритма распознавания поврежденного участка КВЛ целесообразно зону неопределенности относить к кабельному участку для предотвращения АПВ при повреждениях муфты кабеля и вблизи нее. Проведенное имитационное моделирование КВЛ и соответствующего алгоритма распознавания поврежденного участка показало, что зона неопределенности зависит от методов цифровой фильтрации волновых сигналов тока и напряжения, а также переходных характеристик измерительных трансформаторов [10].

Описание алгоритма распознавания поврежденного участка КВЛ

Последовательность обработки волновых сигналов токов и напряжений по концам КВЛ для предлагаемого метода АПВ включает следующие операции. Сигналы с измерительных преобразователей (например, сигналы напряжения) проходят аналого-цифровое преобразование (АЦП) и поступают в блок цифровой обработки. Вначале осуществляется выделение модальной составляющей первого междуфазного волнового канала ЛЭП с реализацией предварительной фильтрации [10] волнового сигнала. Выбор первой междуфазной модальной составляющей целесообразен потому, что в соответствующем канале параметры распространения волн наиболее стабильны [8]. Далее, из модального сигнала выделяются высокочастотные составляющие. При этом могут применяться цифровые фильтры верхних частот или полосовые фильтры. Например, может использоваться алгоритм фильтрации с центрированием выборки сигнала в скользящем окне данных (удаление постоянной составляющей), согласно выражению [10] (19):

$$\Delta u(n) = u(n) - \bar{u}(n), \quad \bar{u}(n) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} u(n-k), \quad (19)$$

где N – число отсчетов в окне данных (число коэффициентов импульсной характеристики фильтра).

После фильтрации регистрируется максимальное значение (амплитуда) сигнала (Δu_{max}), которое соответствует фронту первой волны напряжения. Измеренные и зафиксированные таким образом величины на концах ЛЭП (Δu_{Amax} и Δu_{Bmax}) передаются по каналу связи между ПС А и ПС Б. После этого происходит косвенная оценка расстояния до повреждения по отношению амплитуд напряжений (Δu_{Amax} и Δu_{Bmax}) и проверка попадания места повреждения в зону блокирования АПВ. В зависимости от результата формируется сигнал на разрешение или блокировку АПВ.

Стоит отметить, что приведенные выше выражения для соотношений сигналов по концам ЛЭП (9)–(18) описывают напряжения падающих волн. Однако следует иметь в виду, что измеряются на ПС не падающие волны, а напряжение и ток, являющиеся суммой падающих и отраженных волн, согласно (3) и (4). Тогда отношение измеряемых величин напряжений может быть выражено в виде (20):

$$\frac{u_A}{u_B} = \frac{(1+k_{отр.1-A}) \cdot u_{над.А}}{(1+k_{отр.3-B}) \cdot u_{над.Б}} = k_{прив.и} \cdot \frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}}, \quad (20)$$

где $k_{прив.и}$ – коэффициент приведения, характеризующий количественное отличие напряжений падающих волн и измеряемых напряжений (при данных коэффициентах отражения от шин ПС $k_{прив.и}$ является величиной постоянной).

Если по концам ЛЭП измеряются токи, то аналогичным образом формируется выражение для отношений токов (21):

$$\frac{i_A}{i_B} = \frac{(-1+k_{отр.1-A}) \cdot i_{над.А}}{(-1+k_{отр.3-B}) \cdot i_{над.Б}} = \frac{(-1+k_{отр.1-A}) \cdot Z_{в.3} \cdot u_{над.А}}{(-1+k_{отр.3-B}) \cdot Z_{в.1} \cdot u_{над.Б}} = k_{прив.и} \cdot \frac{u_{над.А}}{u_{над.Б}}, \quad (21)$$

где $k_{прив.и}$ – коэффициент приведения при измерениях тока.

В соответствии с соотношениями (20) и (21) при реализации распознавания волновых процессов отсутствует принципиальная разница, что измерять: ток или напряжение. В тоже время известно, что полоса пропускания трансформаторов тока (ТТ), как правило, шире полосы пропускания трансформаторов напряжения (ТН) [11]. Поэтому при практической реализации предлагаемого способа АПВ КВЛ целесообразно использовать измерения тока. Однако, если на ЛЭП организована ВЧ связь [9], то возможно проводить измерения волновых сигналов напряжения с использованием фильтров присоединения. Также известен способ выделения падающих волн напряжения посредством комбинации сигналов тока и напряжения согласно выражению [7], [11] (22):

$$u_{над.А}(n) = \frac{1}{2} \cdot (u_A(n) - Z_{в.1} \cdot i_A(n)), \quad (22)$$

где $u_{пад.А}(n)$ – выборочное значение вычисляемого сигнала напряжения падающей волны на текущем отсчете n , при измерениях на ПС А; $u_A(n)$, $i_A(n)$ – соответствующие выборочные значения измеряемых на ПС А сигналов напряжения и тока.

При этом с целью снижения уровня помех целесообразно производить отдельную обработку сигналов тока и напряжения, а величину фронта напряжения падающей волны определять по выражению (23):

$$\Delta u_{пад.Аmax} = \frac{1}{2} \cdot (\Delta u_{Аmax} - Z_{э.кв.П.С} \cdot \Delta i_{Аmax}), \quad (23)$$

где $\Delta u_{пад.Аmax}$ – вычисляемая амплитуда напряжения падающей волны на ПС А; $\Delta u_{Аmax}$, $\Delta i_{Аmax}$ – амплитуды измеряемых волновых сигналов напряжения и тока на ПС А.

Такая обработка позволяет не учитывать $Z_{э.кв.П.С}$, однако приводит к некоторому усложнению устройства АПВ КВЛ. В ходе имитационных экспериментов применялась как комбинированная цифровая обработка волновых сигналов напряжения и тока (23), так и отдельная (21).

Оценка функционирования разработанного алгоритма АПВ КВЛ на имитационной модели

Моделирование КВЛ осуществлялось в программном комплексе PSCAD [1212]. Модель участка сети с КВЛ для исследования переходных процессов представлена на рис. 4. Дополнительно на рис. 5 приведена модель кабельного участка, входящая в общую модель рис. 4. Полученные на модели волновые сигналы обрабатывались с помощью программного комплекса Mathcad. При этом в волновые сигналы добавлялся белый шум, а также производилась их последующая свертка с импульсными характеристиками ТТ и ТН, полученных по результатам исследования реальных осциллограмм [10], [11]. Таким образом сигнал специально искажался с целью проверки устойчивости разработанного алгоритма к воздействию высокочастотных помех.

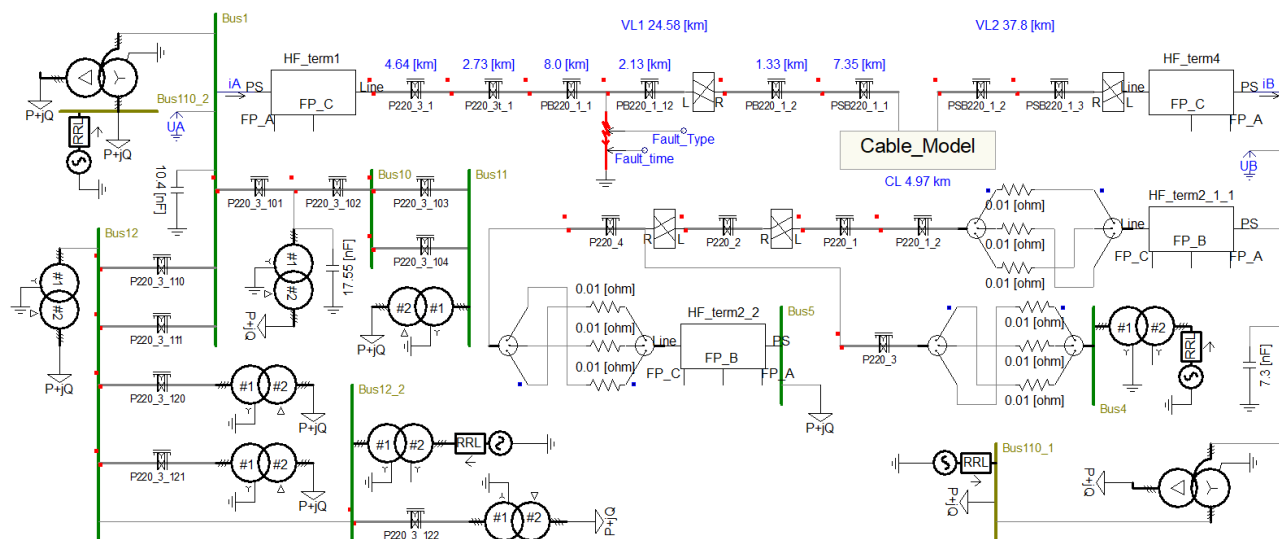


Рис. 4. Модель электрической сети с КВЛ для исследования переходных процессов в PSCAD

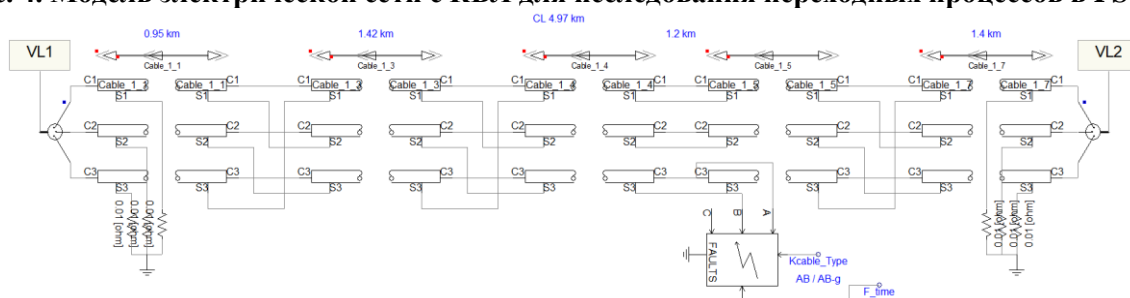


Рис. 5. Модель кабельного участка ЛЭП для общей модели сети

По результатам имитационного моделирования зона блокирования АПВ КВЛ отображалась в виде двумерной области, например, зависимости $|\Delta i_{\text{пад.Аmax}}|$, $|\Delta i_{\text{пад.Бmax}}|$, или $|\Delta i_{\text{Аmax}}|$, $|\Delta i_{\text{Бmax}}|$, как показано на рис. 6 и рис. 7 соответственно. При этом область первого квадранта разбивается лучами (штриховая и штрихпунктирная линии на рис. 6 и 7) на зоны, соответствующие участкам КВЛ. Выбор параметров для процедуры распознавания поврежденного участка при этом сводится к расчету углов наклона данных лучей θ_1 и θ_2 . Также на рис. 6 и 7 символами обозначены случаи, соответствующие однофазным КЗ на разных участках КВЛ и полученные по результатам имитационного моделирования КВЛ. Числа рядом с символами соответствуют расстоянию до места повреждения от начала соответствующего участка.

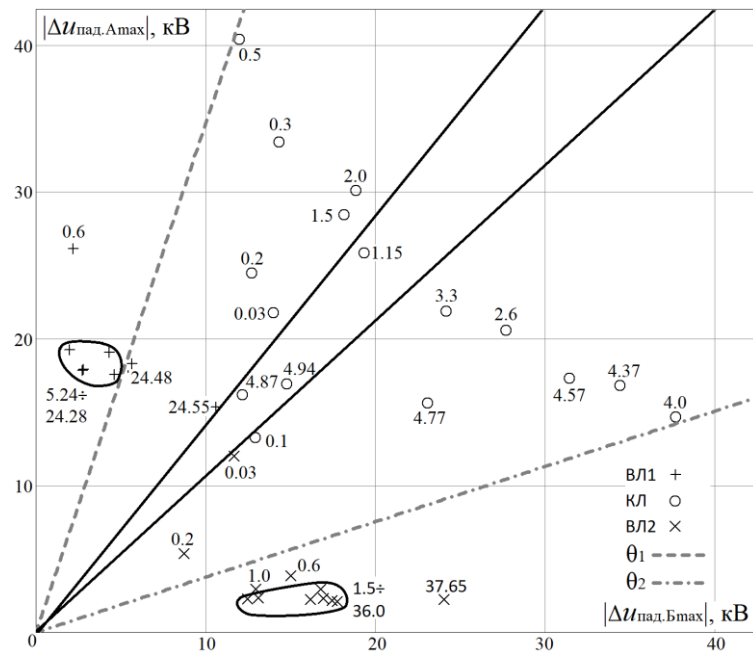


Рис. 6. Отображение зоны блокирования АПВ и тестовых случаев КЗ при оценке комбинированного сигнала согласно выражению (23)

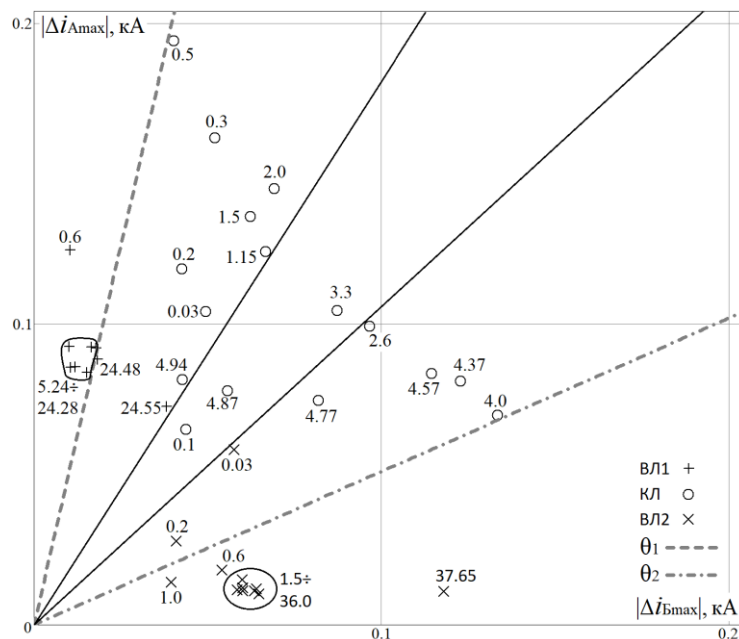


Рис. 7. Отображение зоны блокирования АПВ и тестовых случаев КЗ при оценке только сигнала тока согласно выражению (21)

Точки, соответствующие КЗ на ВЛ и попавшие в зону блокирования, соответствуют КЗ вблизи КВЛ перехода. На рис. 6 и 7 зоны неопределенности вблизи соответствующих КВЛ переходов отделены сплошными черными линиями. При имитационном моделировании зона неопределенности на ВЛ достигала не более 100 м.

Целесообразно при попадании КЗ в ту или иную зону неопределенности блокировать АПВ, а также реализовать визуальный осмотр соответствующего участка КВЛ. Перспективно совмещать АПВ КВЛ с методами ОМП ЛЭП, выполненных, в том числе, на иных (не волновых) методах, для сокращения зоны неопределенности (блокировки) АПВ.

Заключение

Разработан метод с использованием упрощенной обработки волновых сигналов, позволяющий распознать поврежденный участок КВЛ и блокировать АПВ при КЗ на КЛ. Основными требованиями к устройству, реализующему предлагаемый способ АПВ КВЛ, являются применение АЦП с высокой частотой дискретизации (не менее 1 МГц) и наличие канала связи между ПС по концам ЛЭП. При этом не требуется точная синхронизация времени между полукомплектами устройства, в отличие от существующих устройств двустороннего волнового ОМП [6].

Разработанный метод АПВ применим для КВЛ любой конфигурации. Перспективна на основе предложенного способа реализация сверхбыстродействующей волновой релейной защиты ЛЭП [11].

Библиографический список

1. **Догадкин, Д.** Устройство автоматического повторного включения кабельно-воздушных линий электропередачи мегаполисов / Д. Догадкин, Р. Марин, Е. Ширшова, Г. Исмуков, А. Куликов, М. Линт, А. Подшивалин // *Электроэнергия. Передача и распределение.* – 2016. – № 5 (38). – С. 114-119.
2. **Gallastegi, U.A.** Патент на изобретение WO2015033001 (A1). Optical system for identifying faults in mixed power transmission lines / U.A. Gallastegi, L.A. Sanchez. Дата подачи заявки: 04.09.2013. Опубликовано: 12.03.2015. Оптическая система идентификации повреждения на смешанных линиях электропередачи.
3. **Нудельман, Г.С.** Патент на изобретение RU2669542 (C1). Система селективного блокирования автоматического повторного включения на комбинированных кабельно-воздушных линиях электропередачи / Г.С. Нудельман [и др.] Дата подачи заявки: 12.01.2018. Опубликовано: 11.10.2018.
4. **Пелевин, П.С.** Повышение надежности кабельно-воздушных линий электропередачи путем организации интеллектуального автоматического повторного включения / П.С. Пелевин, А.А. Лоскутов, Т.Р. Шарафеев // *Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики: Вып. 70. Методические и практические проблемы надежности систем энергетики. В 2-х книгах. / Книга 2 / Отв. ред. Н.И. Воропай.* Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2019. – С. 252-261.
5. **Куликов, А.Л.** Алгоритм идентификации поврежденного участка на кабельно-воздушных линиях электропередачи на основе распознавания волновых портретов / А.Л. Куликов, А.А. Лоскутов, П.С. Пелевин // *Электричество.* – 2018. – №3. – С. 11-17.
6. **Kasztenny, B.** Locating faults before the breaker opens – adaptive autoreclosing based on the location of the fault / Kasztenny B., Guzman A., Mangapathirao V. Mynam, and Titiksha Joshi // *44th Annual Western Protective Relay Conference.* October 2017.
7. **Johns, A.T.** Digital protection for power systems / A.T. Johns, S.K. Salman // Peter Peregrinus Ltd., on behalf of the Institution of Electrical Engineers, London, UK. 1995. – 203 p.
8. **Микуцкий, Г.В.** Высокочастотная связь по линиям электропередачи / Г.В. Микуцкий, В.С. Скитальцев. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 448 с.
9. ПАО «РОССЕТИ» СТО 56947007-33.060.40.052-2010. Методические указания по расчету параметров и выбору схем высокочастотных трактов по линиям электропередачи 35-750 кВ переменного тока.

10. **Куликов, А.Л.** Методы цифровой фильтрации высокочастотных составляющих переходного процесса при ОМП ЛЭП / А.Л. Куликов, А.А. Лоскутов, П.С. Пелевин // V Международная научно-практическая конференция РЕЛАВЭКСПО-2019: Сборник докладов научно-технической конференции молодых специалистов. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2019. – С. 17-23.
11. **Лачугин, В.Ф.** Принципы построения интеллектуальной релейной защиты электрических сетей / В.Ф. Лачугин, Д.И. Панфилов, А.Л. Куликов, А.А. Рывкин, М.Д. Обалин // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2015. – № 4. – С. 28-37.
12. **Kulikov, A.L.** Modelling of wave processes on power transmission lines to improve the accuracy of fault location / A.L. Kulikov, V.V. Anan'ev, V.Y. Vukolov, P.S. Platonov, V.F. Lachugin // Power Technology and Engineering. – 2016. – Т. 49. – № 5. – P. 378-385.

A.L. Kulikov, P.S. Pelevin, A.A. Loskutov

**THE METHOD OF AUTORECLOSING OF COMBINED OVERHEAD
AND UNDERGROUND CABLE POWER LINES
BASED ON DOUBLE-ENDED MEASUREMENTS**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Developing a new method of selective autoreclosing based on traveling waves, which increases the reliability of the combined lines protection, in contrast with existing methods for selective autoreclosing, having several drawbacks that limit their application.

Methodology: The paper analyzes the particular expressions that describe the travelling waves behavior on the combined overhead and underground cable power lines. The method performance was evaluated with simulation experiments in the PSCAD. There also simulated the distortion of the signals due to high-frequency noises in the line, substation environment influence, and transients in measuring transformers and their secondary circuits.

Findings: There is shown in the paper that high-frequency transients have arrived at the measuring point with different attenuation depending on the faulted section and fault location. Thereby it is possible to identify the faulted section by calculating the relation of signals magnitude measured by the ends of the line. The simulation results show that the developed algorithm correctly identifies the faulted section in most fault cases. The exceptions are faults on the overhead line section within a small zone near the overhead to underground cable transition, at which the autoreclosing is blocked.

Value: The double-ended method of selective autoreclosing based on traveling waves was developed, which increases the reliability of the combined lines protection. The faulted section identified by an assessment of the level of traveling wave signals, which determines the simplicity of the method and reduced requirements for the digital signal processing algorithms.

Key words: autoreclosing, combined overhead and underground cable power lines, transients, traveling waves, digital signal processing.

УДК 621.314

А.Б. Лоскутов, А.С. Панкова, О.А. Пронина, К.Е. Чумарин

**РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И РЕЛЕЙНОЙ ЗАЩИТЫ
В ЗАМКНУТЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЯХ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлен алгоритм управления режимом многоконтурной сети, реализующий свою работу непрерывно в реальном времени. В основе алгоритма лежит метод расчета режима работы сети с применением законов Кирхгофа. Метод позволяет производить расчет токов в линиях и узлах ячеек сети в нормальном и аварийном режиме, результаты которого формируют библиотеку решений. Рассмотрен подход к построению релейной защиты сети на основе дифференциальных колец – внутреннее, промежуточное и внешнее. Этот принцип позволяет реализовать основную защиту, резервную защиту, механизм подтверждения отключения и механизм последовательных отключений для сети. Представлены математические выражения адаптации систем WADP радиальных сетей для замкнутых распределительных. Рассмотрено применение систем идентификации токов в дифференциальном принципе защиты для сети гексагональной конфигурации.

Ключевые слова: гексагональная сеть, дифференциальная защита, алгоритм, система управления.

Введение

Одной из главных задач развития современной энергетической системы России является ее постепенная интеллектуализация, цифровизация, что связано с внедрением в действующие сети источников распределенной генерации. Рост числа установок распределенной генерации постепенно ведет к появлению участков сетей с двухсторонним питанием и замкнутых кольцевых архитектур, следствием чего является рост многообразия электрических схем. Становится возможным сочетание комбинаций традиционных разомкнутых и новых замкнутых электрических схем. В тоже время гибкость топологии сети [1], а также включение источников на параллельную работу вносит новые проблемы, связанные с устройствами релейной защиты, с обеспечением стабильных уровней напряжения в сети в не зависимости удаленности потребителя от источника, повышение уровня токов короткого замыкания (ТКЗ) и др. Отсутствуют простые алгоритмы реконфигурации и функционирования интеллектуальных распределительных сетей микрогрид с многоконтурной топологией, не определена рациональная топология распределительных сетей при подключении источников распределенной генерации. Все эти изменения, происходящие в составе информационного и технического оборудования, предоставляют новые возможности по управлению распределительными сетями, постепенно приближая их к сетям более высоких классов напряжения и, как следствие, приводят к повышению требований к их надежности функционирования и режимной управляемости. Соответственно, необходима разработка новых принципов, способов, алгоритмов и средств контроля и управления [2], в том числе – определения параметров режима и идентификации режимных областей для последующего автоматического принятия решений по видам и объемам управляющих воздействий, позволяющих удерживать и вводить параметры режима в области допустимых значений.

В настоящей статье рассмотрены вопросы управления режимом замкнутых электрических сетей, построение алгоритма управления, а также проанализированы принципы релейной защиты замкнутой сети.

Методы вычисления режимов замкнутых электрических сетей

Для схемы электрической сети известной конфигурации необходимо определить напряжения в узлах, а также токи, потоки и потери мощности в ветвях при заданном напряжении в одном из узлов, называемом опорным, для удобства записи уравнений, совмещенным с балансирующим узлом (БУ) и известных нагрузках в остальных узлах сети, заданных в токах или мощностях. Как правило, под балансирующим узлом понимается шины электростанции или крупной подстанции энергосистемы, мощность которого, в отличие от других узлов сети, не фиксируется. Балансирующему узлу присваивается последний $(n+1)$ -й номер.

В современной практике в зависимости от конфигурации сети, заданных исходных параметров сети используются различные методы расчета режимов сетей. Примером могут служить метод узловых напряжений, метод Гаусса, Зейделя и Ньютона. Для расчета режима многоконтурной распределительной сети гексагональной конфигурации [3] на рис. 1 был выбран метод расчета по законам Кирхгофа в матричной форме. Математическое описание и анализ схем замещения электрических сетей ведется с использованием теории графов. Произведем соответствие элементарных понятий из теории графов и теории электрических цепей, а именно: однолинейной схеме замещения трехфазной симметричной сложноразветвленной электрической сети соответствует связанный направленный граф, который состоит из вершин и ребер, образующих дерево и хорды схемы. Аналогичные понятия и термины из теории цепей – узел, ветвь, разветвленная разомкнутая сеть и ветви, замыкающие контуры или контурные ветви.

Обобщенное аналитическое представление связности графа (или конфигурации сети) может быть дано с помощью матриц соединений (инциденций):

- матрицы соединений ветвей в узлах M , или I матрицы инциденций, которая позволяет сформировать узловую модель электрической сети и в наиболее общем виде записать уравнения 1-го закона Кирхгофа;
- матрицы соединения ветвей в независимые контуры N или II матрицы инциденций, которая позволяет сформировать контурную модель электрической сети и в общем виде записать уравнения 2-го закона Кирхгофа.

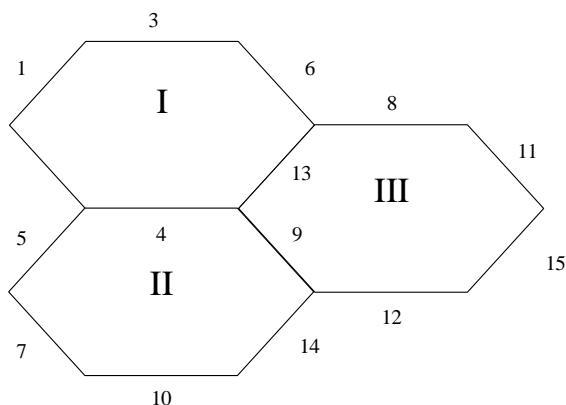


Рис. 1. Граф исследуемой сети

Для составления первой матрицы инциденций $M_{n \times m}$ заготавливается таблица, состоящая из n строк (по числу узлов) и m столбцов (по числу ветвей), где $m = n + k$. Строки ее соответствуют узлам, а столбцы - ветвям схемы замещения. Номер строки матрицы соответствует номеру рассматриваемого узла i . Номер столбца j соответствует номеру рассматриваемой ветви в объединенном массиве информации о ветвях. Элемент $m_{i,j}$ матрицы, принадлежащий i -й строке и j -ому столбцу, может принимать одно из трех значений: +1, -1, или 0: $m_{i,j} = 1$ – если узел i является начальной вершиной ветви j (ветвь j – «оттекает» от узла i);

$m_{i,j} = -1$ – если узел i является конечной вершиной ветви j (ветвь j – «подтекает» к узлу i);
 $m_{i,j} = 0$ – если узел i не является вершиной ветви j , т.е., не связан с этой ветвью.

$$M = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Рис. 2. Матрица инцидентий M

Каждая i -я строка матрицы M показывает, какие ветви j , где $j = 1, 2, \dots, m$, связаны с данным узлом i и как они направлены. Если ввести в рассмотрение вектор-столбец токов ветвей I_B , где $I_B = [I_1, I_2, \dots, I_m]^T$, то произведение i -й строки матрицы M на вектор-столбец токов ветвей I_B , полученное по правилам действий с матрицами, даст алгебраическую сумму токов, сходящихся по ветвям в i -том узле, и эта сумма должна быть равна задающему току в узле J_{yi} , т.е. получаем выражение 1-го закона Кирхгофа для соответствующего узла i (1).

$$\sum_{j=1}^m m_{ij} I_j + J_{yi} = 0 \tag{1}$$

Если такое умножение выполнить для всех строк матрицы M , то получим запись 1-го закона Кирхгофа для схемы в целом (2):

$$M \cdot I_B = -J_Y, \tag{2}$$

где M – матрица инцидентий, I_B – вектор-столбец токов ветвей, J_Y – задающий ток в узле.

Для обобщенного аналитического представления конфигурации расчетной схемы замещения электрической сети, или в терминах теории графов – связности направленного графа, соответствующего схеме замещения сети, при записи 2-го закона Кирхгофа служит матрица соединений ветвей в независимые контуры N – вторая матрица инцидентий «контуры-ветви» (рис.3).

Матрицу N можно представить в виде таблицы, строки которой соответствуют независимым контурам, а столбцы – ветвям схемы. Соответственно матрица N имеет k строк и m столбцов; ее элементы могут принимать значения $n_{ij} = +1; 0, -1$.

$$N = (n_{ij}); i=1, 2, \dots, k; j=1, 2, \dots, m;$$

$n_{ij} = 1$, если ветвь j входит в состав контура i и их направления совпадают;

$n_{ij} = -1$, если ветвь j входит в состав контура i , но их направления противоположны;

$n_{ij} = 0$, если ветвь j не входит в контур i .

Каждая строка матрицы N показывает, какие ветви образуют соответствующий независимый контур. Каждый столбец матрицы показывает, в состав каких независимых контуров входит данная ветвь, и как соотносится направление ветви с направлением обхода конкретного контура. При упорядоченной нумерации схемы с учетом принципа ярусности ветви дерева и хорды получают условное положительное направление от начала к концу,

т.е. от узла с номером N_n к узлу с номером N_k , где $N_n < N_k$. Направление обхода i -го контура соответствует направлению i -й хорды, замыкающей этот контур.

										0	1	2	3	4	5
		1		1									1		
					1		1			1				1	
								1				1			

Рис. 3. Вторая матрица инцидентий «контур-ветви» N

Матрица N позволяет записать для электрической сети в целом систему взаимно независимых уравнений по 2-му закону Кирхгофа: алгебраическая сумма падений напряжений по ветвям замкнутого контура равна нулю (3):

$$N \times U_B = 0, \tag{3}$$

где $U_B = [U_{Bi}]$, $i = 1, 2, \dots, m$ – вектор-столбец падений напряжений на ветвях схемы.

По закону Ома в матричной форме для всех участков сети в целом можно записать вектор-столбец падений напряжения на ветвях (4):

$$U_B = dZ_B \cdot I_B - E_B \tag{4}$$

где dZ – диагональная матрица сопротивлений ветвей m -го порядка; $E_B = [E_i]$, $i = 1, 2, \dots, m$ – вектор-столбец ЭДС в ветвях; $I_B = [I_i]$, $i = 1, 2, \dots, m$ – вектор-столбец токов в ветвях.

Подставляя (4) в (3), получаем матричную форму 2-го закона Кирхгофа (5):

$$N \cdot Z_B \cdot I_B = N \cdot E_B \tag{5}$$

Для второго закона Кирхгофа необходимо составить матрицу сопротивлений ветвей:

$$Z_B = \begin{bmatrix} 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,33 \end{bmatrix}$$

Рис. 4. Матрица сопротивления ветвей

ЭДС в ветвях сети принимаем равной 1. Полученные данные подставляем в формулу (5). Уравнения состояния электрической сети по законам Кирхгофа (5) и (2) связаны общим

вектором искомых неизвестных - токов ветвей и образуют систему из m уравнений с n неизвестными (6):

$$\begin{cases} M \cdot I_B = -J_y \\ N \cdot Z_B \cdot I_B = N \cdot E_B \end{cases} \quad (6)$$

Решение системы уравнения дает данные о действующем режиме сети, которые используются в алгоритме управления режимом многоконтурной сети.

Алгоритм управления режимом замкнутой сети

Разработан алгоритм управления режимом сети, позволяющий постоянно осуществлять расчет системы выделенного энергорайона в режиме реального времени. Данный алгоритм учитывает различные схемно-режимные ситуации и факторы, оказывающие существенное влияние на успешность работы энергорайона. Баланс генерируемой и потребляемой мощности в рассматриваемой городской сети может быть любым: от случая минимальной генерации в объеме только аварийной брони во время максимума нагрузки до генерации избыточной мощности при минимальной нагрузке. Отсюда следует, что параметры нагрузки оказывают существенное влияние на результаты расчетов режимов и правильность принятия технических решений внутри алгоритма.

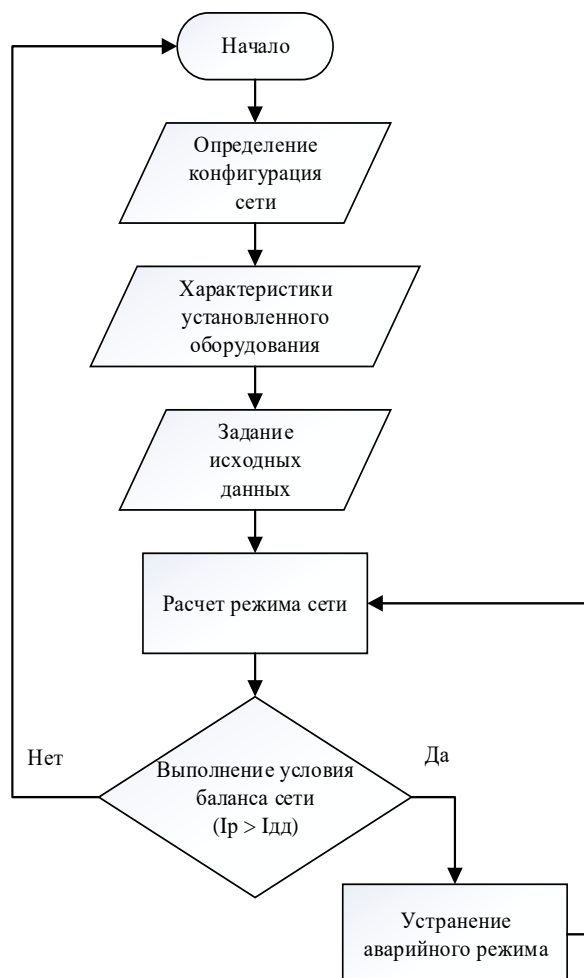


Рис. 5. Блок-схема алгоритма управления режимом сети

Рассматриваемый алгоритм включает себя несколько тематических блоков, каждый из которых выполняет свою определенную функцию, позволяющую сделать следующую итерацию при расчете представленной сети.



Рис. 6. Блок-схема алгоритма управления режимом сети

Для определения конфигурации сети в первом блоке происходит сбор информации об оборудовании узла сети (рис. 6, а) и составления графа. Для составления расчетной схемы производится сбор информации о характеристиках установленного оборудования (рис. 6, б) и задаются исходные данные сети – сопротивления ветвей; значение мощности источников генерации; значения сопротивлений преобразователей напряжения; значения мощности нагрузок (рис. 6, в). После определения параметров исследуемой сети и составления расчетной схемы происходит переход непосредственно к расчету режима сети (рис. 7).



Рис. 7. Блок-схема алгоритма управления режимом сети – «Расчет режима сети»

Для определения параметров сети необходимо:

- определить БУ;
- составить матрицы инцидентов (составляются на основе расчетной схемы);
- определить сопротивления нагрузки 1-ой итерации;
- определить ЭДС БУ;
- определить ЭДС источников генерации 1-ой итерации; составить уравнений по законам Кирхгофа;
- составить матрицу 1-ой итерации для расчета токов; получить значений токов 1-ой итерации.

Далее, осуществляя повторный цикл (i -ое количество итераций), определяются параметры сети в зависимости от ее конфигурации. Получив результаты расчета, сравниваются полученные токи ветвей с длительно допустимым током соответствующей ветви (рис. 8).

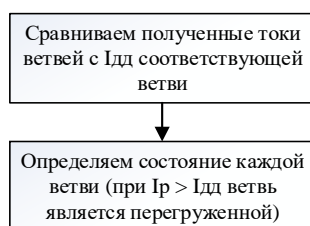


Рис. 8. Блок-схема алгоритма управления режимом сети – «Выполнение условия баланса сети $I_{дд} > I_p$ »

Определяется состояние каждой ветви путем сравнения расчетного тока с длительно допустимым током ветви. При несоблюдении равенства $I_{дд} > I_p$ ветвь является перегруженной. Если в исследуемой сети, в какой-то момент времени, возникла аварийная ситуация, алгоритм осуществляет ее устранение.

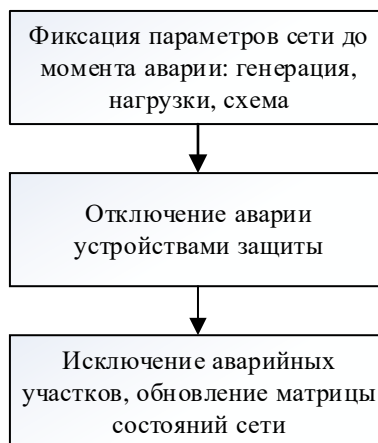


Рис. 9. Блок-схема алгоритма управления режимом сети – «Устранение аварийного режима»

Для устранения аварийного режима нужно: зафиксировать параметры сети до момента аварии (генерация, нагрузка, схема); отключить перегруженные участки при помощи устройств защиты (рис. 9). После отключения перегруженных участков снова произвести расчет режимов сети, и определить состояние оставшихся в работе ветвей (рис. 9). Таким образом, алгоритм осуществляет постоянный автоматизированный контроль исследуемой системы энергорайона. При возникновении аварийных ситуаций устройство определяет поврежденную линию и посылает управляющий сигнал, таким образом, используются решения

из библиотеки данных и разгружается та ветвь, которая перегружает линию и локализуется авария, производя деление сети. Далее снова происходит расчет и сравнение с условиями нормальной работы сети. Деление сети оказывает существенное влияние на режимы, устойчивость и надежность работы энергосистемы, а также на потери мощности и энергии в сетях.

Анализ подхода к построению релейной защиты сети на основе дифференциальных колец

Анализ международного опыта показывает, что традиционные системы защиты не всегда может удовлетворить потребности в надежности и бесперебойности. В этих условиях одним из самых передовых методов защиты системы электроснабжения может быть система, основанная на современных цифровых аппаратных средствах в синтезе с программным обеспечением, передачей данных и расширенной информационно-коммуникационной сетью.

Для систем электроснабжения был предложен принцип централизованной дифференциальной защиты Wide Area Differential Protection (WADP) [6]. Этот принцип позволяет реализовать основную защиту, резервную защиту, механизм подтверждения отключения и механизм последовательных отключений для сети. Основная защита работает на основе традиционных дифференциальных реле, которые установлены на каждом компоненте системы электроснабжения. Такие дифференциальные реле не имеют резервирования. Принцип дифференциальных колец позволяет реализовать резервную дифференциальную защиту на основе расширенного дифференциального принципа. Когда происходит авария (короткое замыкание) в линии или ошиновке, основная цель защиты заключается в определении и изолировании поврежденной секции с использованием методов, основанных на дифференциальном принципе. В системе WADP используется дифференциальный принцип, но в более расширенной форме под названием дифференциальное кольцо. Дифференциальное кольцо формируется его граничными трансформаторами тока (рис 10). Дифференциальное кольцо определяет область, в рамках которой может быть применен дифференциальный принцип. С помощью данного принципа зона дифференциального сравнения была расширена от единичного элемента системы электроснабжения до широкой области. Дифференциальные кольца различной величины отображены на рис. 10.

В нормальных условиях:

$$\bar{I}_{TT1} + \bar{I}_{TT2} + \bar{I}_{TT8} = 0 \quad (7)$$

$$\bar{I}_{TT2} + \bar{I}_{TT3} = 0 \quad (8)$$

$$\bar{I}_{TT3} + \bar{I}_{TT4} = 0 \quad (9)$$

Уравнения (7) – (9) описывают традиционный дифференциальный принцип.

Из уравнения (2):

$$\bar{I}_{TT2} = -\bar{I}_{TT3} \quad (10)$$

Подставив уравнение (10) в (7), получим:

$$\bar{I}_{TT1} + (-\bar{I}_{TT3}) + \bar{I}_{TT8} = 0 \quad (11)$$

Из уравнения (9):

$$\bar{I}_{TT4} = -\bar{I}_{TT3} \quad (12)$$

Подставив уравнение (12) в (11), получим:

$$\bar{I}_{TT1} + \bar{I}_{TT4} + \bar{I}_{TT8} = 0 \quad (13)$$

Уравнение (13) отражает баланс дифференциального кольца. Такое дифференциальное кольцо включает в себя множество единичных элементов системы.

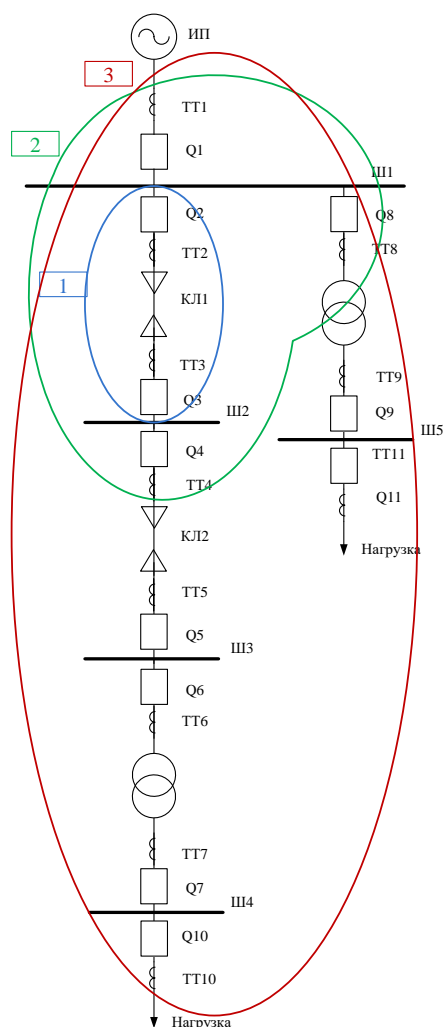


Рис. 10. Дифференциальные кольца принципа WADP

Кольцо сбалансировано, когда сумма токов измерительных преобразователей (трансформаторов тока) вокруг рассматриваемого кольца равна нулю. Дифференциальные кольца различаются по своим размерам, расположению и функциям. Для примера, кольцо 1 (рис. 10) содержит только один единственный компонент, а кольцо 2 – три компонента (две шины и линия). Для обнаружения неисправности и нахождения места повреждения в системе WADP выделены следующие три типа колец.

1. *Внутреннее дифференциальное кольцо* сформировано трансформаторами тока вокруг единичного элемента сети (например, кабельной линии). Оно охватывает такую же область сети, как и традиционные дифференциальные реле и выполняет аналогичные функции – основная защита элемента. На рис. 10 кольцо 1 – внутреннее.

2. *Расширенное (промежуточное) дифференциальное кольцо* образовано путем расширения внутреннего кольца за счет соседних трансформаторов тока с обоих концов. На рис. 10 кольцо 2 является расширенным для кольца 1. Это кольцо является резервирующим для внутреннего кольца 1. При возникновении короткого замыкания в кабельной линии КЛ1 и отказе основной защиты, релейная защита, входящая в расширенное кольцо, срабатывает и отключает выключатели Q1, Q4, Q8.

3. *Внешнее дифференциальное кольцо* (кольцо 3) сформировано трансформаторами тока, расположенными на границе защищаемой области. Оно полностью покрывает защищаемую зону.

Применение системы идентификации токов в дифференциальном принципе защиты гексагональной сети

В общем виде дифференциальный принцип действия релейной защиты заключается в сравнении токов в начале и конце линии [7]. На рис.3 ток в начале линии $-\bar{I}_1$, ток в конце линии $-\bar{I}_2$. Во вторичной обмотке трансформаторов тока ТА1 и ТА2 протекают токи соответственно \bar{I}_1 и \bar{I}_2 . Складываясь в реле КА, токи \bar{I}_1 и \bar{I}_2 одинаковые по модулю и противоположные по направлению формируют ток в реле КА равный нулю:

$$\bar{I}_1 + \bar{I}_2 = 0 \quad (14)$$

При возникновении короткого замыкания в трансформаторе Т сумма токов в реле КА не равна нулю и реле отправляет сигнал на отключение участка.

Таким образом, ток срабатывания защиты $I_{с.з.}$ должен быть больше нуля (15):

$$I_{с.з.} > 0 \quad (15)$$

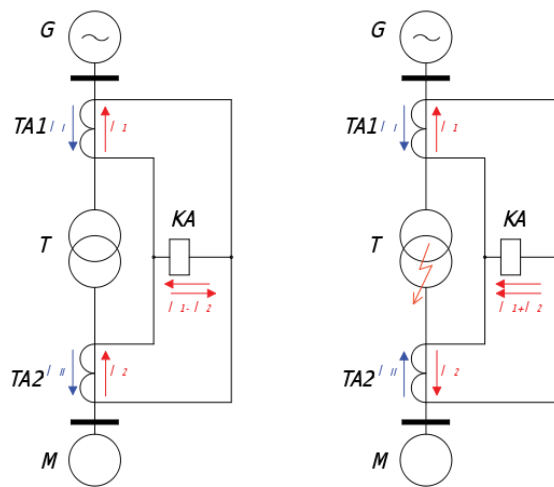


Рис. 11. Дифференциальный принцип релейной защиты

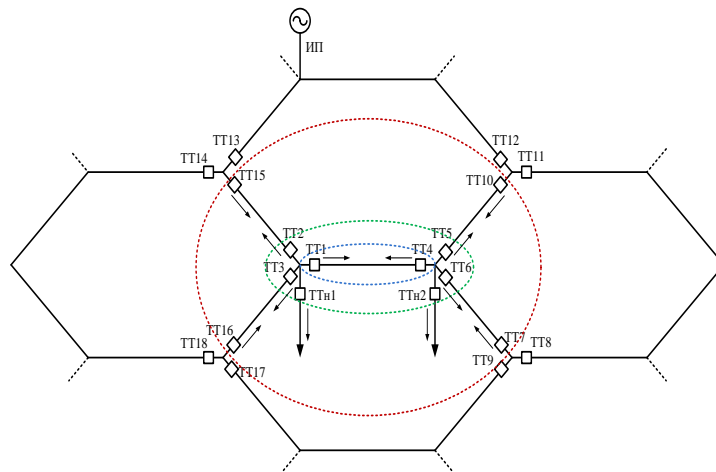


Рис. 12. Дифференциальные кольца замкнутой распределительной сети

Практически в режиме нагрузки и при внешнем коротком замыкании, ток в реле КА не может быть равен нулю, поскольку трансформаторы тока ТА1 и ТА2 имеют разные значения погрешностей, и даже при равных первичных токах вторичные токи \bar{I}_1 и \bar{I}_2 не равны между собой. В реле КА в режимах нагрузки и внешнего короткого замыкания есть ток не-

баланса $I_{нб}$. Ток небаланса вызван неидентичными характеристиками трансформаторов тока, током намагничивания трансформатора, разным соединением первичной и вторичной обмоток трансформаторов тока. Тогда условие несрабатывания защиты [3]:

$$I_{с.з.} \geq k_n \cdot I_{нб}, \quad (16)$$

где k_n – коэффициент надежности ($k_n=1,3$) [4].

Дифференциальный принцип WADP аналогичен рассмотренному принципу действия релейной защиты. Принцип WADP ранее был ориентирован на радиальную сеть, поэтому необходимо перенести его на замкнутую сеть сотовой конфигурации. Рассмотрим формирование дифференциальных колец на примере участка гексагональной сети [7] (рис. 12). В нормальных условиях:

$$\bar{I}_{TT1} + \bar{I}_{TT2} + \bar{I}_{TT3} + \bar{I}_{n1} = 0 \quad (17)$$

$$\bar{I}_{TT4} + \bar{I}_{TT5} + \bar{I}_{TT6} + \bar{I}_{n2} = 0 \quad (18)$$

$$\bar{I}_{TT1} + \bar{I}_{TT4} = 0 \quad (19)$$

$$\bar{I}_{TT2} + \bar{I}_{TT15} = 0 \quad (20)$$

$$\bar{I}_{TT5} + \bar{I}_{TT10} = 0 \quad (21)$$

$$\bar{I}_{TT6} + \bar{I}_{TT7} = 0 \quad (22)$$

$$\bar{I}_{TT3} + \bar{I}_{TT16} = 0 \quad (23)$$

Сложив уравнения (17) и (18), затем, подставив уравнение (19), получим (24):

$$\bar{I}_{TT2} + \bar{I}_{TT3} + \bar{I}_{TT5} + \bar{I}_{TT6} + \bar{I}_{n1} + \bar{I}_{n2} = 0 \quad (24)$$

Подставив уравнения (20) – (23) в уравнение (24), получим (25):

$$-\bar{I}_{TT15} - \bar{I}_{TT16} - \bar{I}_{TT10} + \bar{I}_{TT7} + \bar{I}_{n1} + \bar{I}_{n2} = 0 \quad (25)$$

Из уравнения (25):

$$\bar{I}_{TT15} + \bar{I}_{TT16} + \bar{I}_{TT10} + \bar{I}_{TT7} = \bar{I}_{n1} + \bar{I}_{n2} \quad (26)$$

Уравнение (19) отражает баланс внутреннего кольца. Баланс промежуточного (резервного) кольца сформирован уравнением (24). Таким образом, уравнение (25) отражает баланс внешнего дифференциального кольца. Данное внешнее кольцо включает в себя только часть защищаемого участка гексагональной сети, в отличие от третьего дифференциального кольца радиальной сети (рис.1), которое охватывает всю защищаемую область целиком. Соответственно, для сети с гексагональной конфигурацией необходимо формирование нескольких внешних дифференциальных колец, которые в совокупности будут покрывать всю защищаемую область. Поскольку размерность гексагональной сети для конкретных случаев различна и конечна, для реализации унифицированных алгоритмов адаптивной релейной защиты требуются однозначные данные. Каждое значение тока необходимое для уравнения дифференциального кольца хранится в матрице идентификации токов. Данные значения имеют свои индексы, определяющие их положение в сети. Матрица позволяет определить направление и значение тока в любой точке сети. Размерность данной матрицы определяется количеством узлов гексагональной распределительной сети.

Для реализации алгоритма функционирования релейной защиты необходима информация о топологии сети. Даная информация хранится в матричном виде и обновляется в режиме *online*. Топология сети задается матрицей инцидентности и отражает наличие связей между элементами сети. Согласно системе идентификации токов условие несрабатывания релейной защиты в общем виде примет вид:

$$I_{с.з.ij} \geq \left| \bar{I}_{ij} + \bar{I}_{ji} \right|, \quad (27)$$

где $I_{с.з.ij} = I_{нб}$ – ток срабатывания защиты линии, принадлежащей узлам i, j ; \bar{I}_{ij} – ток, протекающий от i -го узла к j -му; \bar{I}_{ji} – ток, протекающий от j -го узла к i -му.

Формула для проверки правильности срабатывания первичной релейной защиты в общем виде примет вид для заданных узлов a и b , соединяющих аварийную линию (28):

$$\left| \sum_{j=1}^m \bar{I}_{aj} + \sum_{j=1}^m \bar{I}_{bj} \right| \geq I_{нб} \quad (28)$$

где \bar{I}_{aj} – ток, протекающий от a -го узла к j -му; \bar{I}_{bj} – ток, протекающий от b -го узла к j -му.

В общем виде условие сбалансированности внешнего кольца гексагональной распределительной сети для заданных узлов a и b , соединяющих аварийную линию, выглядит так:

$$\left| \sum_{i=1}^n \bar{I}_{ia} + \sum_{i=1}^n \bar{I}_{ib} - 2(\bar{I}_{aa} + \bar{I}_{bb}) \right| \geq I_{нб} \quad (29)$$

где \bar{I}_{ia} – ток, протекающий от i -го узла к a -му; \bar{I}_{ib} – ток, протекающий от i -го узла к b -му; \bar{I}_{aa} – ток нагрузки узла a ; \bar{I}_{bb} – ток нагрузки узла b .

Баланс внешнего кольца необходим для подтверждения правильности срабатывания основной защиты при возникновении спорной ситуации между условием баланса промежуточного и внутреннего кольца.

Выводы

Предложена методика выполнения расчетов электрических режимов сети гексагонального типа, применение которой базируется в основе созданного алгоритма управления режимом сети для оптимизации ее режима. Данный алгоритм представляет собой 6 блоков, которые выполняют мониторинг, расчет режима и локализацию аварийных участков системы непрерывно. Полученные результаты расчета алгоритма позволяют сделать вывод о текущем состоянии сети, вследствие чего открывается возможность решения сетевых задач: устранение аварийных режимов, перераспределение потоков мощности в линиях сети.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (Соглашение № 14.574.21.0167 о предоставлении субсидии от 26.09.2017 г., уникальный идентификатор проекта RFMEFI57417X0167).

Библиографический список

1. **Loskutov, A.B.** The Parameter's and Configuration's Controlling of a 6-20 kV Distribution Network / A.A. Loskutov, D.V. Zyryin and A.S. Demidova // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. №. 23. – P. 13868-13873.
2. **Voropail, N.I.** Multicriteria Reconfiguration of Distribution Network with Distributed Generation / N.I. Voropail // Journal of Electrical and Computer Engineering. – 2012. – P. 1-8.
3. **Лоскутов, А.Б.** Топология городских распределительных интеллектуальных электрических сетей 20 кВ / А.Б. Лоскутов, Е.Н. Соснина, А.А. Лоскутов // Промышленная энергетика. – 2012. – №5. – С. 11-17.
4. **Tang, J.** 'Wide Area Differential Protection System' / J. Tang, P.G. McLaren, 2006.
5. **Шнеерсон, Э.М.** Цифровая релейная защита / Э.М. Шнеерсон. – М.: Энергоатомиздат, 2007. – 549 с.
6. **Копьев, В.Н.** Релейная защита: учебное пособие; Томский политехнический университет / В.Н. Копьев. – Томск: Томский политехнический университет, 2011. – 160 с.
7. **Лоскутов, А.Б.** Концепция равномерно-распределенных электрических сетей / А.Б. Лоскутов, А.А. Лоскутов, Е.Н. Соснина // XV Нижегородская сессия молодых ученых. Технические науки: Материалы докладов. – Н. Новгород: Гладкова О.В. – 2010. – С. 86-88.

*Дата поступления
в редакцию: 18.10.2019*

A.B. Loskutov, A.S. Pankova, O.A. Pronina, K.E. Chumarin

DEVELOPMENT OF CONTROL SYSTEM AND RELAY PROTECTION ALGORITHM IN CLOSED DISTRIBUTION NETWORKS

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Improving the efficiency of power supply systems in megacities of 6-20 kV by digital control modes.

Methodology: Development of a multi-loop network mode control algorithm that implements its work continuously in real time. The algorithm is based on the method of calculating the network operating mode using the Kirchhoff laws. In addition, for the normal functioning of the network, it is necessary to provide relay protection of the energy district system. Therefore, an approach to the construction of relay protection of the network based on differential rings — internal, intermediate and external — is proposed. This principle allows you to implement basic protection, backup protection, a shutdown confirmation mechanism and a sequential shutdown mechanism for the network.

Findings: The created algorithm allows the calculation of currents in the lines and nodes of network cells in normal and emergency mode, the results of which form a library of solutions. The mathematical laws of the transformation of the Wide Area Differential Protection system for a closed distribution system are determined.

Value: The result of this study is to increase the efficiency of power supply systems in megacities using network management tools. The created control algorithm allows you to control power flows, analyze the state of the system in real time. The proposed network protection method is to identify and isolate a damaged section using methods based on the differential principle.

Key words: hexagonal network, differential protection, algorithm, control system.

УДК 621.039.5

В.И. Полуничев, А.Ф. Филимонов

ВОЗМОЖНЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА АКТИВНЫХ ЗОН С ЦИРКОНИЕВЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ТВС ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК СУДОВ И АСММ

Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова

Представлены результаты эксплуатации активных зон судовых реакторных установок с элементами ТВС из циркониевых сплавов в части ресурсных показателей. Выявлено, что достигнутый к настоящему времени ресурс не удовлетворяет современным требованиям к перспективным установкам судов и АСММ: его рост ограничивался, в основном, состоянием оболочек твэлов и других элементов ТВС из циркониевых сплавов, подверженных нодульной коррозии. Приведены некоторые результаты анализа коррозионного состояния элементов активных зон и их имитаторов из различных материалов, отработавших в судовых реакторах, экспериментальных реакторных и электрообогреваемых установках при разных тепло-гидравлических параметрах и водно-химических режимах (ВХР). По результатам анализа предложена версия возможных причин образования и характера распределения нодульной коррозии в элементах ТВС, которая базируется на особенностях условий работы судовых активных зон и дает результаты, хорошо согласующиеся с опытными данными и теоретическими выводами. Изложены предложения по изменению условий работы активных зон для повышения надежности их работы и ресурса.

Ключевые слова: активная зона судовых реакторных установок, тепловыделяющая сборка с элементами из циркониевого сплава, нодульная коррозия, ресурс.

Начиная с 1980-х гг., в активных зонах судовых реакторных установок в качестве конструкционного материала оболочек твэлов и других элементов ТВС используется цирконий. Установленный ресурс активных зон с незначительным повышением вплоть до настоящего времени сохраняется на действующих судах при существенном повышении надежности работы элементной базы и радиационной безопасности. Более существенный рост ресурса ограничивался, в основном, состоянием оболочек твэлов и других элементов из циркониевых сплавов, подверженных нодульной коррозии. Признаком интенсивности коррозионных процессов циркониевых сплавов был рост концентрации аммиака в теплоносителе первого контура [1] (рис. 1).

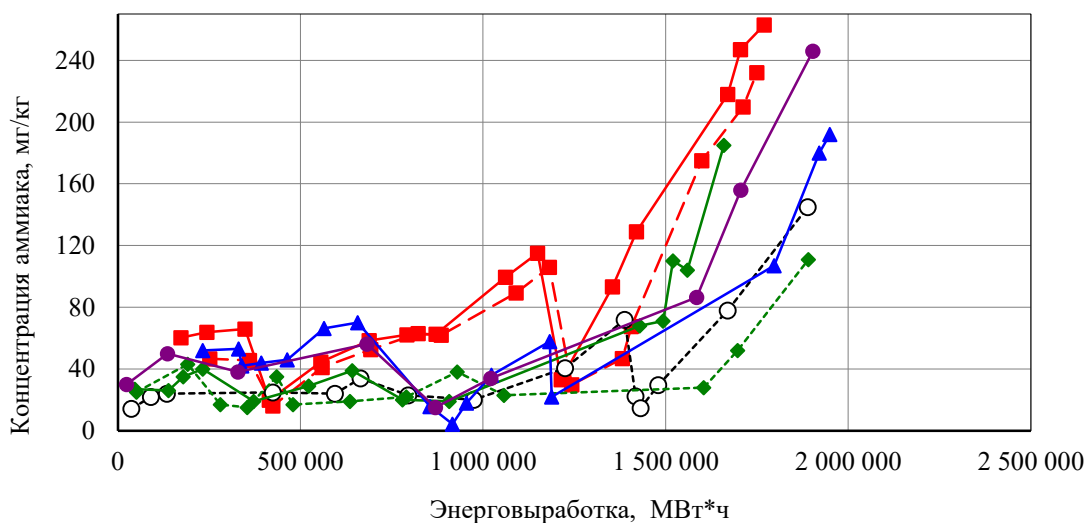


Рис. 1. Изменение концентрации аммиака в теплоносителе первого контура при эксплуатации циркониевых активных зон

Вместе с тем, тенденцией последних лет является повышение ресурсных характеристик и снижение стоимости судовых активных зон в связи с широким использованием не только на судах, но и на станциях малой мощности. Опыт эксплуатации отечественных и зарубежных АЭС и кораблей, в активных зонах которых используются циркониевые сплавы, свидетельствует об отсутствии нодульной коррозии на циркониевых оболочках твэлов при длительном ресурсе. Для реакторов PWR проектанты высказано опасение по поводу предлагаемого повышения температуры на выходе из активной зоны для повышения эффективности работы реактора из-за возникновения кипения и ускоренной коррозии оболочек твэлов [2]. Поиск причин образования нодульной коррозии циркониевых элементов ТВС судовых активных зон и характера ее распределения по поверхности ведется многие десятилетия. Рассмотрены нейтронно-физические, теплотехнические, технологические и другие возможные факторы, провоцирующие коррозию, но однозначного ответа до настоящего времени не найдено.

Результаты аналитических и экспериментальных исследований, мнения специалистов в данной области свидетельствуют о том, что основной причиной замедленного роста ресурса судовых активных зон является не конструктивное исполнение, а условия их работы. Можно обозначить следующие основные отличия условий работы судовых активных зон от зон ВВЭР:

- повышенные энергонапряженность и тепловые потоки с оболочек твэлов;
- использование газонасыщенного теплоносителя при газовой системе компенсации давления;
- малые удельные расходы теплоносителя через активную зону и, соответственно, большие температурные перепады в активной зоне;
- низкое давление теплоносителя 1 контура при достаточно высокой выходной температуре;
- наличие пристенного (в том числе «газового») кипения в недогретой воде 1 контура на элементах ТВС активных зон.

Далее предлагается краткая обобщенная информация по обоснованию одной из версий, являющаяся результатом анализа опыта эксплуатации активных зон на действующих объектах, специальных исследований на экспериментальных установках твэлов с различными материалами оболочек при разных тепло-гидравлических параметрах и ВХР. Данная версия учитывает основные особенности условий работы судовых активных зон и дает результаты, которые хорошо коррелируются с характером образования и распределения коррозии на оболочках элементов активных зон.

Испытания проводились при наличии трех зон теплообмена на оболочке твэл: конвективного, с поверхностным и объемным кипением. Максимальное коррозионное повреждение оболочки наблюдается в зоне пристенного кипения в недогретой до температуры насыщения воде [3,4]. Предполагается, что это связано с нарушением пристенного ламинарного слоя и кавитационным разрушением оксидной пленки при схлопывании пузырьков пара, микротермопульсацией на греющей поверхности в точках отрыва парогазовых пузырьков [5]. Максимальные коррозионные повреждения в данной зоне наблюдались при разных ВХР, теплофизических и гидродинамических параметрах. Увеличение степени недогрева жидкости при пристенном кипении повышает интенсивность коррозионных процессов. При отсутствии пристенного кипения коррозионные повреждения отсутствуют. В зоне объемного кипения интенсивность коррозии снижается. Таким образом, экспериментально обосновано существенное влияние пристенного кипения, в том числе «газового», в недогретой жидкости на коррозионные процессы оболочек твэлов. Как показал опыт, исключение пристенного кипения повысило надежность работы оболочек твэлов и обеспечило стабильную работу активных зон.

Результаты экспериментальных исследований ТВС РБМК-1500 и судовых ТВС с твэлами из циркониевого сплава

В конце 1970-х гг. в петле экспериментального реактора проведены теплотехнические испытания четырех ТВС РБМК-1500 с циркониевыми оболочками твэлов различного конструктивного исполнения [6]. Петля работала с проточным газовым компенсатором давления в водяном и паровом режимах с соответствующим растворением газа в теплоносителе. Через короткое время (70 суток и менее) твэлы разгерметизировались в нижней части на участке с поверхностным кипением газонасыщенной воды, недогретой до температуры кипения. На этом участке наблюдалось повышение температуры до 450-500 °С и точечные коррозионные повреждения. Было принято решение выполнить дегазацию теплоносителя в петле перед переходом из водяного режима в паровой. После этого негативные явления исчезли. Для уточнения данного явления проведены дополнительные аналогичные исследования электрообогреваемых имитаторов твэлов РБМК с контролем температур оболочки по высоте. Получены аналогичные результаты.

В конце 1980-х гг. проведены экспериментальные исследования поведения имитаторов твэлов на электрообогреваемом стенде с газонасыщенным теплоносителем при параметрах судовых РУ. Результаты исследований подтвердили наличие локальных перегревов твэлов в зоне «газового» кипения. Коррозионное состояние оболочек не контролировалось.

Результаты коррозионных исследований твэлов с оболочками из циркониевого сплава судовых активных зон в петле исследовательского реактора

Выполнены исследования коррозионных процессов на оболочках из циркониевого сплава экспериментальных твэлов в петле исследовательского реактора с газонасыщенным теплоносителем при поверхностном кипении и без него при прочих равных условиях. Результаты показали, что при поверхностном кипении имела место очаговая коррозия, при отсутствии кипения – только незначительная равномерная коррозия (рис. 2).

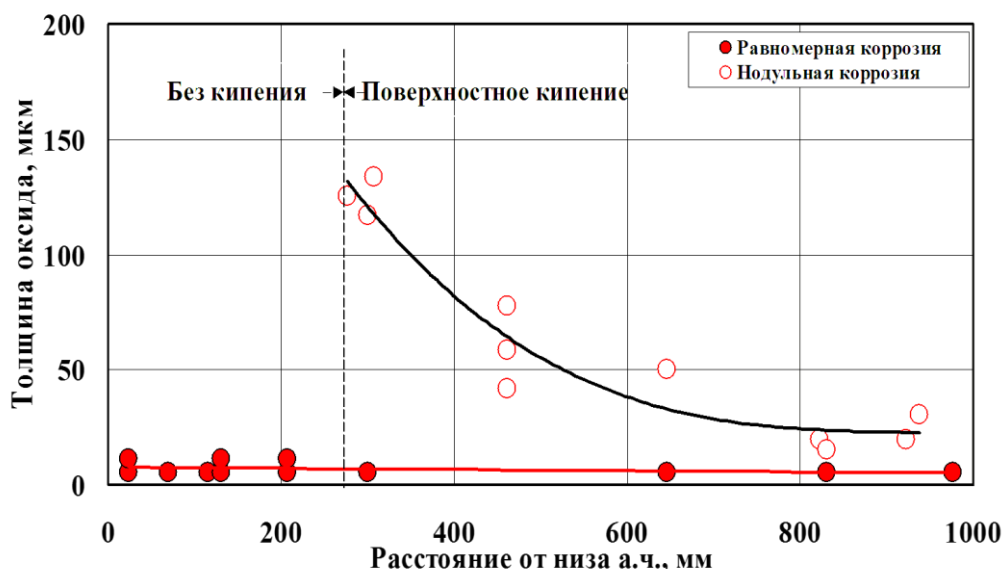


Рис. 2. Изменение характера и интенсивности коррозии по длине твэлов

Результаты коррозионных исследований твэлов с оболочками из циркониевого сплава, отработавших в активных зонах судовых реакторов

Наиболее представительную статистику представляют результаты коррозионных исследований твэлов с оболочками из циркониевых сплавов отработавших активных зон судовых реакторов [7].

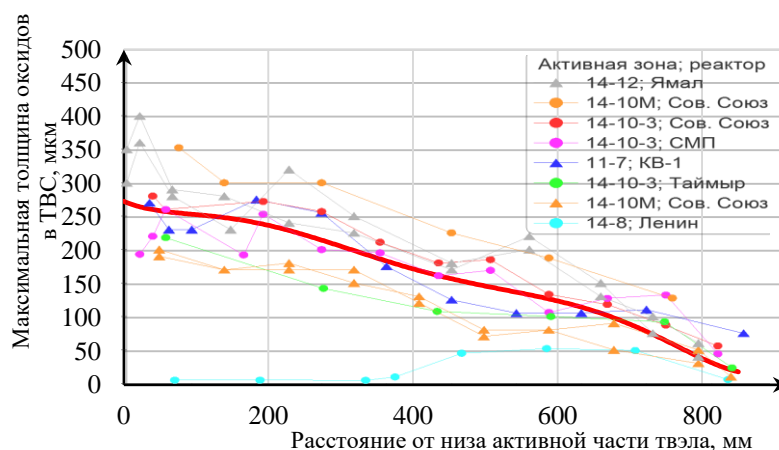


Рис. 3. Распределение максимальной толщины оксидной пленки по высоте твэлов судовых активных зон

По характеру распределения максимальной толщины оксидной пленки по высоте твэлов судовых активных зон можно определить теплотехнические характеристики теплоносителя 1 контура, которые имеют аналогичный характер изменения. Для этого рассмотрим изменение следующих параметров по высоте активной зоны: температур теплоносителя, оболочки твэлов, начала выделения газа из теплоносителя, зону пристенного кипения в номинальных условиях и при отклонении средней температуры теплоносителя в активной зоне на $+5^{\circ}\text{C}$ в режиме регулирования (применительно к активной зоне атомного ледокола «50 лет Победы»).

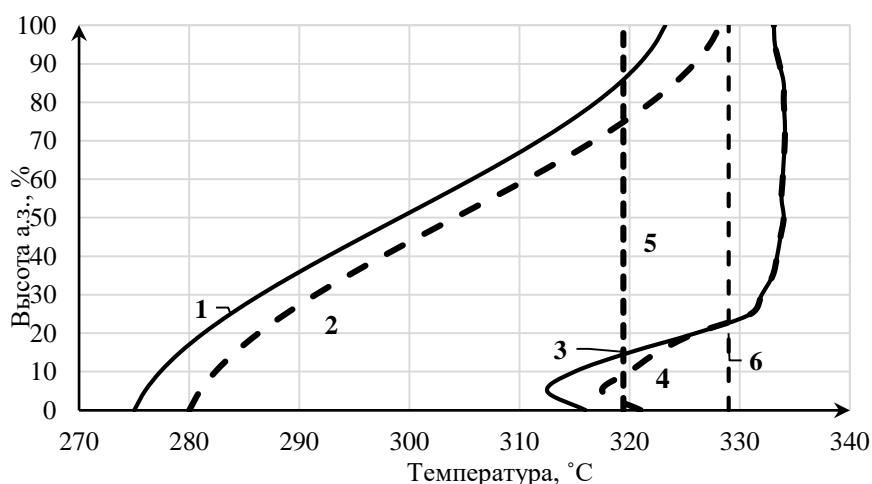


Рис. 4. Изменение температуры теплоносителя и температуры оболочки твэлов по высоте а.з. а/л «50 лет Победы» при номинальной мощности;
 1 — температура теплоносителя, 2 — температура теплоносителя $+5^{\circ}\text{C}$,
 3 — температура оболочки теплоносителя, 4 — температура оболочки теплоносителя $+5^{\circ}\text{C}$,
 5 — температура начала газовыделения при давлении первого контура,
 6 — температура насыщения теплоносителя при давлении первого контура

Температура начала выделения газа из пристенного слоя твэлов определяется из равенства концентраций газа, растворенного в КД и пристенном слое (1,2):

$$C_{\text{КД}} = K(T_{\text{КД}}) \cdot (P_{1\text{К}} - P_S(T_{\text{КД}})) \quad (1)$$

$$C_{1\text{К}} = K(T_{\text{п.с.}}) \cdot (P_{1\text{К}} - P_S(T_{\text{п.с.}})) \quad (2)$$

где $C_{\text{КД}}$ – равновесная концентрация растворенного газа в воде КД; $K(T_{\text{КД}})$ – коэффициент Генри для температуры в КД; температура воды в КД 50 °С; $P_{1\text{К}}$ – давление в первом контуре (12,7 МПа); $P_S(T_{\text{КД}})$ – давление насыщенных паров воды при температуре в КД, $K(T_{\text{п.с.}})$ – коэффициент Генри при текущей температуре теплоносителя в пристенном слое, $P_S(T_{\text{п.с.}})$ – давление насыщенных паров воды при текущей температуре теплоносителя в пристенном слое, $T_{\text{п.с.}}$ – температура пристенного слоя (принята равной температуре оболочки).

Из полученного уравнения определяется $K(T_{\text{п.с.}})$ и соответствующая ему температура.

Известно, что на начальной стадии пузырьки газа, выделившегося из недогретой до температуры кипения жидкости, локализуются на поверхности [7]. При этом степень недогрева, парциальное давление газа в пузырьках и время нахождения их на поверхности твэла максимальное. С повышением температуры воды 1 контура по высоте твэла эти параметры снижаются. Естественно предположить, что условия теплоотдачи от оболочки к теплоносителю в точках контакта пузырьков наихудшие на высоте начала выделения газа, что провоцирует локальное повышение температуры и максимальный термоцикл при отрыве пузырька. Высокочастотная точечная термопульсация может вызвать разрушение поверхностного слоя оболочки твэла и интенсифицировать коррозионные процессы. Этому же способствует повышенная концентрация газов, в том числе, радиолитических, в пузырьках. Более наглядно характер распределения толщины оксидной пленки, степени недогрева и парциального давления газов приведены на рис. 5,6.

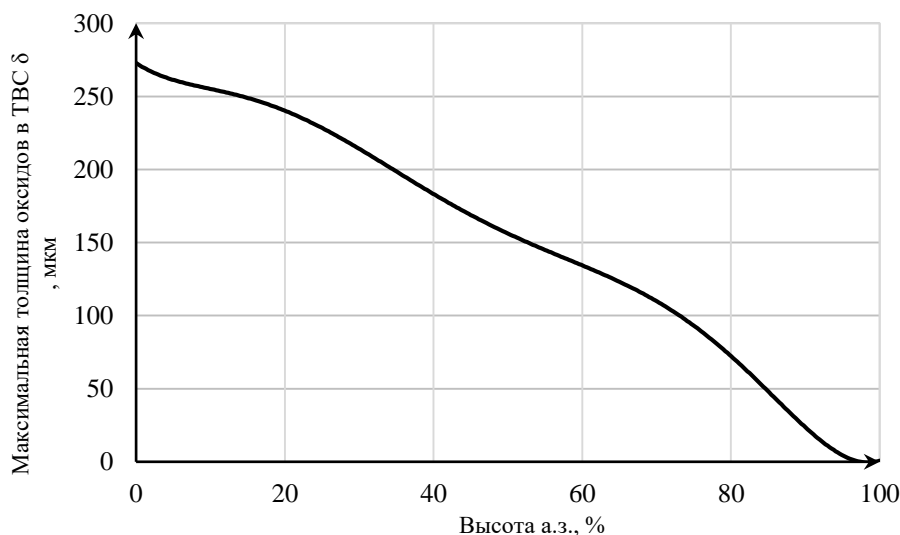
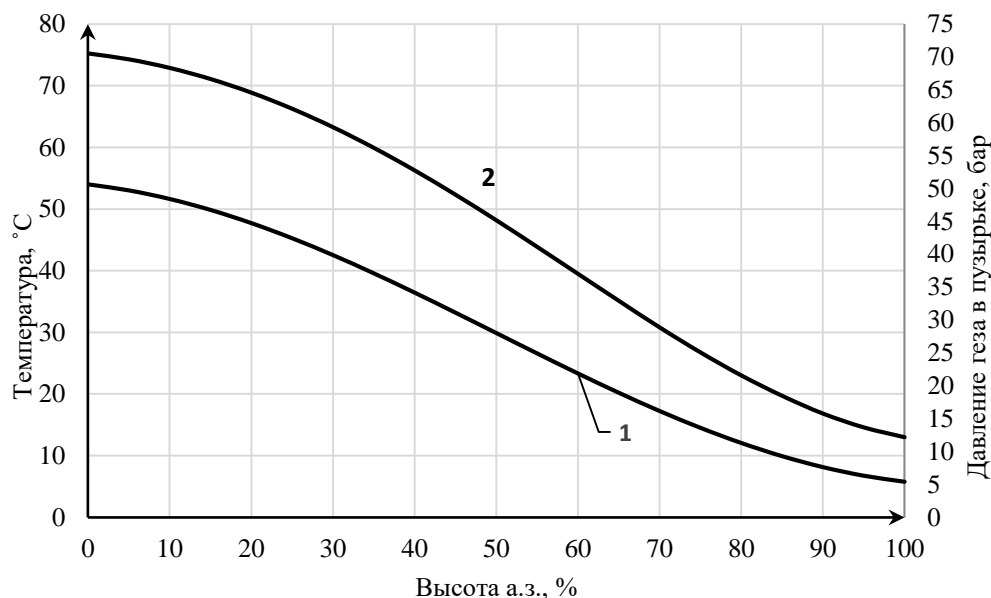


Рис. 5. Распределение максимальной толщины оксидной пленки по высоте твэлов ледокольной а.з.



**Рис. 6. 1 – Недогрев теплоносителя до температуры насыщения;
2 – Давление газа в пузырьке на поверхности оболочки
в зависимости от высоты активной зоны**

По результатам исследований коррозионного состояния оболочек твэлов, отработавших в судовых а.з., реакторных петлях и электрообогреваемых экспериментальных стендах из различных материалов, при разных параметрах и ВХР можно сделать следующие выводы:

- максимальная толщина нодульной коррозии имеет место в области пристенного кипения в газонасыщенном теплоносителе, максимально недогретом до температуры кипения, и экспоненциально снижается к верхней части по мере уменьшения недогрева и увеличения паросодержания;
- на торцах твэлов (80-100 мм), где тепловыделения минимальны, нодульная коррозия отсутствует, есть только незначительная равномерная оксидная пленка;
- по периметру твэлов наблюдаются продольные полосы коррозионных повреждений в местах, максимально приближенных к окружающим их соседним твэлам, где может иметь место локальное повышение температуры по всей высоте.
- характер распределения коррозионных повреждений на оболочках твэлов, полученных при различных ВХР и для разных материалов, при наличии и отсутствии радиационных воздействий хорошо коррелируется с дислокацией и интенсивностью пристенного кипения газонасыщенного теплоносителя, что достаточно убедительно подтверждает их взаимосвязь. Распределение окислов качественно совпадает со степенью недогрева воды при пристенном кипении и концентрацией газов в парогазовых пузырьках на оболочках твэлов. Аналогичного влияния других факторов на интенсивность коррозии и характер ее распределения не наблюдается;
- интенсивность наводороживания циркониевых оболочек твэлов коррелируется с интенсивностью коррозии.

Характер распределения коррозии на чехлах ТВС

В отличие от твэлов нодульная коррозия на чехлах меньше. Максимальная коррозия и содержание гидридов наблюдаются в верхней части на высоте около 600 мм, выше – снижается. Нодульная коррозия в нижней части чехлов практически отсутствует. Внутренние поверхности имеют более значительную коррозию. На некоторых чехлах на внутренней поверхности наблюдаются продольные полосы коррозионных повреждений по всей длине

в местах, прилежащих к твэлам пучка. Некоторые чехлы на наружной поверхности также имеют скопления нодулей в виде шести продольных полос в местах расположения окружающих их ТВС (рис. 7). Максимальное содержание водорода находится в местах максимального скопления нодулей. Такой характер дислокации коррозионных повреждений на чехлах ТВС также коррелируется с наличием и интенсивностью пристенного «газового» кипения (рис. 8).

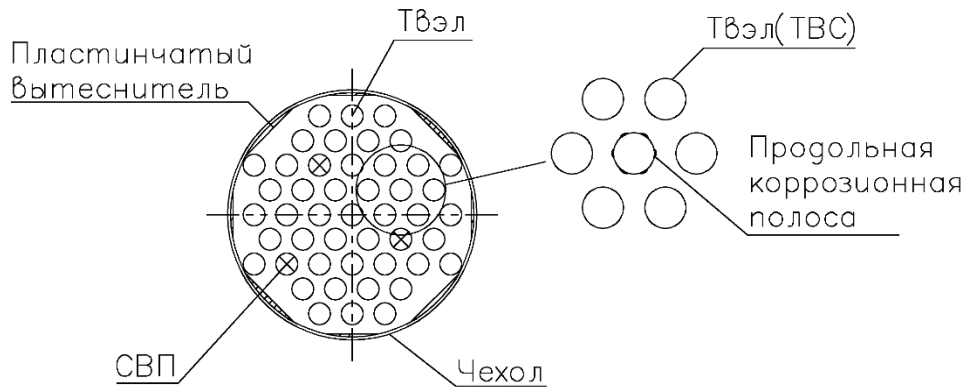
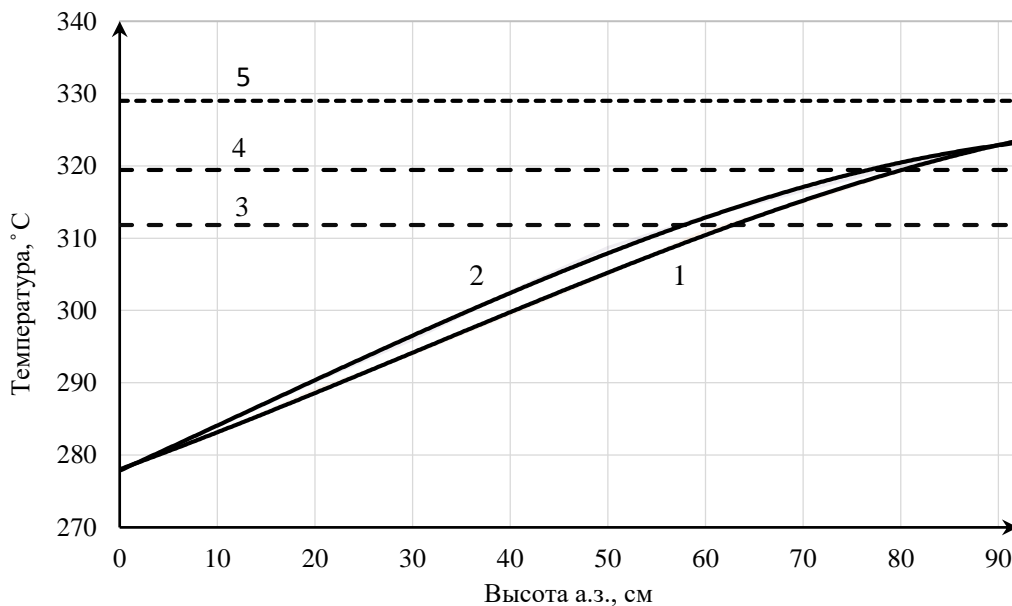


Рис. 7. Взаимное расположение твэлов (ТВС) и коррозионных полос на их поверхностях



**Рис. 8. 1 – Изменение температуры теплоносителя;
2 – Изменение температуры чехлов ТВС;
3 – Температура начала газовыделения при температуре воды в КД 20 °С;
4 – Температура начала газовыделения при температуре воды в КД 50 °С;
5 – Температура насыщения теплоносителя при данном давлении**

Заключение

1. Анализ результатов исследований элементов активных зон, отработавших в судовых и исследовательских реакторах, электрообогреваемых стендах, показывает, что одной из очевидных причин ограничения их ресурса является коррозионное повреждение оболочек, работающих с пристенным кипением, в том числе «газовым», в газонасыщенном теплоносителе, существенно недогретом до температуры кипения.
2. При проектировании перспективных активных зон для РУ с газовой системой компенсации, необходимо:
 - учитывать газоперенос в оборудовании первого контура, влияющий на гидродинамику, тепловые и коррозионные процессы на оболочках элементов а.з.;
 - снижать тепловые нагрузки на элементы а.з. путем увеличения объема активной зоны, увеличения удельного расхода теплоносителя (снижения температурного перепада в а.з.);
 - исключать пристенное кипение, в том числе «газовое».

Библиографический список

1. **Полуничев, В.И.** Некоторые направления повышения коррозионной стойкости элементов активных зон из сплавов циркония реакторных установок судов и плавучих атомных станций / В.И. Полуничев, Д.А. Голубева // Межотраслевой семинар для молодых специалистов «50 лет атомному ледокольному флоту России. Опыт создания, эксплуатации и перспективы развития». – ДОЛ «Искра», 2009. (Разрешение на информационный обмен № 39/14 – 84/2009 от 21 августа 2009 года).
2. Атомная техника за рубежом. – 1986. – № 9. – С. 30-35.
3. **Колобнева, Л.И.** Структурное состояние и фазовый состав алюминиевых сплавов как основные факторы, определяющие их коррозионную стойкость в водной среде / Л.И. Колобнева // Материалы ядерной техники: труды. – М.: ВНИИНМ, 2005. – С.138-145.
4. **Ватулин, А.В.** Результаты разработок по созданию перспективных твэлов для исследовательских реакторов / А.В. Ватулин, Ю.А. Стецкий, Л.И. Колобнева, Ю.И. Петров, Ю.И. Трифонов [и др.]. // Реакторное материаловедение: сборник докладов. Т. 2, Ч. 2, 2004. – С. 3-24.
5. **Бараненко, В.И.** Термодинамика и теплообмен в ЯЭУ с газонасыщенным теплоносителем / В.И. Бараненко, В.Г. Асмолов, В.С. Киров. – М.: Энергоатомиздат. 1993. – С. 124-221.
6. **Федуленко, В.М.** К истории энергетического реактора РБМК и о «газовом кризисе теплоотдачи» / В.М. Федуленко // Препринт № 6714/3. – М.: ИАЭ, 2012.
7. **Зверев, Д.Л.** Результаты разработки технического проекта реакторной установки для универсального атомного ледокола // Судостроение / Д.Л. Зверев, К.Б. Вешняков, Ю.К. Панов, В.И. Полуничев. – 2011. – № 3. – С. 32-37.

*Дата поступления
в редакцию: 24.10. 2019*

V.I. Polunichev, A.F. Filimonov

**POSSIBLE WAYS TO INCREASE THE LIFESPAN OF CORES
WITH FA ZR-COMPONENTS FOR ADVANCED RPS OF SHIPS AND SNPPS**

Federal State Unitary Enterprise I.I. Afrikantov OKB Mechanical Engineering

Purpose: To discuss possible reasons for formation of nodular corrosion of core Zr-components as well as suggestions aimed at changing the core operation conditions and their lifespan. One of the recent trends in advanced RPs and SNPP development is long-term performance enhancement and core cost reduction. The present performance does not fully meet the existing requirements for advanced RPs and SNPPs. Considerable increase of the lifespan is limited due to the condition of fuel cladding and other Zr-alloy components, susceptible to nodular corrosion. Search of the reasons for nodular corrosion has been undertaken for several decades. Various factors have been analyzed: neutronics, thermal engineering, but no unambiguous answer was found. The main message of this paper is analyze one of the versions of nodular corrosion progress.

Methodology: Review and analysis of the corrosion state for core components operated at installations and facilities under various thermal and hydraulic parameters. Analysis of possible impacts provoking the corrosion damage of components.

Results: The performed analysis has shown that one of the most probable reasons of the nodular corrosion limiting the Zr-core lifespan is the wall-adjacent boiling on components including the «gaseous» one in the gas-saturated coolant which is essentially subcooled. The impact of the above mentioned operating conditions on the nodular corrosion initiation with various types of structural materials used under various water-chemistry conditions and thermal-engineering parameters with or without irradiation causes a certain pattern of their interaction.

Conclusions: Suggestions have been made to change parameters which should be taken into account during designing of the advanced cores for RPs with gas pressurizer system: reduce thermal loads on core elements, eliminate near-wall boiling, including «gaseous» one, replace whenever possible gas pressurizer system with steam pressurizer.

Key words: marine reactor plant core, fuel assembly with Zr-alloy components, gas-saturated coolant, nodular corrosion, lifespan.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.33

Н.С. Вольская, М.М. Жилейкин, А.Ю. Захаров

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЙ МНОГООСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРАВНОСТЯМ ДЕФОРМИРУЕМОГО ОПОРНОГО ОСНОВАНИЯ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Предложены критерии эффективности работы тягового привода колесных машин при прохождении участка местности с неровным деформируемым опорным основанием, позволяющие проводить сравнительную оценку их проходимости. На основе разработанных критериев эффективности представлен сравнительный анализ эффективности работы механической и электромеханической трансмиссий многоосных колесных машин при движении по неровностям деформируемого опорного основания. Эффективность работы тягового привода при прохождении участка местности с неровным деформируемым опорным основанием оценивается по следующим параметрам: среднеквадратическое значение коэффициента скольжения для всех ведущих колес; средняя степень неравномерности буксования ведущих колес; среднеквадратическое значение глубины колеи для левого и правого борта; интегральная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению.

Полученные результаты могут быть использованы для разработки алгоритмов управления тяговым приводом, позволяющих обеспечить индивидуальное регулирование величин крутящих моментов на ведущих колесах.

Ключевые слова: многоосная колесная машина, тяговый привод, критерии оценки эффективности, деформируемое опорное основание, механические и электромеханические трансмиссии.

Введение

Многообразие и сложность проблем, связанных с повышением проходимости многоосных колесных машин (МКМ) на опорных основаниях с низкой несущей способностью, требует комплексных решений, основанных на различных подходах. Одним из наиболее эффективных решений является применение тягового привода (механический, гидро- и электромеханический, гидрообъемный, комбинированный), позволяющего обеспечить индивидуальное регулирование величин крутящих моментов на ведущих колесах [1]. Актуальность разработки алгоритмов управления таким тяговым приводом очевидна. Известны методы управления, обеспечивающие поддержание заданной угловой скорости вращения ведущих колес [2], перераспределение крутящих моментов в зависимости от вертикальной нагрузки на колесо [3], максимальную энергоэффективность движения [4-5]. Активно ведутся разработки управляемого тягового привода, обеспечивающего повышение управляемости и устойчивости колесных машин, в том числе, на основе методов нечеткой логики [6-12]. Также известны алгоритмы управления тяговым приводом МКМ, направленные на обеспечение высокой проходимости в заданных условиях [2, 5]. Зачастую они оказываются труднореализуемыми, поскольку для обеспечения их работы необходимо знание (измерение или оценка) таких параметров, как радиус качения колеса, степень износа протектора, давление воздуха в шинах, что на практике невозможно. В работах [13, 14] предложены алгоритмы управления индивидуальным тяговым

электроприводом МКМ и автопоездов, обеспечивающие повышение их опорной проходимости за счет минимизации буксования ведущих колес. Однако до сих пор не был проведен сравнительный анализ эффективности предложенных алгоритмов управления тяговым приводом МКМ, в том числе, по причине отсутствия критериев для такого анализа.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ эффективности работы механической и электромеханической трансмиссий МКМ при движении по неровностям деформируемого опорного основания на основе разработанных критериев эффективности.

Условия движения при моделировании прямолинейного движения трехосной колесной машины по деформированному опорному основанию

Математическая модель движения многоосной колесной машины представлена в работе [8], модель качения эластичного колеса по неровностям деформируемого основания – в работе [13]. Для проверки работоспособности и эффективности разработанного в работе [10] алгоритма управления ИТЭП ведущих колес было проведено моделирование движения трехосной колесной машины на деформируемом опорном основании «сухой песок», параметры которого, в соответствии с данными работы [14], приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры грунтового основания «сухой песок»

Параметр грунтового основания	Обозначение	Значение
Коэффициент деформации грунта	$c_{гр}$	0,45 МПа
Показатель плотности грунта	μ	0,15
Удельный вес грунта	γ	0,0145 МН/м ³
Угол внутреннего терния грунта	φ_r^*	37°
Максимальный сдвиг грунта, при котором связанность частиц грунта не нарушена	e_{xm}	0,05 м
Коэффициент трения полного скольжения	$\mu_{s\alpha \max}$	0,6
Константа	S_0	0,05

Машина была оснащена тремя типами тягового привода:

- механический дифференциальный (МЗКТ 6001) (рис. 1);
- механический полностью блокированный (рис. 2);
- индивидуальный электромеханический «мотор-колесо» (рис. 3).

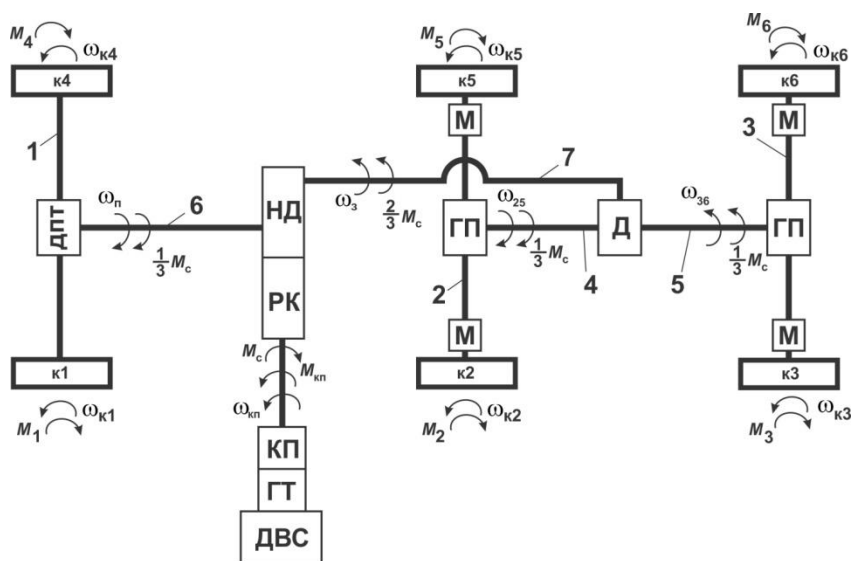


Рис. 1. Схема трансмиссии автомобиля 6х6 МЗКТ 6001:

- 1, 2, 3 – ведущие оси;
- 4...7 – приводные валы; ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
- ГТ – гидротрансформатор; ГП – главная передача с заблокированным дифференциалом;
- КП – коробка передач;
- Д – симметричный межосевой дифференциал;
- ДПТ – главная передача с симметричным межколесным дифференциалом повышенного трения;
- РК – раздаточная коробка;
- М – зубчатая муфта свободного хода;
- НД – несимметричный межосевой дифференциал;
- к1... к6 – номера колес;
- M_1, \dots, M_6 – моменты сопротивления качению на колесах;
- $\omega_{к1}, \dots, \omega_{к6}$ – угловые скорости вращения колес;
- $M_{кп}$ – крутящий момент на выходном валу коробки передач;
- $\omega_{кп}$ – угловая скорость вращения выходного вала коробки передач;
- M_c – крутящий момент;
- ω_{25}, ω_{36} – угловые скорости вращения валов 4 и 5 соответственно;
- $\omega_{п}, \omega_3$ – угловые скорости вращения валов 6 и 7 соответственно

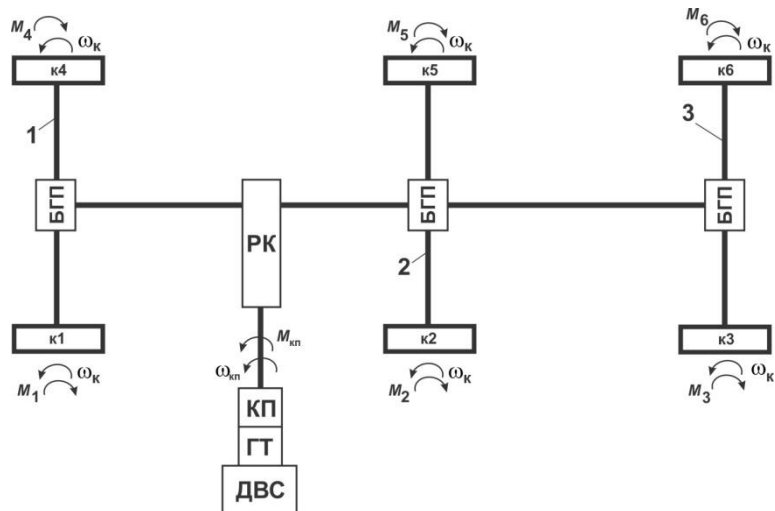


Рис. 2. Схема трансмиссии автомобиля бхб с блокированной механической трансмиссией:

1, 2, 3 – ведущие оси;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

ГТ – гидротрансформатор;

БГП – главная передача с заблокированным дифференциалом;

КП – коробка передач;

РК – раздаточная коробка; $k1 \dots k6$ – номера колес;

M_1, \dots, M_6 – моменты сопротивления качению на колесах;

ω_k – угловая скорость вращения колес;

$M_{кп}$ – крутящий момент на выходном валу коробки передач;

$\omega_{кп}$ – угловая скорость вращения выходного вала коробки передач

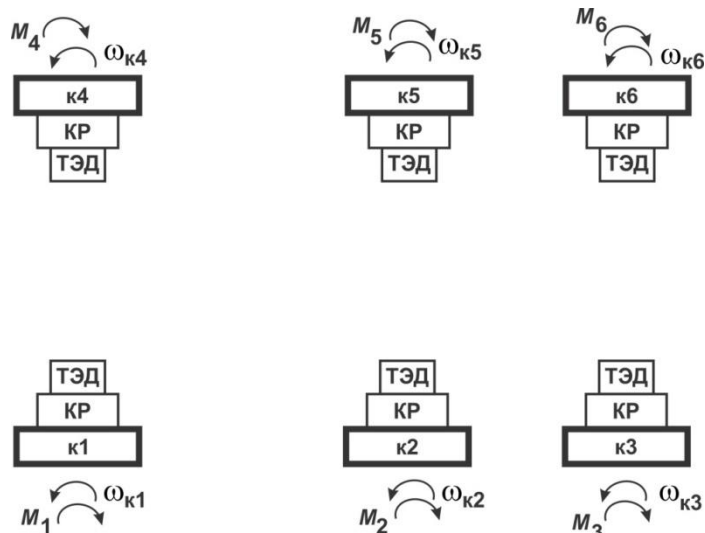


Рис. 3. Схема индивидуального тягового электропривода ведущих колес:

КР – колесный редуктор; ТЭД – тяговый электродвигатель;

$k1 \dots k6$ – номера колес; $M_1, \dots,$

M_6 – моменты сопротивления качению на колесах;

$\omega_{k1}, \dots, \omega_{k6}$ – угловые скорости вращения колес

Краткие технические характеристики механической трансмиссии МЗКТ-6001, принятые при моделировании, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Краткие технические характеристики механической трансмиссии МЗКТ 6001

Параметр	Значение
Полная масса, кг	24 000
Общее передаточное число ведущего моста	7,084
Передаточные числа коробки передач	
1 передача	4,15
2 передача	2,16
3 передача	1,52
4 передача	1,00
5 передача	0,73
Максимальный коэффициент трансформации гидротрансформатора	1,76
Передаточные числа раздаточной коробки	
понижающей	1,601
высшей	1,00
Мощность двигателя, кВт	309
Максимальный крутящий момент, Нм, при частоте вращения коленвала 1200 об/мин	1 850

Краткие технические характеристики электромеханической трансмиссии трехосной КМ, принятые при моделировании, приведены в табл. 3. Алгоритм управления трансмиссией предложен в работе [13].

Таблица 3

Краткие технические характеристики электромеханической трансмиссии трехосной КМ

Параметр	Значение
Мощность тягового электродвигателя, кВт	51
Передаточное число колесного редуктора	15,3
Максимальная скорость вращения вала тягового электродвигателя, об/мин	6 500
Максимальный крутящий момент тягового электродвигателя, Нм	2 000

Критерии эффективности работы тягового привода многоосных колесных машин при движении по неровностям деформируемого опорного основания

Эффективность работы тягового привода при прохождении участка местности с неровным деформируемым опорным основанием будем оценивать по следующим параметрам.

1. Среднеквадратическое значение коэффициента скольжения $СКЗ_{Si}$ для всех ведущих колес.
2. Средняя степень неравномерности ε буксования ведущих колес (1):

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} СКЗ_{Si}}{n_k} \quad (1)$$

3. Среднеквадратическое значение глубины колеи $СКЗ_{Hr}$ для левого и правого борта.
4. Интегральная мощность N , затрачиваемая на преодоление сопротивления движению, которая определяется по формуле (2):

$$N = \sum_{i=1}^{n_k} \frac{1}{T} \int_0^T M_i \omega_{ki} dt, \quad (2)$$

где T – время движения; M_i – суммарный момент сопротивления на i -м колесе; ω_{ki} – угловая скорость вращения i -го колеса.

Все критерии взаимосвязаны. Величина $СКЗ_{Si}$ (фактически степень буксования колес) влияет на глубину образуемой колеи, которая, в свою очередь, оказывает влияние на затраты мощности на преодоление участка местности.

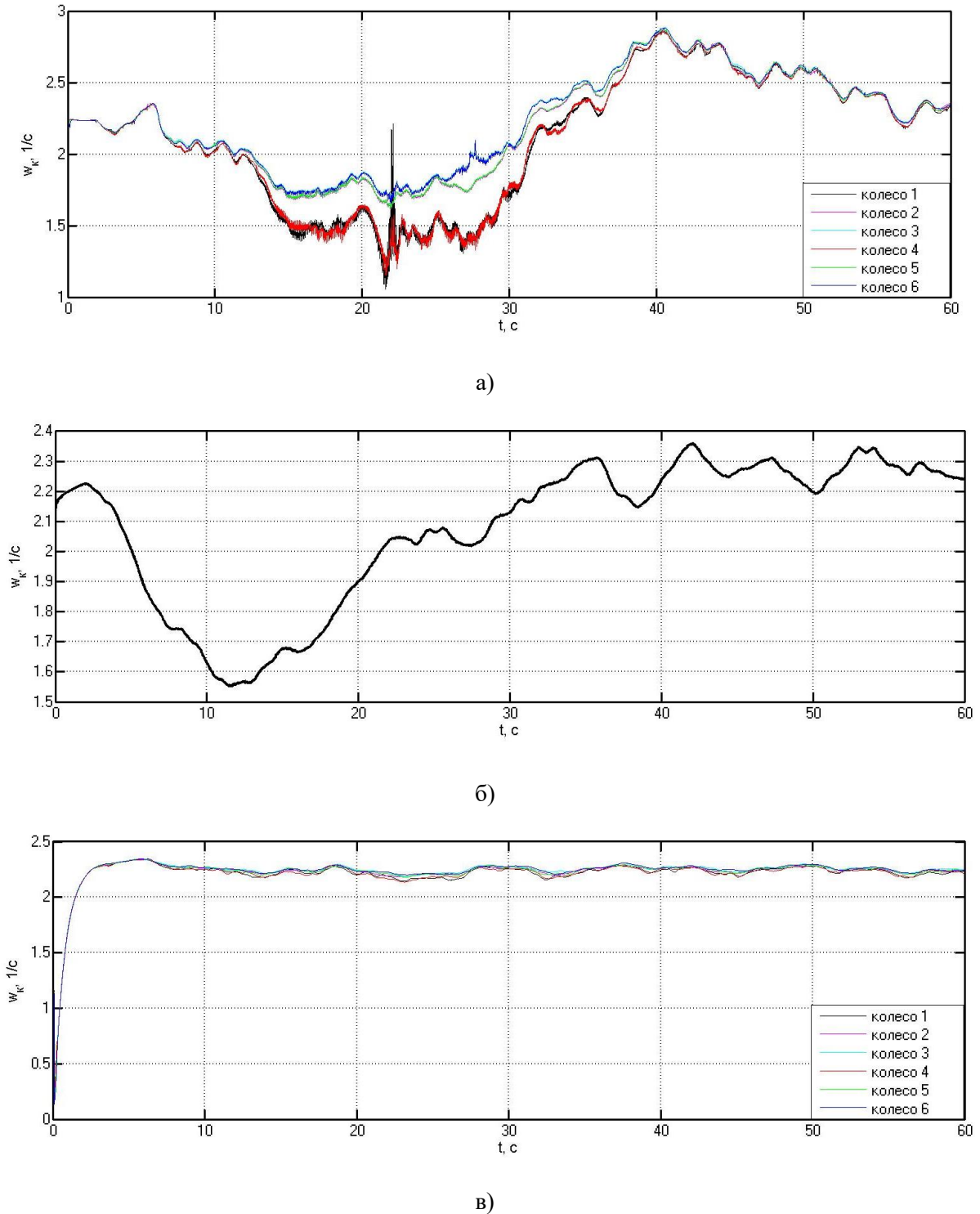


Рис. 4. Зависимости угловых скоростей колес от времени при движении КМ:
а – механическая трансмиссия, б – блокированная трансмиссия,
в – электромеханическая трансмиссия

Результаты моделирования прямолинейного движения трехосной колесной машины по деформированному грунту

Моделировалось движение МКМ по прямой при следующих управляющих воздействиях со стороны водителя.

1. ИТЭП – регулируемая степень нажатия на педаль подачи топлива для поддержания скорости движения 5 км/ч.
2. МЗКТ-6001 с дифференциальным и заблокированным приводом – регулируемая степень нажатия на педаль подачи топлива для поддержания скорости движения 5 км/ч, на первой передаче с заблокированным гидротрансформатором.

На рис. 4 а-в представлены зависимости угловых скоростей вращения колес от времени при движении КМ для механической, заблокированной и электромеханической трансмиссий соответственно. Как видно из рис. 4, степень неравномерности вращения колес КМ с ИТЭП гораздо меньше, чем у КМ с механической дифференциальной трансмиссией МЗКТ-6001. Зависимость интегральной мощности N от времени для всех трех типов тягового привода показана на рис. 5.

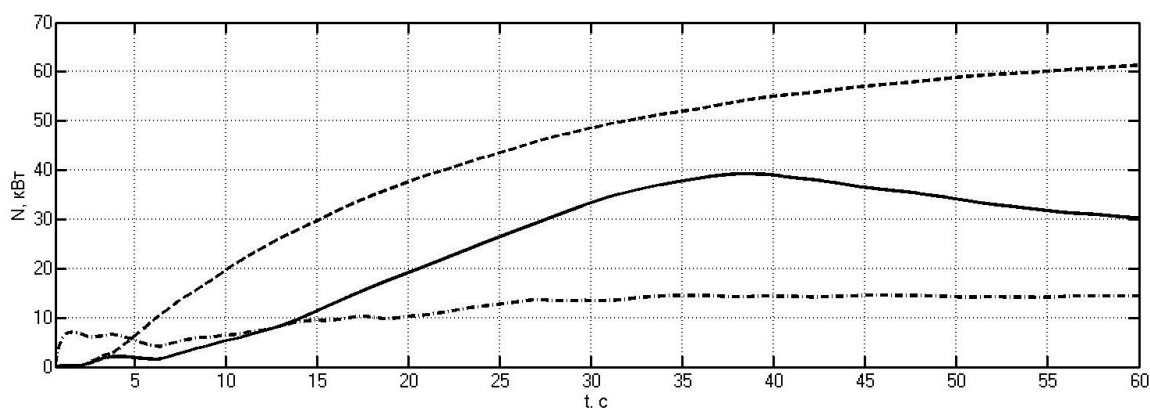


Рис. 5. Зависимость интегральной мощности N от времени:
 сплошная линия – механическая трансмиссия,
 пунктирная линия – заблокированная трансмиссия,
 штрихпунктирная линия – электромеханическая трансмиссия

Сравнение результатов моделирования прямолинейного движения трехосной колесной машины с различными типами трансмиссии по деформированному грунту

В табл. 4 приведены значения $СКЗ_S$ и ϵ для КМ со всеми тремя типами трансмиссии для каждого колеса; в табл. 5 – значения $СКЗ_{Hr}$ для левого и правого борта КМ со всеми тремя типами трансмиссии.

Таблица 4

Значения $СКЗ_s$ и ε для КМ со всеми тремя типами трансмиссии для каждого колеса

Номер колеса	Тип тягового привода		
	Механический	Блокированный	Электромеханический
	$СКЗ_{Si}$		
1	0,77	4,95	0,067
2	0,36	0,38	0,105
3	0,72	0,36	0,156
4	0,39	5,04	0,067
5	0,40	0,44	0,11
6	0,69	0,37	0,16
ε	0,56	1,93	0,056

Таблица 5

Значения $СКЗ_{Hr}$ для КМ со всеми тремя типами трансмиссии для каждого колеса

Тип тягового привода	$СКЗ_{Hr}$, м	
	левый борт	правый борт
Механический	0,28	0,27
Блокированный	0,45	0,46
Электромеханический	0,10	0,10

Анализ приведенных результатов моделирования прямолинейного движения трехосной КМ по неровному деформируемому основанию типа «сухой песок» показывает, что предложенный алгоритм управления индивидуальным тяговым электроприводом является эффективным с точки зрения как опорной проходимости машины, так и затрат мощности на преодоление одного и того же участка местности при прямолинейном движении. Средняя степень неравномерности буксования ведущих колес КМ с ИТЭП на 90 % меньше, чем у машины с дифференциальной трансмиссией, и на 97 % меньше, чем у КМ с блокированной трансмиссией. Среднеквадратическое значение глубины образуемой колеи у КМ с ИТЭП на 78,3 % меньше, чем у КМ с блокированным приводом, и на 64 % меньше, чем у КМ с механической трансмиссией типа МЗКТ-6001. Интегральная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению, соответственно меньше на 75,8 % и на 50 %.

Результаты моделирования движения трехосной колесной машины на подъем по деформированному грунту

Моделировалось движение трехосной КМ с тремя видами трансмиссии по ровному деформируемому опорному основанию на подъем 10° . Характеристики грунта приведены в табл. 1. Во время движения с помощью педали подачи топлива поддерживалась постоянная скорость движения 5 км/ч, для КМ с механической трансмиссией гидротрансформатор заблокирован, движение осуществлялось на первой передаче.

Моделирование движения КМ с механической трансмиссией МЗКТ-6001 (рис. 6) показало, что машина не смогла преодолеть такой участок местности. При въезде на подъем колеса передней оси начали пробуксовывать, в результате чего они погрузились в грунт, и КМ потеряла подвижность.

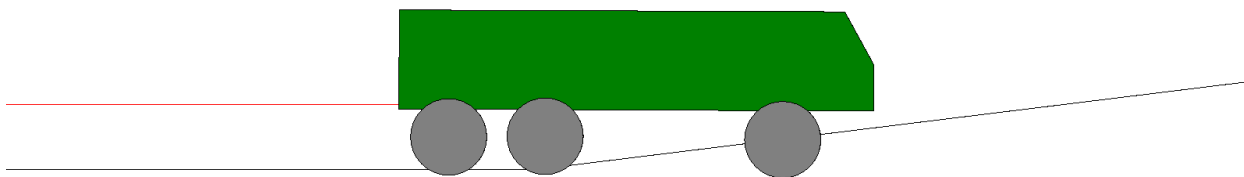


Рис. 6. Движение МАЗ 6001 на подъем

Для МАЗ 6001 на рис. 7 показана зависимость угловой скорости вращения колес от времени.

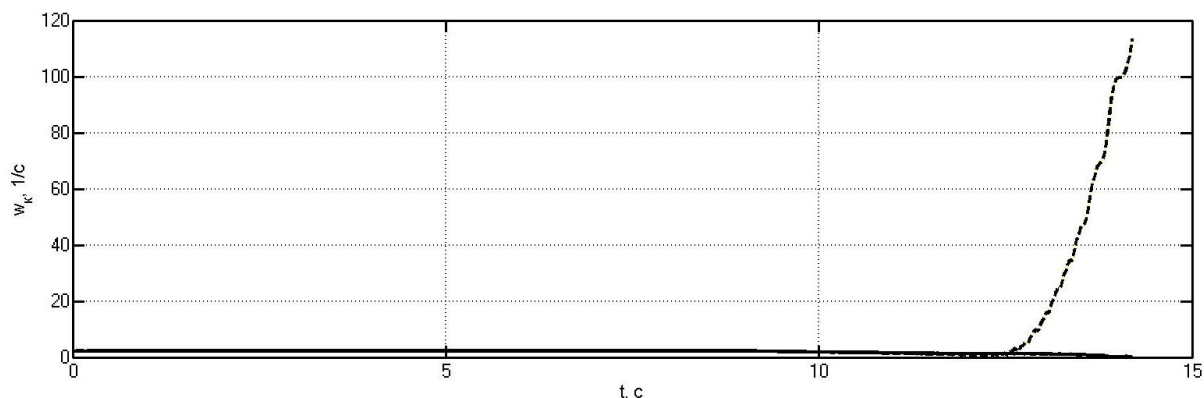


Рис. 7. Изменение угловой скорости вращения колес от времени для МЗКТ- 6001 при движении на подъем:

сплошная линия – для колес второй и третьей осей; пунктирная линия – для колес первой оси

На рис. 7 виден процесс развития буксования колес передней оси, обусловленный наличием несимметричного дифференциала между первой осью и задними осями.

Моделирование движения трехосной КМ с механической блокированной трансмиссией (рис. 8) показало, что машина не смогла преодолеть такой участок местности. В отличие от МЗКТ-6001, машина начала подъем, но завязла в песке. В результате мощности двигателя не хватило на преодоление сопротивления движению.

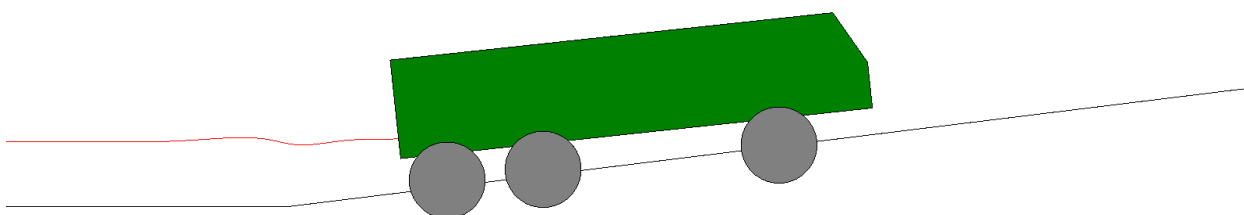


Рис. 8. Движение на подъем трехосной КМ с механической блокированной трансмиссией

Для трехосной КМ с механической блокированной трансмиссией на рис. 9 показано изменение угловой скорости вращения колес от времени.

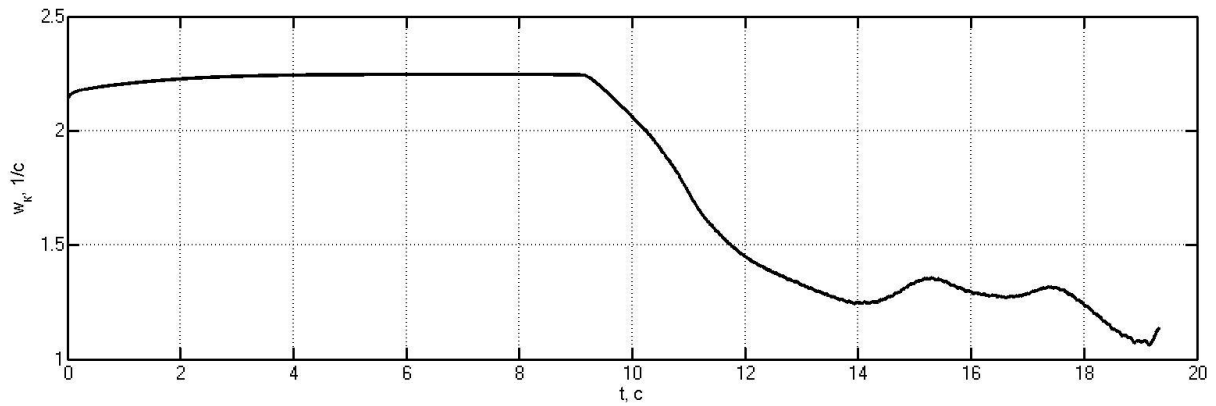


Рис. 9. Изменение угловой скорости вращения колес от времени для трехосной КМ с механической блокированной трансмиссией при движении на подъем

Моделирование движения трехосной КМ с ИТЭП (рис. 10) показало, что машина успешно преодолела подъем со скоростью около 4 км/ч.

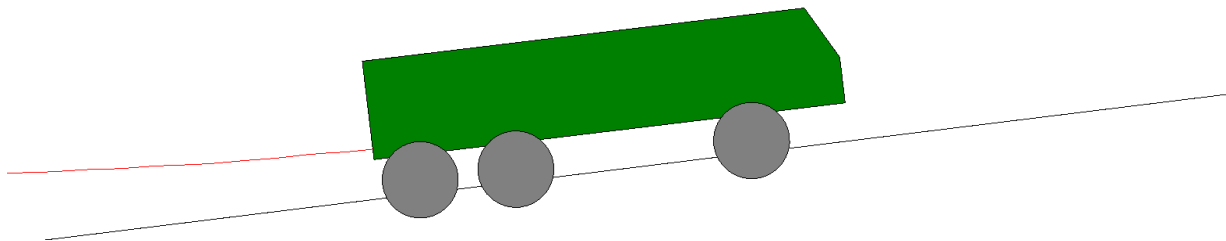


Рис. 10. Движение трехосной КМ с ИТЭП на подъем

Для трехосной КМ с ИТЭП на рис. 11 показана зависимость угловой скорости вращения колес от времени.

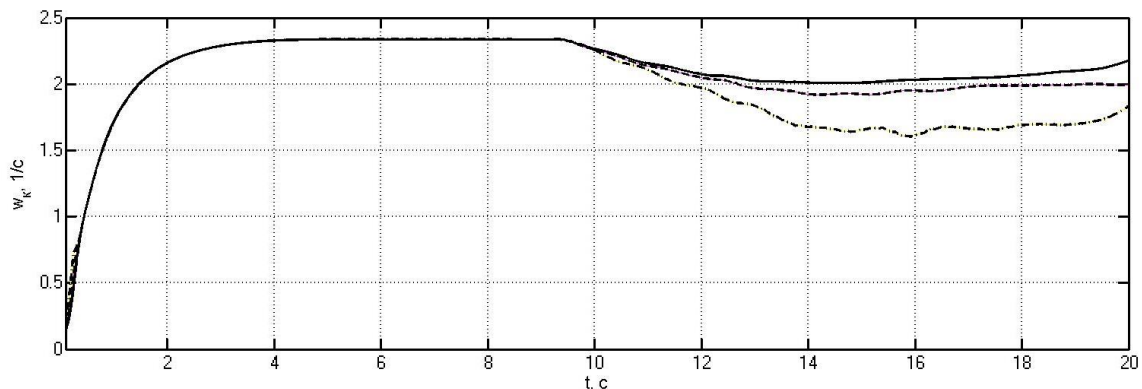


Рис. 11. Изменение угловой скорости вращения колес от времени для трехосной КМ с ИТЭП при движении на подъем:
сплошная линия – колеса первой оси; пунктирная линия – колеса второй оси;
штрих-пунктирная линия – колеса третьей оси

Степень неравномерности вращения ведущих колес КМ с ИТЭП (рис. 11) гораздо меньше, чем у КМ с механической дифференциальной трансмиссией МЗКТ-6001 (рис. 7).

Сравнивая результаты прохождения подъема трехосными колесными машинами с различными типами трансмиссий, можно констатировать, что при прочих равных условиях

только КМ с ИТЭП смогла успешно преодолеть рассматриваемый участок, что свидетельствует об эффективности предложенного алгоритма управления тяговыми электродвигателями.

Выводы

1. Предложены критерии эффективности работы тягового привода колесных машин при прохождении участка местности с неровным деформируемым опорным основанием, позволяющие проводить сравнительную оценку их опорной проходимости.
2. Методами имитационного моделирования движения многоосной колесной машины по деформируемому опорному основанию типа «сухой песок» установлено следующее.
 - 2.1 При прямолинейном движении среднеквадратическое значение глубины образуемой колеи у КМ с ИТЭП на 78,3 % меньше, чем у КМ с заблокированным приводом, и на 64 % меньше, чем у КМ с механической трансмиссией типа МЗКТ-6001. Интегральная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению, соответственно меньше на 75,8 % и на 50 %. Средняя степень неравномерности буксования ведущих колес КМ с ИТЭП на 90 % меньше, чем у машины с дифференциальной трансмиссией и на 97 % меньше, чем у КМ с заблокированной трансмиссией.
 - 2.2 При движении на подъем 10° колесная машина с индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес успешно преодолела участок в отличие от машин с механической трансмиссией типа МЗКТ-6001 и с заблокированной трансмиссией, которые завязли в песке.

Библиографический список

1. **Горелов, В.А.** Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля / В.А. Горелов, Г.О. Котиев, А.В. Мирошниченко // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2011. – В. 12, – №77–30569/282533.
2. Патент 2 426 660 RU МПК В 60 L 15/20, Н 02 Р 5/46 «Способ управления многоприводной электрической трансмиссией многоосной колесной машины» / С.А. Шеломков, А.А. Купрянов // Опубликовано 20.08.2011, бюл. №23.
3. **Горелов, В.А.** Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины / В.А. Горелов, Г.О. Котиев, А.В. Мирошниченко // Известия вузов. Машиностроение. – 2012. – №1. – С. 49-59.
4. **Плиев, И.А.** Алгоритмы управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей / И.А. Плиев, А.М. Сайкин, Г.В. Коршунов, А.В. Архипов // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – №3(74). – С. 16-18.
5. **Маляревич, В.Э.** Повышение эксплуатационных свойств полноприводных автомобилей за счет индивидуального силового привода колес / В.Э. Маляревич, А.А. Эйдман, В.И. Прочко // Журнал автомобильных инженеров. – 2005. – №5(34). – С. 30-33.
6. **Jackson, A.** Improving Performance of a 6×6 Off-Road Vehicle Through Individual Wheel Control / A. Jackson, D. Crolla, A. Woodhouse, M. Parsons // SAE Technical Paper 2002-01-0968, 2002.
7. **Bauer, M.** Fuzzy logic traction controllers and their effect on longitudinal vehicle platoon systems / M. Bauer, M. Tomizuka // Vehicle system dynamics, Vol. 25, 1996. – P. 277-303.
8. **Жилейкин, М.М.** Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики / М.М. Жилейкин. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 238 с.
9. **Жилейкин, М.М.** Разработка закона распределения моментов по колесам многоосной колесной машины с электромеханической трансмиссией, выполненной по схеме «мотор-ось» / М.М. Жилейкин, В.А. Середюк // Наука и образование. – 2014. – №5.

10. **Горелов, В.В.** Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колесных машин / В.В. Горелов, М.М. Жилейкин, А.Н. Ловцов, В.А. Шинкаренко // Известия вузов. Машиностроение. – 2013. – №9. – С. 56-66.
11. **Esmailzadeh, E.** Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling / E. Esmailzadeh, A. Goodarzi, G.R. Vossoughi // Mechatronics. – 2003. – №13, – P. 659-675.
12. **Abe, M.** Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment / M. Abe, Y. Kano, K. Suzuki, Y. Shibahata, Y. Furukawa // JSAE Review 22. – 2001. – P. 413-419.
13. **Вольская, Н.С.** Алгоритм работы системы управления тяговыми электродвигателями при криволинейном движении многоосных колесных машин по неровностям деформируемого опорного основания / Н.С. Вольская, М.М. Жилейкин, А.Ю. Захаров // Известия вузов. Машиностроение. – 2018. – №3. – С. 33-40.
14. **Жилейкин, М.М.** Алгоритм работы системы управления индивидуальным тяговым электроприводом автопоезда с активным полуприцепом при криволинейном движении по неровностям деформируемого опорного основания / М.М. Жилейкин, А.Ю. Захаров // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2018. – №2 (109). – С. 16-20.
15. **Вольская, Н.С.** Математическая модель прямолинейного качения эластичного колеса по неровному деформируемому опорному основанию / Н.С. Вольская, М.М. Жилейкин, А.Ю. Захаров // Известия вузов. Машиностроение. – 2017. – №10. – С. 25-33.
16. **Вольская, Н.С.** Оценка проходимости колесных машин при движении по неровной грунтовой поверхности: монография / Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2007. – 215 с.

*Дата поступления
в редакцию: 10.10.2019*

N.S. Volskaja, M.M. Zhileykin, A.J. Zakharov

COMPARATIVE PERFORMANCE OF MECHANICAL AND ELECTROMECHANICAL TRANSMISSIONS OF MULTI-WHEELED VEHICLES WHEN DRIVING ON UNEVEN DEFORMABLE SUPPORT BASE

Bauman Moscow State Technical University

Purpose: multi-wheeled vehicles (MWV) are currently used in transmission of different types (mechanical, hydraulic and Electromechanical, hydrostatic, combined). Despite the fact that the problem of effective distribution of moments wheels dedicated many works both domestic and foreign researchers, the analysis of theoretical and practical developments have shown that currently no uniform criteria for evaluating the performance of different schemes of transmission and distribution of power at the wheels.

Design/methodology/approach: the study effectiveness mechanical and Electromechanical transmissions of MWV when driving on uneven deformable support base.

Findings: a comparative analysis of the effectiveness of mechanical and Electromechanical transmissions of MWV when driving on uneven deformable support base on the basis of efficiency criteria.

Research limitations/implications: the carried out researches allow to apply the developed methods of research for forecasting of possibility of wheel cars on the deformable basis.

Originality/value: a comparative analysis of the effectiveness of mechanical and Electromechanical transmissions of multi-wheeled vehicles when driving on uneven deformable support base.

Key words: multi-wheeled machine, traction drive, the criteria for evaluating the effectiveness of a deformable support base, mechanical and electromechanical transmission.

УДК 629.365

В.А. Горелов, Д.А. Дубин, А.И. Комиссаров, А.Г. Иванов

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА ТОРСИОННЫХ ВАЛОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Представлена методика оценки ресурса торсионных валов индивидуальных систем подрессоривания транспортных машин, основанная на современных положениях теории движения наземных транспортных систем и механики разрушения материалов. Методика базируется на разработанной математической модели распространения наклоненной относительно продольной оси вала краевой трещины, расположенной на цилиндрической части торсионного вала в условиях упрощенного плоского напряженного состояния. Отличительной особенностью модели является использование оригинальных зависимостей для определения значений функции «К-тарировки» при определении коэффициентов интенсивности напряжений, а также учет влияния силовых и кинематических факторов, определяемых несоосностью, развалом опор торсионных валов и деформацией больших осей балансиров, на напряженное состояние в окрестности фронта усталостной трещины.

Ключевые слова: транспортная машина, ресурс, механика разрушения, коэффициент интенсивности напряжений, торсионный вал, система подрессоривания.

Введение

Торсионные системы подрессоривания широко применяются в конструкциях современных гусеничных и колесных транспортных машин. Надежность функционирования узлов и механизмов подвесок напрямую влияет на показатели эффективности транспортной техники. Разрушения упругих элементов подвесок существенно ухудшают плавность хода, снижают быстроходность и проходимость машины. Отказы подвесок являются внезапными и, как правило, носят усталостный характер. Весомым фактором, способствующим возникновению отказов при наработке ниже гарантированных значений, является высокая нагруженность торсионных валов, а также наличие технологических и монтажных дефектов, обусловленных технологическим процессом изготовления и сборки. Возникающие в процессе механической обработки мелкие поверхностные трещины, размеры которых могут быть ниже предела чувствительности используемых методов неразрушающего контроля, являются источником высокой концентрации напряжений. Микротрещины способствуют ускоренной инициации усталостных повреждений и, как следствие, разрушению при наработке ниже гарантированных значений. В настоящее время оценка ресурсной прочности торсионных валов на этапе проектирования проводится в качестве поверочного расчета в рамках классического подхода, основанного на теории сопротивления усталости металлов и сплавов. На сегодняшний день нет сформулированной методики по прогнозированию ресурса торсионных валов транспортных машин, в которой учитывались бы характер эксплуатационного нагружения подвесок, а также влияние возможных технологических и монтажных дефектов на процесс трещинообразования.

Описание методики

Разработанная методика предназначена для оценки ресурса торсионных валов индивидуальных систем подрессоривания транспортных машин с учетом технологических и монтажных дефектов, которые являются основной причиной преждевременного разрушения упругих элементов подвесок. Методика базируется на современных положениях теории движения

транспортных машин и теории механики разрушения материалов; она может быть использована на этапе проектирования в качестве поверочного расчета с целью анализа распределения ресурсных отказов по системе поддрессоривания, а также на этапе эксплуатации для определения остаточного ресурса торсионных валов. Разработанная методика состоит из трех основных этапов.

1. *Анализ нагруженности системы поддрессоривания.* Этап заключается в определении кинематических и силовых параметров нагружения упругих элементов каждой подвески в виде эксплуатационного спектра нагружения в функции времени на один км пути. Исследование нагруженности системы поддрессоривания базируется на использовании имитационной модели прямолинейного движения машины и должно включать в себя синтезирование дорожных условий, расчет режимов движения и, в конечном итоге, моделирование рабочих процессов машины, движущейся по трассе.
2. *Задание тарировочных функций.* Рост усталостной трещины приводит к изменению полей напряжений у ее вершины. При определении количества циклов до разрушения торсионного вала необходимо пересчитывать коэффициент интенсивности напряжений (КИН) на каждом шаге интегрирования эксплуатационного спектра нагружения, полученного на первом этапе данной методики. Второй этап заключается в определении функции «К-тарировки» и получении аппроксимирующих зависимостей для различных соотношений размеров трещины к геометрии торсионного вала заданного диаметра, а также ее углового положения относительно продольной оси торсиона.
3. *Анализ скорости распространения усталостных трещин в торсионных валах.* Данный этап заключается в определении периода эксплуатации торсионного вала с трещиной, начальные размеры которой соответствуют пределу чувствительности используемого на предприятии метода неразрушающего контроля или исходя из размеров микродефектов, характерных для используемых методов механической обработки. Анализ основан на разработанной математической модели распространения начальных технологических дефектов (поверхностных трещин) в торсионных валах индивидуальных систем поддрессоривания транспортных машин под действием циклического нагружения.

Анализ нагруженности систем поддрессоривания транспортных машин

Нагруженность систем поддрессоривания как состояние, обусловленное внешними воздействиями и условиями функционирования, для транспортных машин определяется характеристиками профиля пути и режимами движения. В настоящее время проведенные исследования в области теории движения в совокупности с применением современных средств компьютерного моделирования позволяют с высокой степенью точности оценивать эксплуатационные характеристики гусеничных и колесных машин путем проведения виртуальных экспериментов.

На практике реализуются два основных подхода к созданию компьютерных моделей транспортных средств. Первый подход основывается на использовании нелинейных математических моделей движения гусеничной или колесной машины по трассам со случайным профилем [1,2]. Модель должна отражать совместную динамику корпуса, силовой установки и ходовой части (рис. 1), а также учитывать неударивающий характер связей между опорными катками и дорожным профилем.

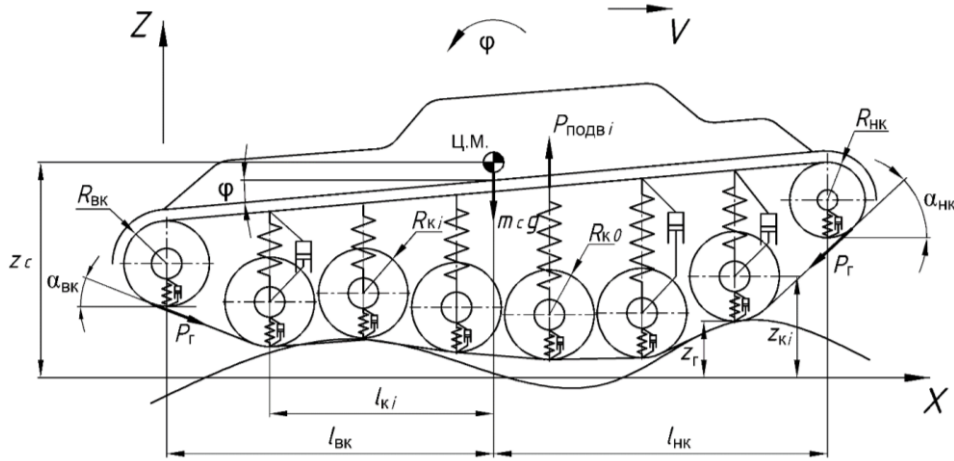


Рис. 1. Расчетная схема ГМ

Согласно расчетной схеме (рис.1), уравнения динамики исследуемой колебательной системы могут быть записаны в следующем виде (1-2):

$$m_c \ddot{z}_c = 2 \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} + P_{\text{шВК}} + P_{\text{шНК}} - P_{\text{Г}} (\sin \alpha_{\text{ВК}} + \sin \alpha_{\text{НК}}) \right) - m_c g, \quad (1)$$

$$\ddot{\varphi} I_{m_c} = 2 \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} l_{ki} + (P_{\text{шВК}} - P_{\text{Г}} \sin(\alpha_{\text{ВК}} - \varphi)) l_{\text{ВК}} + (P_{\text{шНК}} - P_{\text{Г}} \sin(\alpha_{\text{НК}} - \varphi)) l_{\text{НК}} \right) \quad (2)$$

где m_c – масса корпуса гусеничной машины; \ddot{z}_c – вертикальные ускорения центра масс корпуса; $P_{\text{подв}i}$ – усилие в подвеске i -го катка; n – число катков по борту; $P_{\text{шВК}}$, $P_{\text{шНК}}$ – реакции в шинах ведущего и направляющего колес, соответственно; $P_{\text{Г}}$ – сила натяжения гусеницы; $\alpha_{\text{ВК}}$, $\alpha_{\text{НК}}$ – углы наклона задней и передней ветвей гусеницы соответственно; l_{ki} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси i -го опорного катка; $l_{\text{ВК}}$, $l_{\text{НК}}$ – расстояние по горизонтали от центра масс до оси ведущего и направляющего колес соответственно; φ , $\dot{\varphi}$ – угол поворота корпуса относительно оси, проходящей через центр масс, и его вторая производная (угловое ускорение) соответственно; $\ddot{\varphi}$ – угловое ускорение корпуса ГМ; I_{m_c} – момент инерции корпуса относительно поперечной оси проходящей через центр масс корпуса, g – ускорение свободного падения.

Второй подход основывается на использовании имитационных моделей, реализованных в программных комплексах автоматизированного анализа динамики систем тел. Объектами моделирования таких комплексов являются системы абсолютно твердых тел, связанных посредством шарниров и силовых элементов (рис. 2). После формирования геометрических тел, шарниров и активных сил программный комплекс автоматически синтезирует дифференциально-алгебраические уравнения с использованием формализма Ньютона-Эйлера. Анализ уравнений движения производится путем численного решения методом Парка с автоматическим контролем точности. Уравнения движения систем тел в общем случае можно представить в следующем виде [3] (3):

$$\begin{aligned} M(q, t) \ddot{q} + k(q, \dot{q}, t) &= Q(q, \dot{q}, t) + G^T(q) \lambda; \\ h(q, p) &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где q – обобщенные координаты объекта; p – вспомогательные координаты; M – матрица масс; G матрица коэффициентов уравнений связей; k, Q – вектор – столбцы сил инерции и обобщенных сил; λ – множители Лагранжа, соответствующие силам реакций в разрезанных шарнирах; $h(q, p)$ – алгебраические уравнения связей.

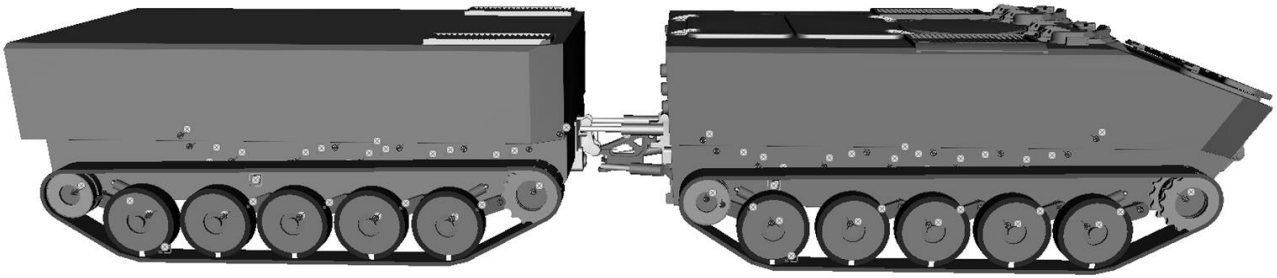


Рис. 2. Визуализация динамических моделей гусеничных машин в программном комплексе «Универсальный механизм»

Динамическая модель транспортного средства, предназначенная для анализа нагруженности системы поддрессоривания, должна включать в себя следующие отдельные подсистемы:

- модель поддрессоренной части, включающая в себя корпус с узлами и агрегатами;
- модель ходовой части, включающей траки гусеницы, ведущее колесо, индивидуальные торсионные подвески, поддерживающие катки и направляющее колесо (рис. 3);
- модель трансмиссии и силовой установки для реализации тяговых усилий на ведущих колесах.

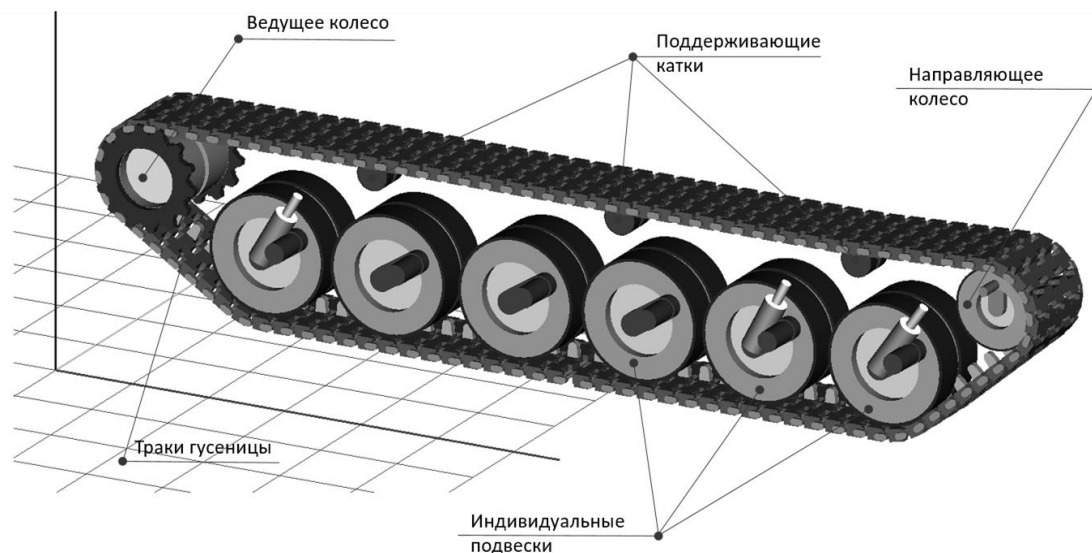


Рис. 3. Визуализация элементов ходовой части динамической модели гусеничной машины в программном комплексе «Универсальный механизм»

Основным внешним фактором, который определяет внешнее воздействие на систему поддрессоривания колесных и гусеничных машин, является профиль трассы в вертикальной плоскости. Для описания профиля дороги, одинакового под движителем левого и правого борта машины, достаточно знать корреляционную функцию высот неровностей. Наиболее распространенный тип аппроксимации корреляционных функций профиля дорожной поверхности $R(l)$ приведен в [2] и имеет следующий вид (4):

$$R(l) = D_q e^{-\alpha_T |l|} \cos(\beta_T l), \quad (4)$$

где D_q – дисперсия неровностей дорожной поверхности; l – длина пути; α_T , β_T – коэффициенты, характеризующие степень нерегулярности профиля.

Значения D_q , α_T , β_T для разных типов дорог приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов аппроксимации корреляционной функции микропрофиля поверхности дорог

Категория дороги	Тип дорожной поверхности	$D_q, \text{см}^2$	$\alpha_T, \text{м}^{-1}$	$\beta_T, \text{м}^{-1}$
1	Грунтовая дорога хорошего качества	47,6	0,38	0,47
2	Разбитая грунтовая дорога	134,6	0,45	0,414
3	Бездорожье	262,4	0,15	0,57

Формирование скоростного режима движения исследуемой транспортной машины по виртуальной трассе необходимо осуществлять, исходя из максимальной скорости движения, реализуемой по плавности хода и загрузке двигателя. В результате математического моделирования рабочих процессов машины, движущейся по трассе, должны быть получены кинематические и силовые параметры нагружения элементов системы поддрессоривания в функции времени (рис. 4).

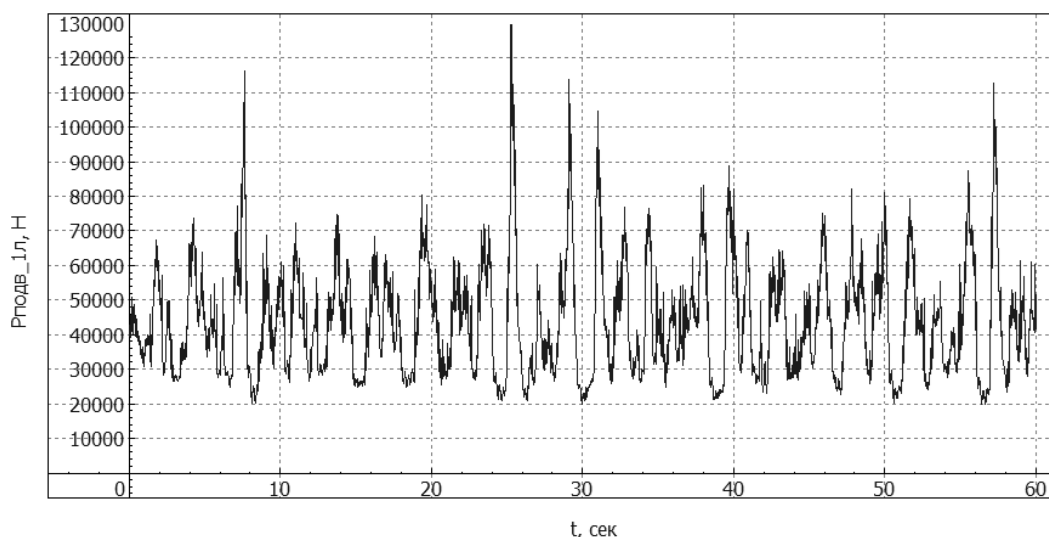


Рис. 4. Реализация силы, действующей на первую левую подвеску

Задание тарировочных функций

Существуют различные зависимости для оценки скорости роста усталостных трещин [4], и все они являются следствием формулы Пэриса (5):

$$\frac{dl}{dN} = C \Delta K^n, \tag{5}$$

где l – полудлина трещины, N – количество циклов нагружения, K – коэффициент интенсивности напряжений (КИН), C, n – эмпирические коэффициенты.

Зависимость оперирует коэффициентом интенсивности напряжений, который является мерой сингулярности напряжений в окрестности фронта трещины и в общем виде определяется следующей зависимостью (6):

$$K = \sigma \sqrt{\pi l} Y, \tag{6}$$

где σ – номинальные напряжения в области трещины; l – полудлина трещины; Y (К – тарировка) – безразмерный множитель зависящий от типа трещины, геометрических параметров и условий нагружения.

Поскольку рост трещины приводит к изменению полей напряжений у ее вершины, то при определении количества циклов до разрушения торсиона, необходимо пересчитывать КИН на каждом шаге интегрирования. При этом основной и наиболее трудоемкой задачей яв-

ляется определение безразмерного множителя Y для различных соотношений размеров трещины к геометрии вала. На практике для реализации уравнения Пэриса численными методами функция Y выражается приближенной формулой или чаще многочленами следующего вида (7):

$$Y(\lambda) = c_0 + c_1\lambda + c_2\lambda^2 + c_3\lambda^3 + \dots + c_n\lambda^n, \quad (7)$$

где $c_1 \dots c_n$ – безразмерные коэффициенты, λ – параметр выражающий зависимость размеров трещины к размерам детали.

В существующих исследованиях уделено большое внимание задачам о трещине в сплошном цилиндре, нагруженном изгибающим и крутящим моментами [5, 6]. Однако все они решались для трещин, расположенных в поперечном сечении стержней, что нехарактерно для торсионных валов, где преобладающим напряженным состоянием является чистый сдвиг и рост усталостных трещин наблюдается под углом к оси торсионного вала в направлении перпендикулярном действию главных растягивающих напряжений. Использование существующих зависимостей при оценке скорости распространения усталостных трещин в торсионных валах может привести к некорректным результатам.

Для адекватного описания напряженного состояния необходимо решить задачу о наклоненной относительно продольной оси трещине в сплошном цилиндре с использованием метода конечных элементов. Расчетная схема может соответствовать консольно-закрепленному цилиндрическому образцу заданного диаметра (рис. 5), нагруженному крутящим моментом (чистый сдвиг) или под действием крутящего и изгибающего моментов (плоское напряженное состояние).

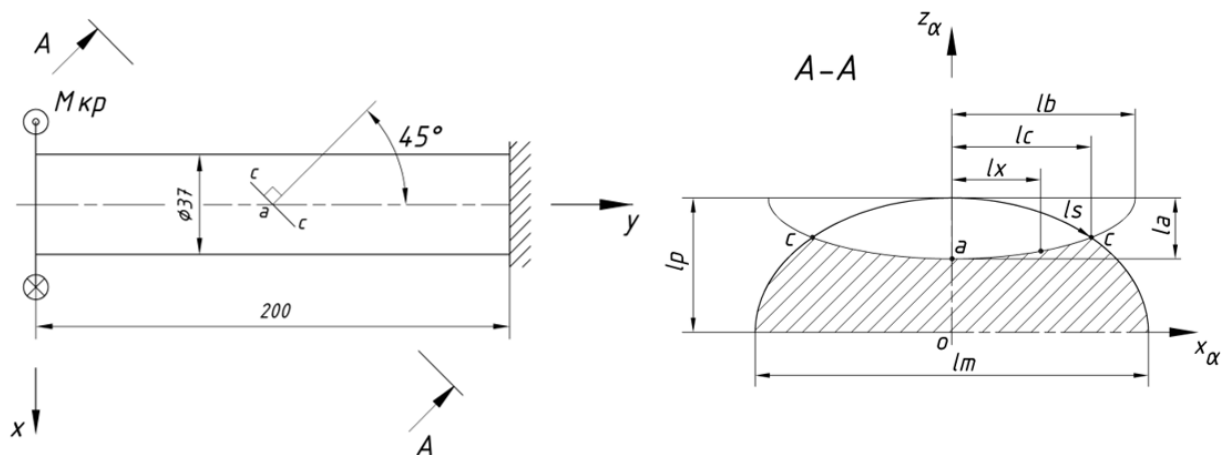


Рис. 5. Схема нагружения сплошного цилиндра с расположенной под углом к оси трещиной

Модель дефекта, в зависимости от соотношения $l_a/l_b = 0,2 \dots 1,0$, должна соответствовать полуэллиптической или краевой полукруговой трещине, расположенной в плоскости нормаль к которой образует угол γ с осью цилиндра. Анализ КИН осуществляется при последовательном перестроении сетки конечных элементов, образующих края трещины. Для создания конечно-элементной модели образца с трещиной можно использовать 10-узловые тетраэдрические конечные элементы, а для описания особенности вдоль фронта трещины необходимо использовать специальные сингулярные 15-узловые призматические конечные элементы (рис. 6).

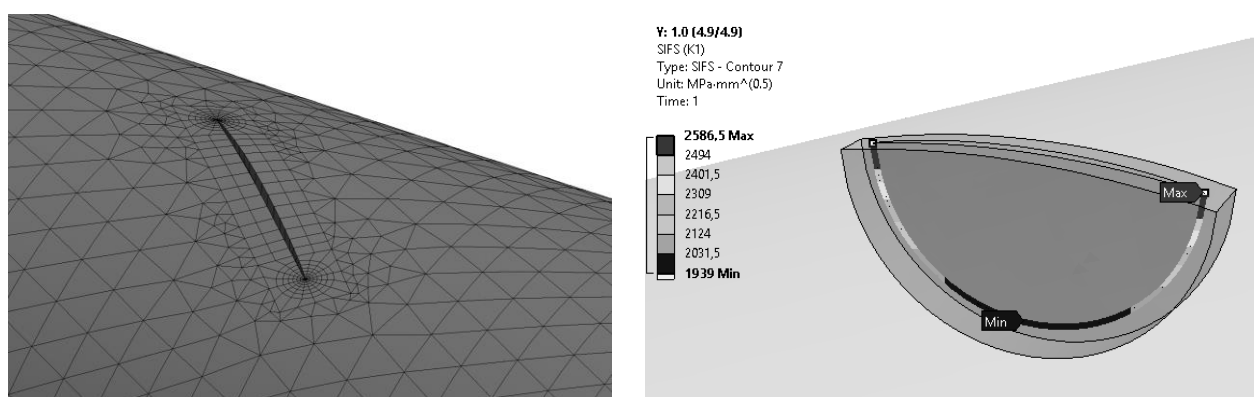


Рис. 6. Конечно-элементная модель трещины в сплошном цилиндре и распределение КИН по фронту трещины

В работе [7] авторами установлено, что усталостные трещины, расположенные на цилиндрической части торсионного вала, являются трещинами нормального отрыва. При совпадении плоскости краевой полукруговой или полуэллиптической трещин с плоскостью действия первого главного напряжения происходит растрескивание по типу I. Коэффициенты интенсивности напряжений второго типа K_{II} и третьего типа K_{III} по фронту трещины незначительны по сравнению с K_I и в расчете могут не учитываться. Значения тарировочных функций Y (табл. 2) для двух наиболее критичных точек фронта трещины, расположенной под углом $\gamma = 45$ градусов, могут быть выражены через K_I следующим образом (8):

$$Y_a = \frac{K_I}{\sigma_1 \sqrt{\pi l_a}}; \tag{8}$$

$$Y_c = \frac{K_I}{\sigma_1 \sqrt{\pi l_c}}$$

где σ_1 – первое главное напряжение, l_a – глубина трещины, l_c – длина трещины.

Таблица 2

Значения безразмерной функции Y для точек «с» и «а» фронта трещины

lc/R_T	la/lc				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Y_c					
0,1	0,178	0,431	0,553	0,651	0,728
0,3	0,089	0,417	0,548	0,667	0,756
0,5	0,097	0,346	0,558	0,696	0,810
0,8	0,032	0,354	0,570	0,752	0,887
1,0	0,143	0,325	0,491	0,715	0,929
Y_a					
0,1	1,033	0,917	0,810	0,709	0,624
0,3	1,019	0,895	0,783	0,672	0,573
0,5	1,007	0,885	0,766	0,646	0,536
0,8	0,981	0,883	0,771	0,651	0,525
1,0	0,980	0,888	0,797	0,688	0,556

Получение полиномиальных выражений, описывающих распределение значений «К – тарировки» в зависимости от геометрических параметров трещины и размеров торсионного вала, осуществляется последующей аппроксимацией табличных данных по методу наименьших квадратов. Для трещины, расположенной под углом 45 градусов к оси торсионного вала, функции «К – тарировки» имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 Y_c &= -0,181 + 2,429\lambda - 0,577\gamma - 2,313\lambda^2 + 0,006\lambda\gamma + 0,771\gamma^2 + 0,739\lambda^3 + \\
 &+ 0,828\lambda^2\gamma - 0,546\lambda\gamma^2 - 0,238\gamma^3, \\
 Y_a &= 1,172 - 0,697\lambda - 0,033\gamma + 0,19\lambda^2 + 0,019\lambda\gamma - 0,172\gamma^2 - 0,004\lambda^3 - 0,350\lambda^2\gamma + \\
 &+ 0,350\lambda\gamma^2 + 0,083\gamma^3,
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

где $\lambda = la/lc$ ($0,2 \leq \lambda \leq 1,0$), $\gamma = lc/R$ ($0,1 \leq \gamma \leq 1,0$).

Анализ скорости распространения усталостных трещин в торсионных валах

Определение скорости роста трещины основывается на разработанной математической модели распространения наклоненной относительно продольной оси вала краевой трещины, расположенной на цилиндрической части торсионного вала в условиях упрощенного плоского напряженного состояния [8]. Разработанная математическая модель справедлива в рамках следующих основных допущений:

- начальная трещина моделируется как поверхностный полукруговой или полуэллиптический разрез нулевой толщины, расположенный на цилиндрической части торсионного вала под углом α к его продольной оси (рис. 7);

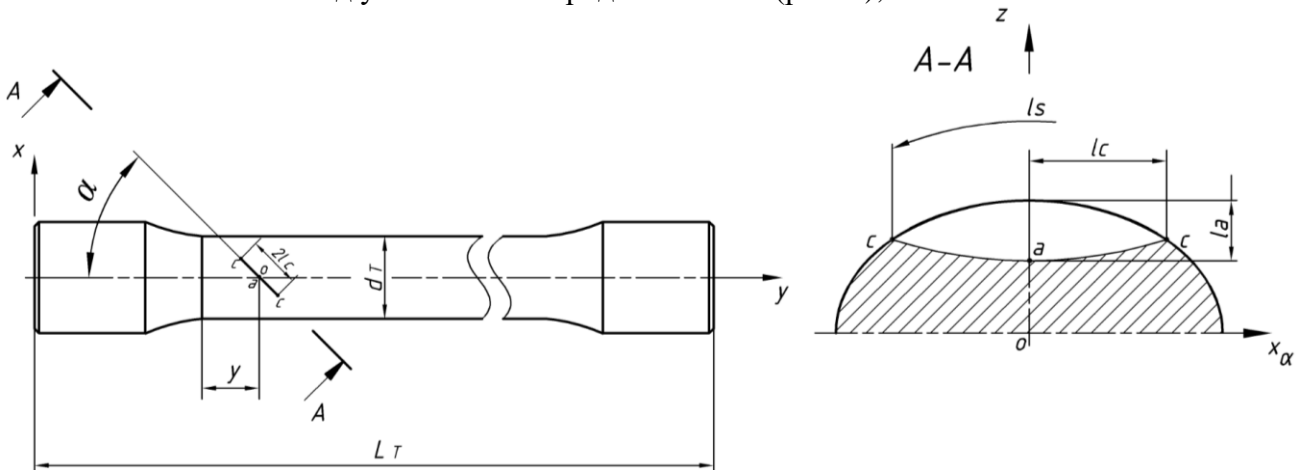


Рис. 7. Схема расположения трещины в торсионном вале

- для рассматриваемого случая квазихрупкого разрушения пластическая область при вершине трещины мала. Применима линейная механика разрушения – механическая ситуация в окрестности фронта трещины описывается коэффициентом интенсивности напряжений, который зависит от геометрических параметров вала, ориентации и размеров трещины;
- трещина располагается в плоскости действия первых главных напряжений. Коэффициенты интенсивности напряжений второго K_{II} и третьего K_{III} типов по фронту трещины равны нулю;
- при совместном нагружении торсионного вала кручением и изгибом его поверхностные слои испытывают упрощенное плоское напряженное состояние (рис. 8).

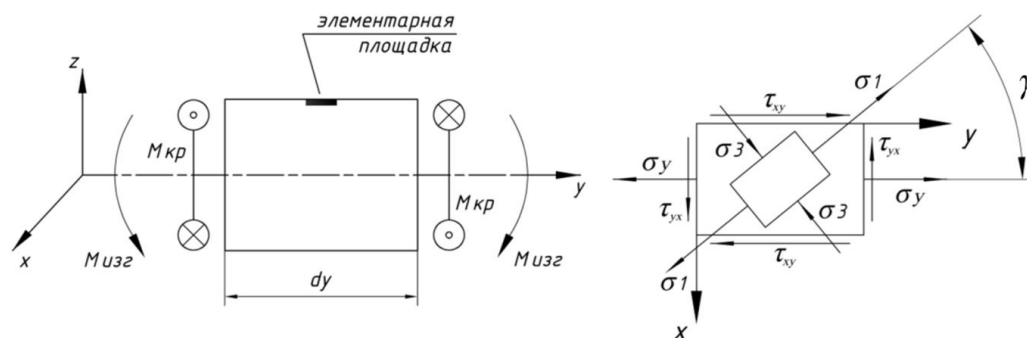


Рис. 8. Напряженное состояние поверхностных слоев торсионного вала

- максимальное первое главное напряжение в торсионном вале будет определяться по следующей зависимости (10):

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left(\sigma_y + \sqrt{\sigma_y^2 + 4\tau_{xy}^2} \right), \quad (10)$$

где $\sigma_y = M_{изг}/W_x$, $\tau_{xy} = M_{кр}/W_p$ – максимальные нормальное и касательное напряжения в плоскости поперечного сечения вала; W_x , W_p – осевой и полярный моменты сопротивления, соответственно;

- уровень остаточных напряжений от технологической операции заневоливания определяется из условия, что характер поведения материала за пределом текучести соответствует идеально упруго-пластическому материалу;
- корпус машины принимается абсолютно жестким. Изгиб валов определяется величиной несущности δ , угла развала кронштейнов χ , а также деформацией больших осей балансиров (рис. 9).

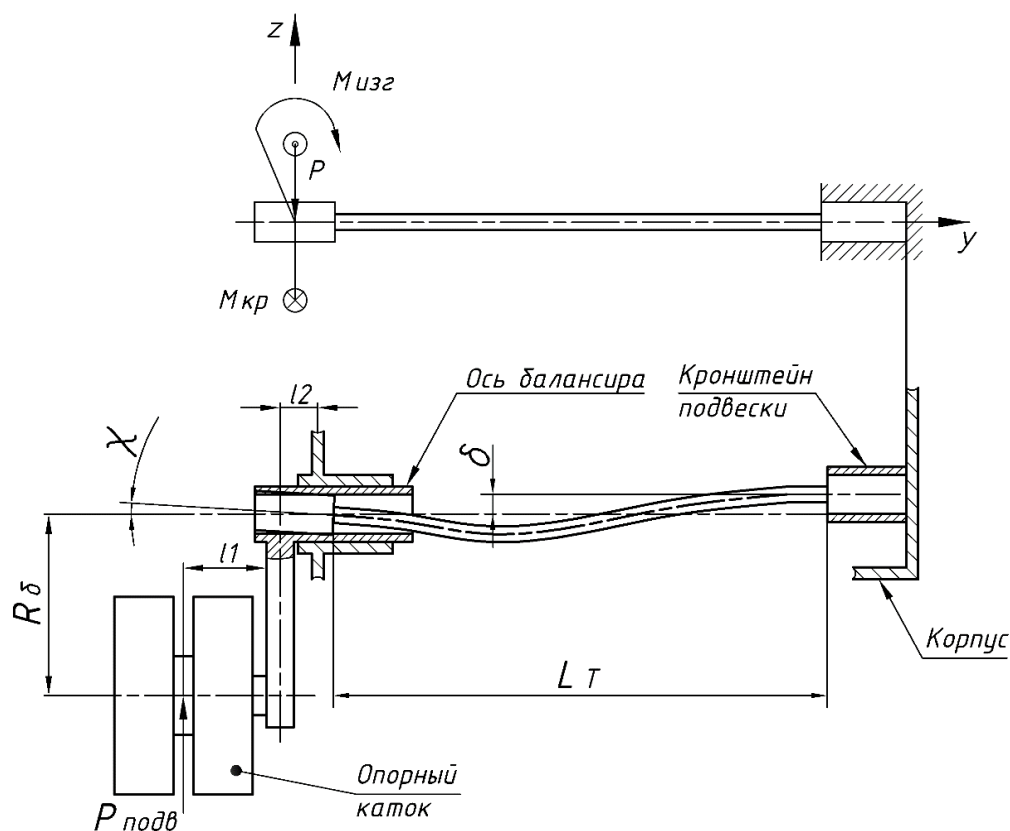


Рис. 9. Расчетная схема торсионного вала индивидуальной подвески

Уравнения скорости роста трещины, описывающие полную кинетическую диаграмму усталостного разрушения для рассматриваемой модели трещины, имеет следующий вид (11):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dl_c}{dN} &= \frac{C(\Delta K_I^c)^n \left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_I^c}\right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c}\right)}, \\ \frac{dl_a}{dN} &= \frac{C(\Delta K_I^a)^n \left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_I^a}\right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c}\right)}, \end{aligned} \right. \quad (11)$$

где N – число циклов усталостного нагружения; l_c , l_a – длина и глубина трещины ΔK_I^c , ΔK_I^a – величина амплитуды коэффициента интенсивности напряжений (КИН) в точках c и a фронта трещины; ΔK_{th} – пороговое значение амплитуды КИН; K_c – вязкость разрушения; K_{max} – максимальный КИН в цикле; C , n , p – эмпирические коэффициенты.

Значения коэффициентов интенсивности напряжений в выходящей на поверхность точке c и наиболее заглубленной точке a фронта трещины определяются по следующим зависимостям (12):

$$\left\{ \begin{aligned} K_I^a &= \sigma_1 \sqrt{\pi l_a} Y_a; \\ K_I^c &= \sigma_1 \sqrt{\pi l_c} Y_c, \end{aligned} \right. \quad (12)$$

где σ_1 – первое главное напряжение в окрестности фронта трещины, $Y_{a(c)}$ – безразмерные тарировочные функции, зависящие от типа трещины, геометрических параметров и условий нагружения.

Номинальное напряженное состояние в области рассматриваемого дефекта образуется от действия крутящего момента, как преобладающего силового фактора, и изгибающих моментов, возникающих от несоосности δ и угла развала кронштейнов χ , а так же деформации больших осей балансиров при движении машины или вследствие остаточной деформации при пробое подвески. Главные растягивающие напряжения с учетом действующих сил и моментов в торсионном вале i -ой подвески можно вычислить по следующей зависимости (13):

$$\sigma_{1-i} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{(M_{изг_i} - P_i y) z_i}{I_{T,x}} \right) + \sqrt{\left(\frac{(M_{изг_i} - P_i y) z_i}{I_{T,x}} \right)^2 + 4 \left(\frac{M_{кр-i} R}{I_p} - \tau_{ост} \right)^2} \right), \quad (13)$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент от несоосности и угла развала кронштейнов, $M_{кр}$ – крутящий момент от перемещения опорного катка по радиусу балансира, P – поперечная сила; $I_{T,x}$, I_p – осевой и полярный моменты инерции торсиона; $\tau_{ост}$ – уровень остаточных напряжений от операции заневоливания; z – положение центра трещины относительно нейтральной оси торсионного вала; y – продольная координата расположения центра трещины на цилиндрической части вала; R – радиус торсионного вала.

На основании принципа суперпозиции суммарный изгибающий момент и поперечная нагрузка от несоосности опор δ , угла развала и деформации кронштейнов подвесок χ в выражении (5) определяется следующим образом (14):

$$\left\{ \begin{aligned} M_{изг-i} &= M_{\delta o, \delta i} + M_{\chi-i}^p + M_{\chi-i}^d, \\ P_i &= P_{\delta o, \delta i} + P_{\chi-i}^p + P_{\chi-i}^d, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

где $M_{\delta o, \delta i}$, $M_{\chi-i}^p$, $M_{\chi-i}^d$, $P_{\delta o, \delta i}$, $P_{\chi-i}^p$, $P_{\chi-i}^d$ – реактивные изгибающие моменты и силы, действующие на головку торсионного вала от несоосности, развала кронштейнов подвески и деформации оси балансира.

Для определения изгибающего момента от несоосности δ рассматривается расчетная схема торсионного вала в виде балки с одним заземленным концом (ось балансира) и неповорачивающейся опорой, имеющей одну вертикальную степень свободы (кронштейн подвески). Решение указанной, дважды статически неопределимой задачи, приводит к следующим выражениям для определения изгибающего момента (15):

$$M_{\delta o_{\delta i}} = \frac{6E_T I_{T_x} \delta_i}{L_T^2}, \tag{15}$$

где E_T – модуль Юнга; L_T – длина торсионного вала; δ – несоосность кронштейнов подвески.

Изгибающий момент от угла развала кронштейнов χ_i^p и деформации оси балансира χ_i^d определялся аналогично, только рассматривалась балка, заземленная с одной стороны и закрепленная в шарнире с другой. Изгибающий момент, обеспечивающий угол поворота в шарнире χ_i^p , является величиной постоянной и определяется следующим образом (16):

$$M_{\chi_i^p}^p = \frac{4E_T I_{T_x} \chi_i^p}{L_T}. \tag{16}$$

Изгибающий момент от деформации оси балансира зависит от силы, действующей на подвеску, и определяется по следующей формуле (17):

$$M_{\chi_i^d}^d = \frac{2P_{\text{подв}_i}(l_2^2 + 2l_1 l_2)E_T I_{T_x}}{E_{\delta o} I_{\delta o_x} L_T}; \tag{17}$$

где $P_{\text{подв}}$ – сила, действующая на подвеску, $E_{\delta o}$, $I_{\delta o_x}$ – модуль Юнга и осевой момент инерции оси балансира; l_1 – плечо силы на оси опорного катка, l_2 – расстояние от торца головки торсионного вала до подшипникового узла в корпусе машины.

Крутящий момент, являющийся основным силовым фактором, действующим на торсионный вал, можно определить по формуле (18):

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{подв}} \cdot R_{\delta} \sin \beta, \tag{18}$$

где R_{δ} – радиус балансира; β – угловое отклонение балансира.

Эпюра касательных напряжений после возникновения пластических деформаций в материале вала имеет нелинейный характер (рис. 10). Зависимость остаточных напряжений на поверхности торсионного вала от предела текучести материала приближенно может быть выражена следующим образом (19):

$$\tau_{\text{ост}} = \tau_T \frac{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^3}{3}, \tag{19}$$

где τ_T – предел текучести материала вала, r – радиус упругой области.

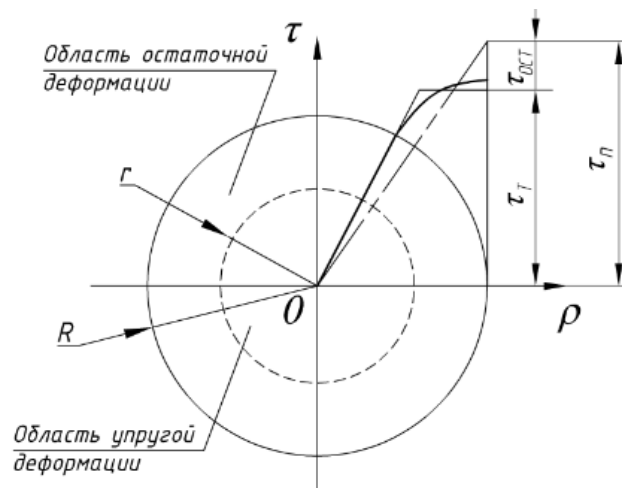


Рис. 10. Эпюра распределения напряжений при заневоливании

Алгоритм моделирования процесса распространения усталостной трещины в торсионном вале с использованием разработанной имитационной модели заключается в следующем.

1. Задаются первоначальные глубина l_a и полудлина l_c трещины, которые могут быть заданы как предел чувствительности используемого метода неразрушающего контроля или, исходя из размеров дефектов, характерных для используемых методов механической обработки.
2. По полученному эксплуатационному спектру нагружения устанавливаются значения $P_{\text{подв}}$ и β на данном цикле нагружения.
3. По формуле (18) вычисляется крутящий момент $M_{\text{кр}}$, а по формулам (14)-(17) изгибающий момент, действующий на головку торсионного вала i -ой подвески от несоосности и развала кронштейнов, а также деформации оси балансира. При этом значение δ и χ принимаются, исходя из технологического допуска на несоосность и развал кронштейнов подвесок для исследуемой машины.
4. По формуле (13) рассчитываются максимальное и минимальное первые главные напряжения за цикл.
5. По формулам (12) с использованием тарировочных функций (9) вычисляется размах КИН в точках a и c фронта трещины за цикл нагружения.
6. По формулам (11) определяется подрастание трещины в точках a и c соответственно.
7. Повторение алгоритма, начиная с п. 2.
8. Условием разрушения является выполнение критерия Ирвина, когда значение КИН в точке a или c на данном цикле нагружения достигает величины вязкости разрушения K_{Ic} .

Заключение

Разработана методика прогнозирования ресурса торсионных валов систем поддрессоривания транспортных машин, характеризующаяся учетом влияния технологических и монтажных дефектов на возникновение ресурсных отказов. Методика базируется на разработанной математической модели роста усталостных трещин и позволяет использовать данные о кинематических и силовых параметрах нагружения подвесок, получаемых экспериментальным путем или с применением методов и средств численного моделирования.

Методика может быть использована на этапе проектирования с целью анализа распределения ресурсных отказов по системе поддрессоривания и определения значений гарантированной наработки торсионных валов индивидуальных подвесок, а также на этапе эксплуатации для определения остаточного ресурса торсионов.

Библиографический список

1. **Дмитриев, А.А.** Теория и расчет нелинейных систем поддрессоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
2. **Жилейкин, М.М.** Математические модели систем транспортных средств / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 207 с.
3. **Погорелов, Д.Ю.** Введение в моделирование динамики систем тел / Д.Ю. Погорелов. – Брянск: Издательство БГТУ, 1997. – 156 с.
4. **Трощенко, В.Т.** Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник в 2-х ч. Ч.1. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – Киев: Наукова думка, 1987. – 346 с.
5. **Мураками, Ю.** Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: в 2-х томах. Т.2 / Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 1016 с.
6. **Fonte, M.** Stress Intensity Factors for Femi-Elliptical Surface Cracks in Round Bars Subjected to Mode I (Bending) and Mode III (Torsion) Loading / M. Fonte, E. Gomes, M. Freitas // European Structural Integrity Society: Multiaxial Fatigue and Fracture, Vol. 25, 1999, – P. 249-260.
7. **Покровский, А.М.** Анализ трещиностойкости торсионных валов гусеничной машины при эксплуатационных нагрузках / А.М. Покровский, Д.А. Дубин. – М.: Известия вузов. Машиностроение, – 2018. – № 1(694). – С. 37-44.

8. **Покровский, А.М.** Математическая модель распространения усталостной трещины в торсионном вале системы поддресоривания быстроходной гусеничной машины / А.М. Покровский, Д.А. Дубин, Д.С. Вдовин // Вестник машиностроения. – 2019. – № 4. – С. 27-32.

*Дата поступления
в редакцию: 29.10.2019*

V.A. Gorelov, D.A. Dubin, A.I. Komissarov, A.G. Ivanov

METHOD OF EVALUATION OF SERVICE LIFE OF TORSIONAL SHAFTS WITHIN THE SUSPENSION OF TRANSPORT VEHICLES

Bauman Moscow State Technical University

Purpose: the article presents a methodology for assessing the service life of torsion shafts of individual suspension systems of transport vehicles, based on modern principles of the theory of movement of transport vehicles and fracture mechanics.

Design/methodology/approach: the technique is based on the developed mathematical model for the propagation of an edge crack inclined relative to the longitudinal axis of the shaft located on the cylindrical part of the torsion shaft under the conditions of a simplified plane stress state.

Originality/value: a distinctive feature of the model is the use of original dependencies to determine the values of the K-calibration function when determining stress intensity factors, as well as taking into account the influence of force and kinematic factors determined by misalignment, collapse of the torsion shaft bearings and deformation of large axes of the balancers on the stress state in the vicinity of the front of the fatigue crack.

Key words: transport vehicle, service life, fracture mechanics, stress intensity factor, torsion shaft, suspension system.

УДК 629.3.027.74

С.А. Коростелев, А.В. Горбачев, Ю.В. Медведев

**НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ВНЕШНЕЙ ШИНЫ
ДВУХСКАТНОГО ОПОРНОГО КАТКА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова

Рассмотрен процесс взаимодействия внешней резиновой шины двухскатного опорного катка гусеничного движителя с беговой дорожкой звеньев, расположенных на опорной ветви обвода. Проанализированы три случая нагружения опорного катка: ось катка параллельна плоскости беговой дорожки звена; плоскость беговой дорожки расположена под углом относительно оси катка; переезд через единичное препятствие. Для указанных случаев выполнен расчет напряженно-деформированного состояния внешней шины опорного катка. Для описания механических свойств резины применяется упругий потенциал Трелоара. Металлические части катка представляются как абсолютно жесткое тело. Внешняя шина жестко соединена с металлической частью катка. Учитывается влияние сил трения на перемещение поверхности резины в области контакта с трактом. Рассматриваемая задача решается в цилиндрической системе координат; численное решение осуществляется методом конечных элементов.

В результате расчета получены поля перемещений, деформаций, напряжений и удельной энергии деформации, давление в области контакта шины и беговой дорожки звена, а также характеристики радиальной жесткости резиновой шины опорного катка гусеничного движителя.

Ключевые слова: гусеничный движитель, опорный каток, внешняя шина, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Опорный каток является одним из высоконагруженных элементов гусеничного движителя. При качении по полотну гусеничной цепи каток подвергается нагрузке не только от веса машины, но и значительным динамическим нагрузкам, вызванным звенчатостью цепи, неровностью опорной поверхности пути и колебаниями корпуса гусеничной машины. Для снижения динамических нагрузок, действующих на элементы гусеничного движителя, в конструкциях быстроходных гусеничных машин применяют опорные катки с внешней резиновой шиной, что позволяет повысить срок службы гусеницы и подшипников опорного катка, снизить шум и вибрации. Это преимущество особенно ярко проявляется при движении на транспортных режимах с большими скоростями по твердым каменистым грунтам и булыжнику [1, 2]. При качении опорного катка по гусеничному полотну резиновая шина испытывает большие деформации, носящие циклический характер, в результате происходит саморазогрев резины, что может приводить к термомеханическому разрушению [2-5].

Внешняя ошиновка – основной элемент, лимитирующий долговечность опорного катка. Вообще долговечность резиновых элементов зависит от целого ряда факторов: время воздействия нагрузки, характер ее изменения, температуры, физических и химических свойств эластомера, влияние окружающей среды и т.д. Для оценки усталостной выносливости резины от механического воздействия при сложном режиме нагружения применяют зависимости, в основе которых лежит энергетический критерий – удельная энергия деформации [6-8]. Зависимость усталостной выносливости от удельной энергии деформации в изотермических условиях определяется выражением (1) [7]:

$$N = (W_p/W)^{n_w}, \quad (1)$$

где N – количество циклов нагружения до разрушения; n_w – коэффициент усталостной выносливости резины; W_p – работа разрушения при однократном нагружении; W – удельная энергия деформации при циклическом нагружении.

Таким образом, для оценки работоспособности внешней шины необходимо знать ее напряженно-деформированное состояние (НДС). Резиновая шина испытывает сложное НДС, поэтому энергия деформации определяется с помощью потенциала Треолара [9-13] (2):

$$W = C_1(I_1 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2, \quad (2)$$

где W – удельная энергия деформации; I_1 – первый инвариант тензора меры деформации; C_1 , D_1 – постоянные материала; J – определитель градиента деформации. Значения C_1 и D_1 соответствуют значению модуля упругости $G = 4,3$ МПа и коэффициенту Пуассона 0,495.

В настоящей работе определяется НДС внешней шины двухскатного опорного катка гусеничного движителя (рис. 1) для трех случаев взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной цепи.

Первый случай – движение гусеничной машины по горизонтальной поверхности пути. Рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины опорного катка с абсолютно жесткой недеформируемой плоскостью беговой дорожки, ось цилиндра параллельна плоскости (рис. 1а).

Второй случай – наезд гусеницы (трака) на единичное препятствие, приводящий к повороту трака относительно продольной оси гусеничного полотна. Рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины с наклонной плоскостью, ось цилиндра располагается под углом относительно плоскости (рис. 1б).

Третий случай – проезд гусеничной машины через единичное препятствие, приводящий к повороту траков относительно осей шарниров. Рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины с поверхностью, образованной двумя траками (рис. 1в).

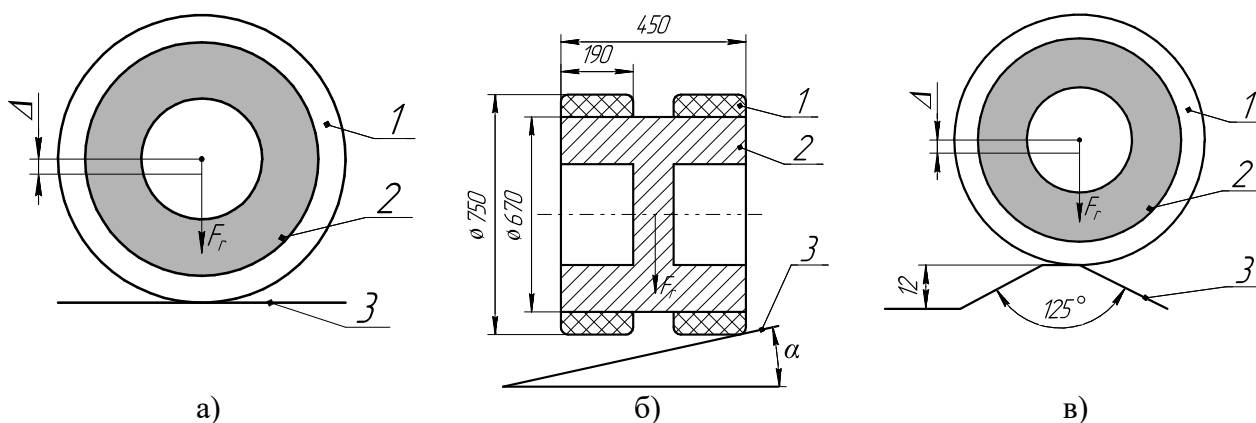


Рис. 1. Расчетные схемы нагружения резиновой шины опорного катка
 а – внешняя шина опорного катка, б – ступица опорного катка, в – беговая дорожка

Одним из основных интегральных показателей внешней резиновой шины опорного катка, оказывающим влияние на возможность снижения динамических нагрузок, а также на сопротивление перекатыванию катка по беговой дорожке, является характеристика радиальной жесткости. На рис. 2 представлены характеристики радиальной жесткости двухскатного опорного катка для рассматриваемых случаев взаимодействия опорного катка и беговой дорожки. Для всех рассмотренных случаев характеристика радиальной жесткости опорного катка является нелинейной. Нелинейность характеристики обусловлена, в первую очередь, изменением граничных условий в процессе увеличения радиальной силы, а также изменением формы сечения шины в области деформирования, т.е., геометрической нелинейностью. Снижение радиальной жесткости опорного катка при увеличении угла наклона беговой дорожки звена относительно оси катка и при проезде единичного препятствия также объясняется изменением граничных условий для этих случаев взаимодействия, а именно – уменьшением площади поверхности внешней шины, находящейся в контакте с беговой дорожкой звена. Для угла наклона беговой дорожки относительно оси опорного катка более 1° в рас-

смотренном диапазоне нагрузок для представленной конструкции (рис. 1) вся нагрузка воспринимается лишь одной шиной, чем и объясняется значительное снижение радиальной жесткости (рис. 2).

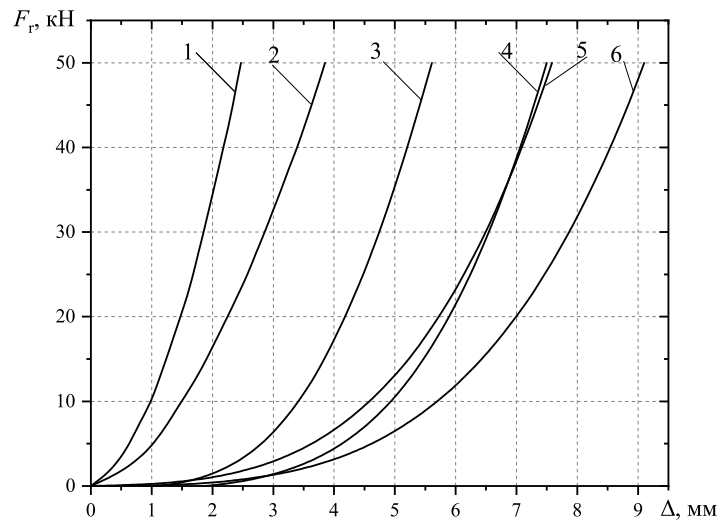


Рис. 2. Характеристика радиальной жесткости опорного катка, угол наклона:
1 – 0°; 2 – проезд единичного препятствия; 3 – 1°; 4 – 2°; 5 – 3°; 6 – 4°

Процесс деформирования резиновой шины опорного катка во время контакта с беговой дорожкой сопровождается перемещением в осевом направлении поверхности шины, находящейся в контакте с беговой дорожкой. В результате внешняя поверхность шины подвергается износу. Интенсивность износа зависит от величины давления в контакте шины и беговой дорожки, а также от величины перемещения поверхности шины относительно беговой дорожки. Для оценки интенсивности износа поверхности резинового элемента применяется удельная работа силы трения, A , МДж/м² [14]:

$$A = \int_0^{\Delta} P(u) f_{mp} w(u) du, \quad (3)$$

где u – осадка резинового элемента, мм; $P(u)$ – давление в контакте резинового элемента и беговой дорожки, МПа; $w(u)$ – осевое перемещение точки поверхности РЭ, находящейся в контакте с беговой дорожкой, мм; f_{mp} – коэффициент трения между поверхностью РЭ и беговой дорожкой.

На рис. 3 представлены эпюры давления в области контакта шины и беговой дорожки для углов наклона опорной поверхности в диапазоне от 0° до 4° и для случая проезда единичного препятствия. Для угла наклона опорной поверхности от 0° до 1° обе шины опорного катка (рис. 3б) находятся в контакте с беговой дорожкой. При углах наклона плоскости беговой дорожки более 1° левая шина двускатного опорного катка (рис. 1, б) не контактирует с беговой дорожкой, поэтому эпюры рисунках представлены для правой шины. Рост контактного давления при изменении угла наклона опорной поверхности связан с тем, что нагрузка неравномерно распределяется между шинами катка. Максимальное значение контактного давления увеличивается при изменении угла наклона опорной поверхности к оси опорного катка. Так для угла наклона: 1° – в 1,8 раза; 2° – в 2 раза; 3° – в 2,2 раза; 4° – в 2,64 раза. При преезде единичного препятствия контактное давление увеличивается в 1,4 раза.

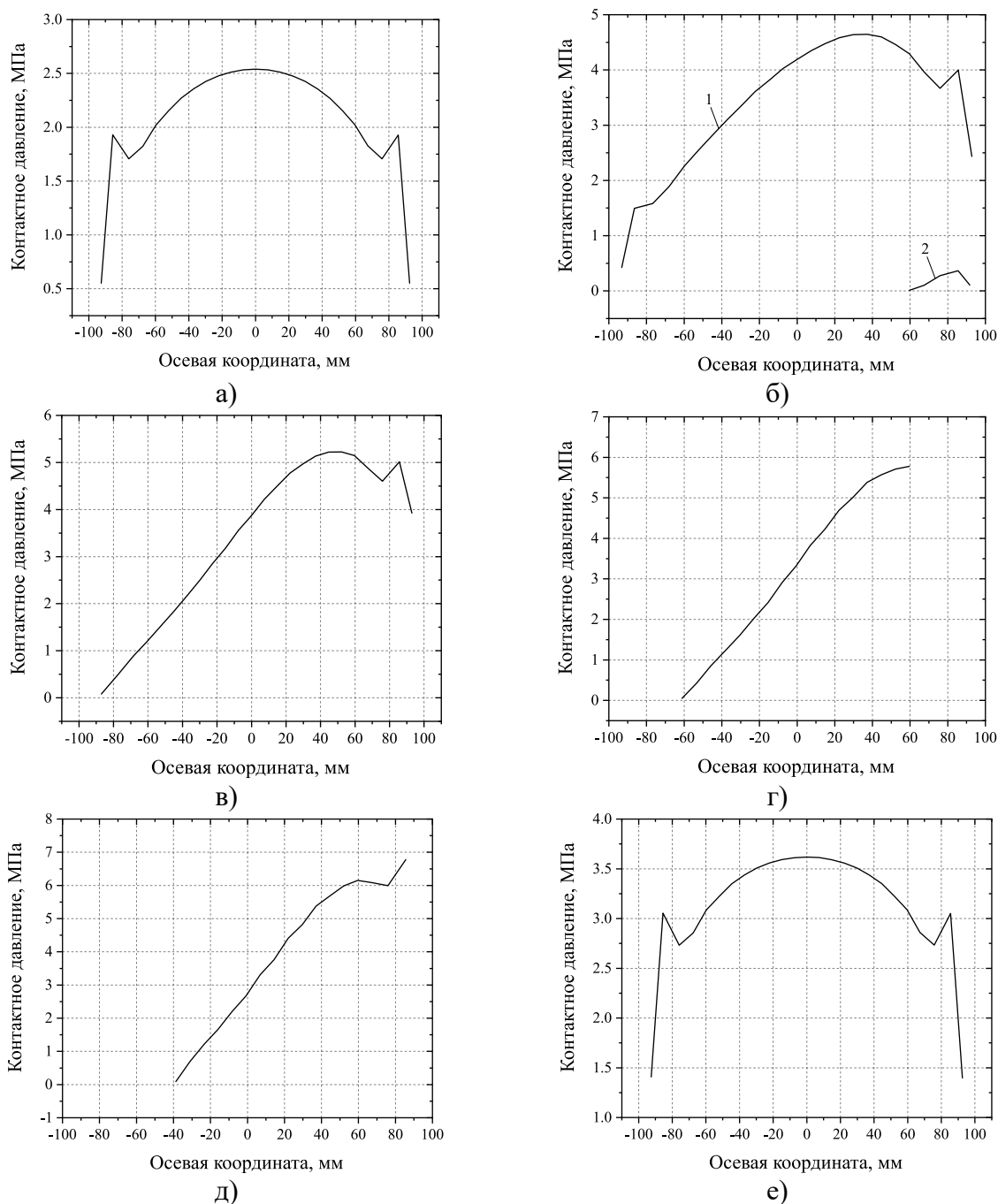


Рис. 3. Эпюры контактного давления в плоскости действия радиальной силы, угол наклона:
 а – 0°; б – 1°; в – 2°; г – 3°; д – 4°; е – проезд единичного препятствия;
 1 – правая шина; 2 – левая шина

Эпюры перемещения в направлении оси вращения для поверхности резиновой шины, находящейся в контакте с беговой дорожкой звена и расположенной в плоскости действия силы представлены на рис. 4.

Для рассматриваемой конструкции резинового элемента силы трения на части поверхности контакта с беговой дорожкой, превышают касательные напряжения, поэтому поверхность в центральной части контакта совершает перемещения в осевом направлении близкие к нулю (рис. 4). Часть поверхности смещается в осевом направлении, причем тем больше, чем дальше расположены точки поверхности от центра контакта. Максимальное перемещение составляет для угла наклона опорной поверхности: 0° – 0,86 мм; 1° – 1,51 мм; 2° – 1,53 мм; 3° – 1,45 мм; 4° – 1,57 мм. При проезде единичного препятствия максимальное осевое перемещение резины составляет 0,91 мм.

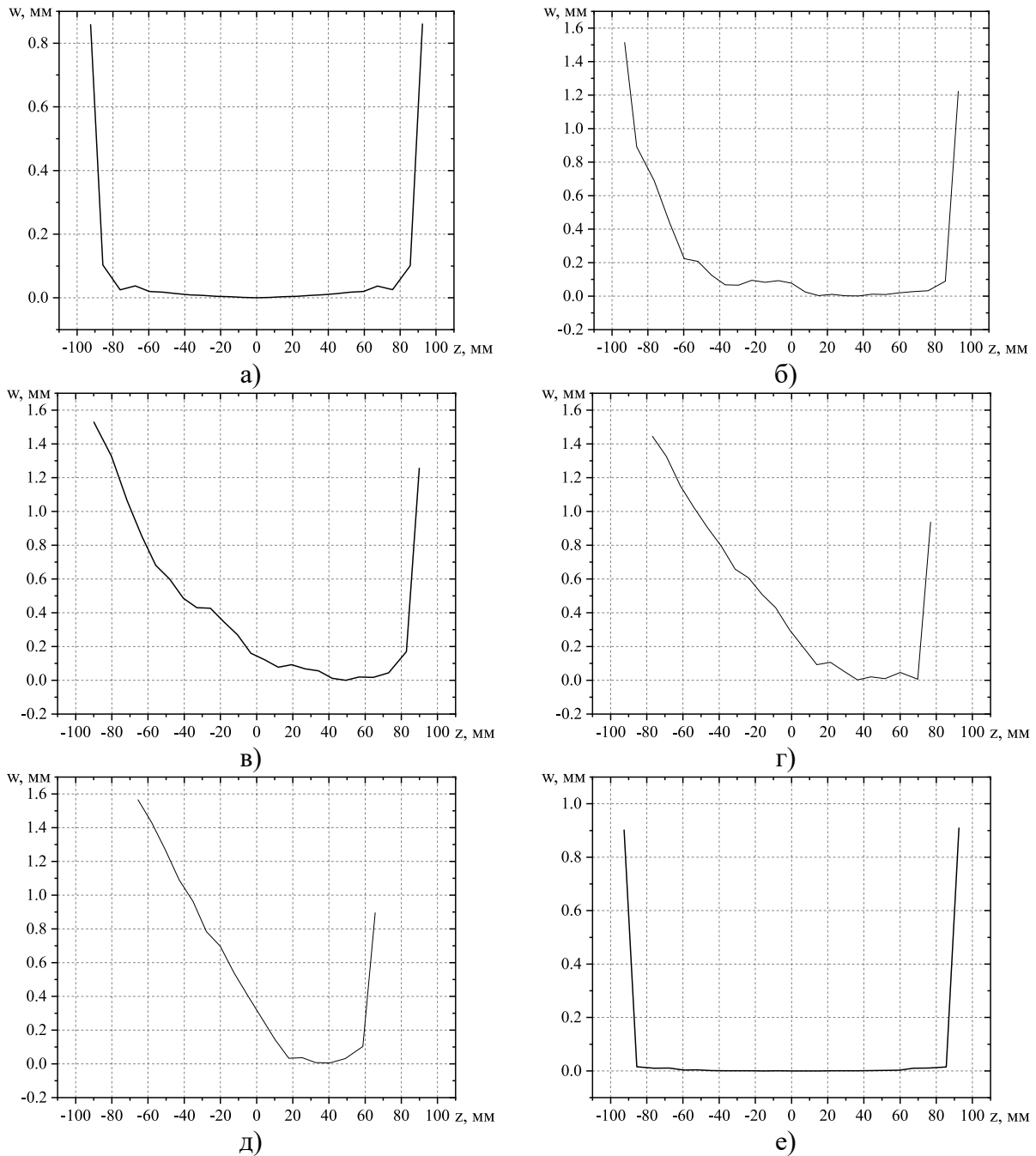


Рис. 4. Эпюры осевого перемещения резины в плоскости действия радиальной силы, угол наклона:
а – 0° ; б – 1° ; в – 2° ; г – 3° ; д – 4° ; е – переезд единичного препятствия

На рис. 5 представлены эпюры удельной работы силы трения на поверхности резинового элемента в плоскости действия радиальной силы. Наклон беговой дорожки увеличивает работу сил трения в области контакта поверхности резиновой шины и беговой дорожки, что способствует более интенсивному износу шины. Наибольших значений удельная работа сил трения достигает в крайних точках поверхности шины на внешнем диаметре.

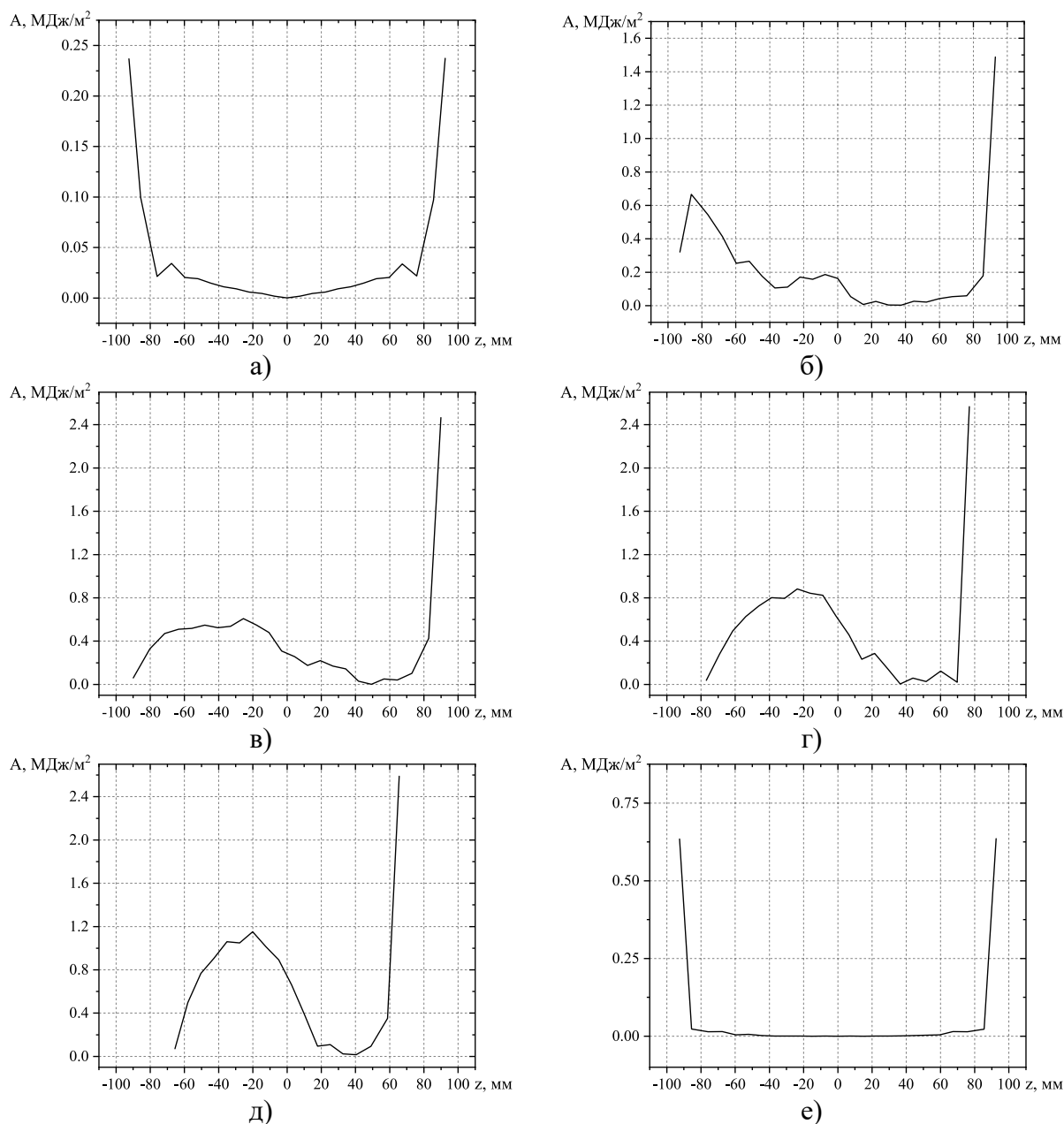


Рис. 5. Эпюра удельной работы силы трения в плоскости действия радиальной силы, угол наклона:

а – 0° ; б – 1° ; в – 2° ; г – 3° ; д – 4° ; е – переезд единичного препятствия

Взаимодействие опорного катка с беговой дорожкой плоскость, которой расположена под углом к оси вращения опорного катка (рис. 1, б), приводит к неравномерному распределению нагрузок не только между шинами, но и по длине контакта шины с беговой дорожкой. Более нагруженной частью шины являются внешние области 1 и 2 (рис. 6). С увеличением угла наклона опорной поверхности концентрация удельной энергии деформации в областях 1 и 2 увеличивается (рис. 6), в то время как в областях 3 и 4 она снижается до 0 МДж/м³. Увеличение удельной потенциальной энергии деформации приводит к интенсивному накоплению повреждений и снижению долговечности шины.

При переезде единичного препятствия максимальное значение удельной энергии деформации наблюдается в середине сечения резиновой шины, а также в областях 2 и 4 (рис. 6, е), что в 2,32 раза больше чем при взаимодействии с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки.

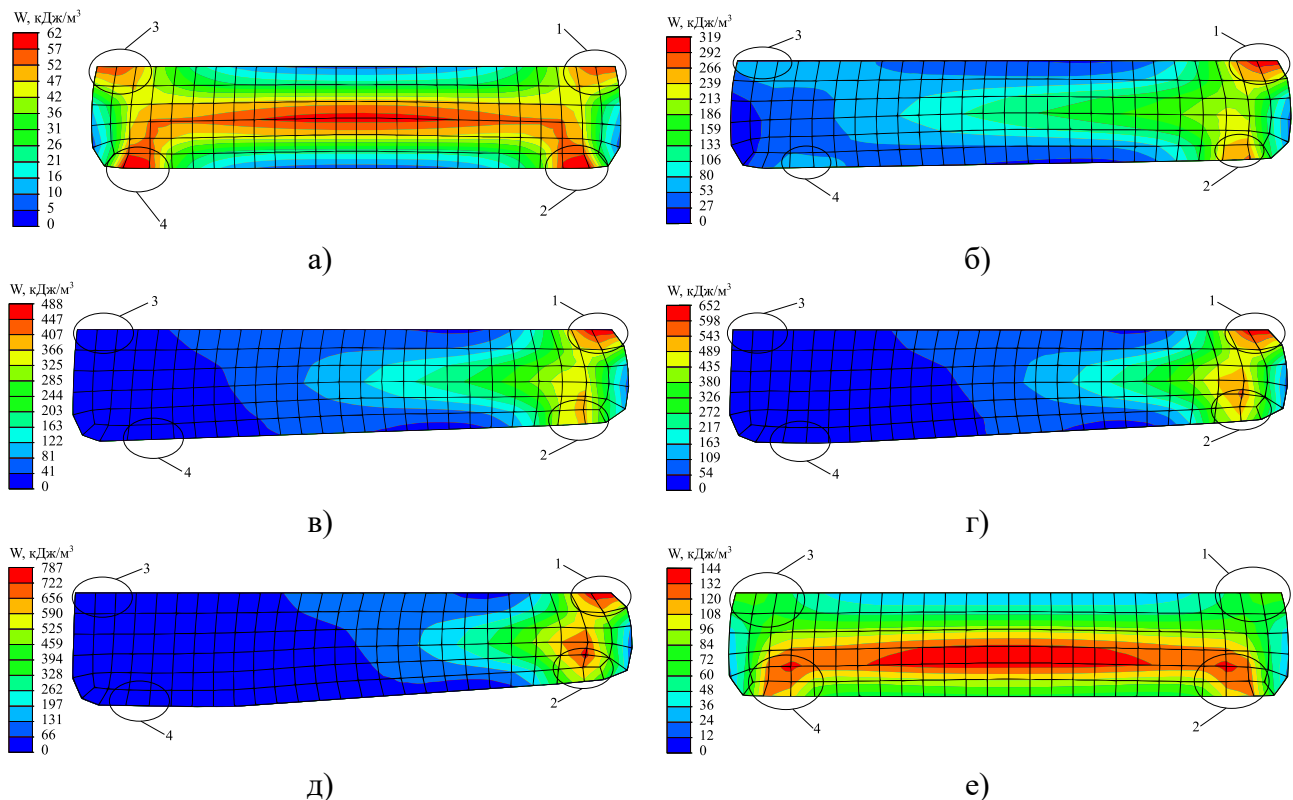


Рис. 6. Удельная энергия деформации в сечении шины при нагрузке 50 кН, угол наклона:
 а – 0°; б – 1°; в – 2°; г – 3°; д – 4°; е – переезд единичного препятствия

Выводы

Проведенные исследования показали, что удельная энергия деформации достигает максимальных значений в областях 1 – 4 и с изменением угла наклона опорной поверхности увеличивается в областях 1 и 2. Максимальное значение удельной энергии деформации при взаимодействии шины с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки звена в этих областях достигает 62 кДж/м^3 . Значения удельной энергии деформации в областях концентрации увеличиваются в 5,14 раза для угла наклона беговой дорожки 1° и в 12,7 раза для угла наклона 4° . При переезде единичного препятствия максимальное значение удельной энергии деформации увеличивается в 2,32 раза.

Радиальная жесткость двускатного опорного катка при взаимодействии с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки звена больше жесткости при взаимодействии катка с беговой дорожкой, расположенной под углом относительно оси катка, для угла наклона звена: 1° – в 1,8 раза, при 3° – в 2,2, а при 4° – в 2,64 раза. При переезде единичного препятствия радиальная жесткость опорного катка уменьшается в 1,4 раза.

Библиографический список

1. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
2. Носов, Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
3. Буров, С.С. Конструкция и расчет танков / С.С. Буров – М.: Изд. Академии БТВ, 1973. – 602 с.
4. Держанский, В.Б. Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины/ В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, А.И. Тараторкин // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1. – №1 (15). – С. 73-78.

5. Семенов, В.К. Экспериментальное исследование контакта, сопротивления качению и саморазогрева массивной шины при обкатке на барабанном стенде/ В.К. Семенов, А.Е. Белкин, И.В. Веселов // Инженерный вестник. – 2014. – № 12. – С. 2.
6. Хромов, М.К. О критерии усталостной выносливости резин в условиях сложноподвижного состояния/ М.К. Хромов // Каучук и резина. – 1983. – №1. – С. 37-39.
7. Хромов, М.К. О закономерностях изменения усталостной выносливости резин / М.К. Хромов // Каучук и резина. – 1983. – № 6. – С. 29-38.
8. Козуб, Ю.Г. Долговечность элементов конструкций из слабосжимаемых эластомеров / Ю.Г. Козуб // Каучук и резина. – 2013. – № 5. – С. 32-34.
9. Моoney, М. A theory of large elastic deformation, Journal of Applied Physics / М. Mooney, 1940, 11(9). – P. 582-592.
10. Оден, Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред / Дж. Оден; Пер. с англ.; Под ред. Э. И. Григолюка. – М.: Мир, 1976. – 464 с.
11. Трелоар, Л. Физика упругости каучука/ Л. Трелоар. – М.: Изд-во иностранная литература, 1953. – 324 с.
12. Коростелев, С.А. Определение напряженно-деформированного состояния резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка гусеничного движителя / С.А. Коростелев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т17. – №2 (4). – С. 793-798.
13. Медведев, Ю.В. Анализ напряженно-деформированного состояния резинового элемента поддерживающего ролика гусеничного движителя/ Ю. В. Медведев, С. А. Коростелев, Н.С. Корнев, // Ползуновский альманах. – 2017. – № 3, Т.1. – С. 85-88.
14. Бартнев, Г.М. Трение и износ полимеров / Г. М. Бартнев, В.В. Лаврентьев – Л.: Химия, 1972. 240 с.

*Дата поступления
в редакцию: 08.10.2019*

S.A. Korostelev, A.V. Gorbachev, Yu.V. Medvedev

THE STRESS-STRAIN STATE OF A RUBBER ELEMENT OF A ROAD WHEEL OF A CATERPILLAR PROPULSION

Polzunov Altai State Technical University

Purpose: evaluation of the influence of the angle of inclination of the support surface on the stress-strain state of the rubber element of the road wheel and the friction forces in the contact area of the rubber element with the treadmill link.

Design/methodology/approach: when determining the stress-strain state, the mechanical properties of rubber at large deformations are described by the neo-Hooke potential. The value of the radial force acting on the road wheel is set taking into account the dynamic loads during the oscillations of the free branch of the caterpillar.

Results: for the considered variant of the design of the rubber element, the specific energy of deformation; displacement of the surface of the rubber element in the contact area with the treadmill; pressure in contact with the rubber element and the treadmill; the work of friction forces when moving the rubber in the contact area with the treadmill. It is shown that the areas of concentration of the specific energy of deformation and the area of maximum specific work of the friction forces on the surface of the rubber element coincide.

Area of applicability: based on the results, the causes of destruction of the rubber element of the track roller are determined.

Keywords: road wheel, rubber element, stress-strain state, strain energy density.

УДК 629.365

Г.О. Котиев¹, И.Ф. Гумеров², А.А. Стадухин¹, Б.Б. Косицын¹**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОГО УРОВНЯ ЗАМЕДЛЕНИЯ
ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИЗНОСОСТОЙКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ**Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана¹
ОАО «КАМАЗ»²

Рассматривается метод определения потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы, позволяющей увеличить среднюю скорость, существенно снизить нагрузку на рабочую тормозную систему и повысить ресурс фрикционных элементов. Суть метода исследования заключается в формировании скоростного режима движения, приближенного к реальной эксплуатации высокоподвижных колесных машин, с использованием статистических данных о трассах. При формировании режима движения учитываются ограничения скорости, связанные с устойчивостью машины, возможностями силовой установки, физиологическими особенностями человека, а также реализуемым предельным уровнем замедления. В рамках варьирования предельным замедлением машины определяется зависимость средней скорости движения от замедления. На основании полученных данных определяется такая потребная интенсивность снижения скорости машины, которую целесообразно реализовать только за счет износостойкой тормозной системы.

Разработанный метод определения характеристик износостойкой тормозной системы, отличающийся использованием статистических данных о дорожно-грунтовых условиях, дает возможность определения характеристик агрегатов износостойкой тормозной системы, обеспечивающей достижения заданного уровня подвижности машины.

Ключевые слова: колесная машина, скоростной режим движения, модель движения, износостойкая тормозная система, тормоза-замедлители, замедление.

Введение

Высокоподвижные колесные машины (ВКМ) предназначены для движения по дорогам и местности в различных дорожно-грунтовых условиях (ДГУ). При этом, в большинстве случаев, во время выполнения транспортной задачи водитель стремится обеспечить максимальную скорость движения, исходя либо из тяговых/тормозных возможностей машины, либо из условий устойчивости ВКМ при выполнении маневров. В такой постановке скоростной режим движения в заданных ДГУ скорее определяется не водителем, а указанными ограничениями на скорость движения машины.

На представленном допущении основывается предлагаемый метод определения потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин. На первом этапе, используя для описания ДГУ совокупность протяженных реализаций случайных функций внешних возмущений, формируется скоростной режим движения машины. Затем, варьируя предельным замедлением ВКМ, определяется зависимость средней скорости движения от указанного замедления. На основании полученных данных выбирается такая потребная интенсивность снижения скорости машины, которую целесообразно реализовать только за счет износостойкой тормозной системы, с целью обеспечения высокого уровня подвижности ВКМ, а также снижения тепловой нагруженности и повышения ресурса фрикционных элементов рабочей тормозной системы [1-3].

Формирование вектора внешних возмущений

Формирование трасс для ВКМ по известным статистическим характеристикам удобно проводить путем «разыгрывания» реализаций случайных функций характеристик ДГУ [4-10], таких как: дорожная кривизна, максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием, коэффициент сопротивления качению и угол наклона опорной поверхности по направлению движения относительно горизонта. При этом разыгрывание перечисленных параметров по пути s рационально проводить методом неканонических представлений [5-8]. Таким образом, проводя «розыгрыш» представленных параметров для различных типов опорной поверхности (ОП) и рельефа, можно сформировать некоторый вектор внешних возмущений, который представляет из себя комбинацию полученных протяженных реализаций случайных функций от пройденного пути.

Для обеспечения возможности использования указанной комбинации случайных функций (дорожной кривизны, максимального коэффициента взаимодействия движителя с опорным основанием, коэффициента сопротивления качению, угла наклона опорной поверхности) в качестве трассы, необходимо выполнение ряда условий:

- протяженные реализации случайных функций должны быть представлены последовательностью участков пути с неизменными характеристиками дорожно-грунтовых условий;
- для каждого участка пути должны быть определены все разыгрываемые параметры: дорожная кривизна, максимальный коэффициент взаимодействия с опорным основанием, коэффициент сопротивления качению и угол наклона опорной поверхности.

Получаемая таким образом трасса обладает разрывами на стыке между участками пути по каждому из разыгрываемых параметров. В связи с этим принято допущение, что заданная скорость (предельная на каждом участке) достигается в середине участка. При этом, изменение скорости движения между участками происходит линейно, т.е, с постоянным ускорением. Тогда для составления уравнений движения будем считать, что при переходе от участка к участку значение параметров, описывающих взаимодействие с внешней средой, равно их осредненной величине (между участками) (рис. 1).

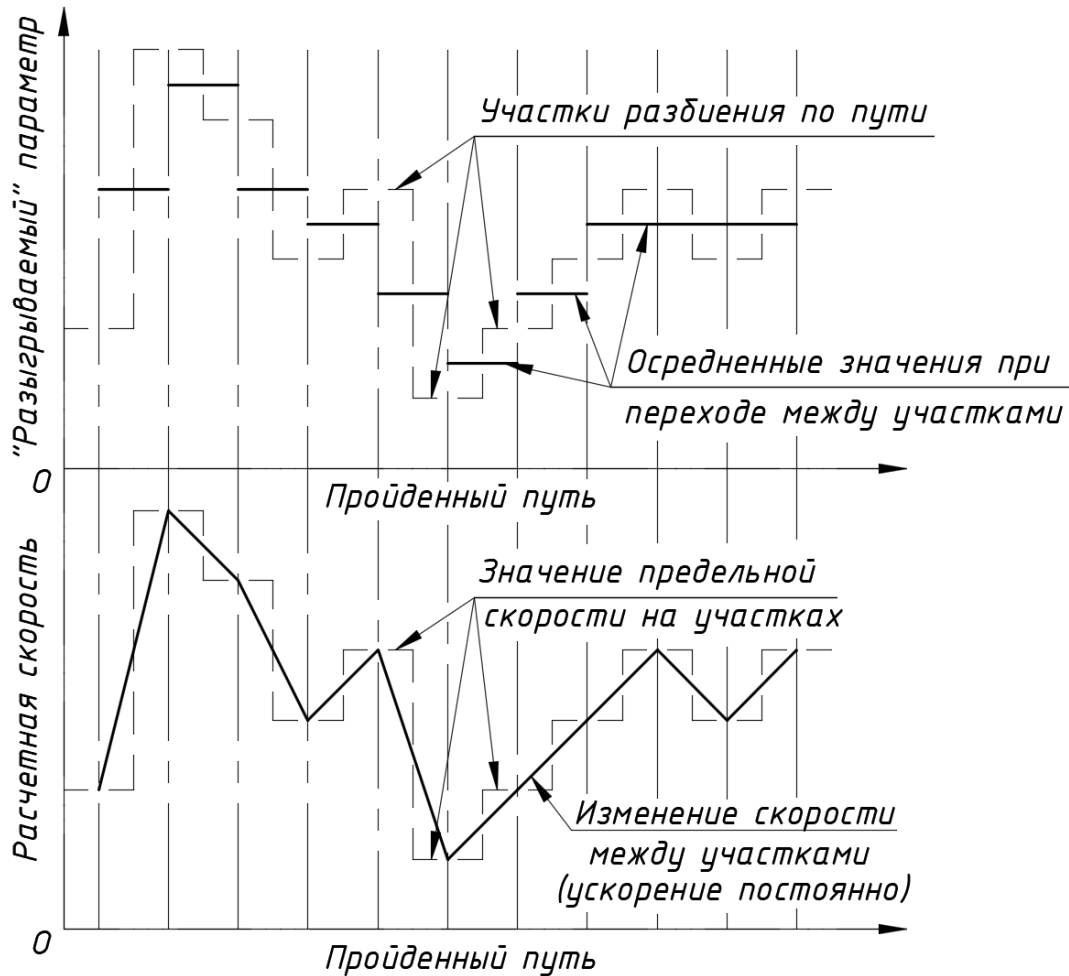


Рис. 1. Иллюстрация изменения значений параметров ДГУ при переходе между участками разбиения

Формирование скоростного режима ВКМ с применением квазистационарной модели движения

При формировании скоростного режима движения машины на первом этапе необходимо получить верхнюю оценку максимальной скорости ВКМ на каждом участке трассы, а также оценить ее протяженность. Для этого целесообразно применить безынерционную модель движения машины [4]. В последующих расчетах принимается ряд допущений:

- совместная механическая характеристика двигателя и коробки передач с учетом потерь в трансмиссии является кривой постоянной мощности (соответствующей максимальной мощности силовой установки);
- повышение сопротивления движению в повороте пренебрежимо мало;
- контакт колеса с опорной поверхностью является точечным (момент сопротивления повороту пятна контакта не учитывается).

Тогда верхнюю оценку максимальной скорости ВКМ для каждого i -ого участка пути $v_{прi}$ получим в виде (1):

$$\begin{aligned}
 v_{прi} &= \min(v_{зi}, v_{опi}, v_{Nmaxi}, v_{max}), \\
 v_{Nmaxi} &= N_{max} / \left(mg \left(f_{грi} \cos(\alpha_{пi}) + \sin(\alpha_{пi}) \right) + k_w F_{лоб} v_{Nmaxi}^2 \right), \\
 v_{зi} &= \sqrt{\mu_{smaxi} g / k_{дi}}, \quad v_{опi} = \sqrt{gB / (2H_z k_{дi})}, \quad k_w = c_x \rho_w / 2,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где v_3 – предельная скорость ВКМ по заносу; $v_{оп}$ – предельная скорость ВКМ по опрокидыванию (считается, что ВКМ обладает идеальным стабилизатором поперечной устойчивости); v_{Nmax} – предельная скорость ВКМ по мощности двигателя; v_{max} – максимальная конструктивная скорость ВКМ (максимальная скорость по техническому заданию, обычно ограничена системой управления двигателем); m – масса ВКМ; g – ускорение свободного падения; B – колея ВКМ; H_z – высота центра масс ВКМ; N_{max} – максимальная мощность двигателя; k_w – коэффициент аэродинамической силы; $F_{лоб}$ – площадь лобовой проекции машины; c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ_w – плотность воздуха.

Зависимость $v_{пр_i}$ от пройденного пути для некоторой статистически заданной трассы представлена на рис. 2 (опорная поверхность – дорога с твердым покрытием, тип рельефа – равнинный).

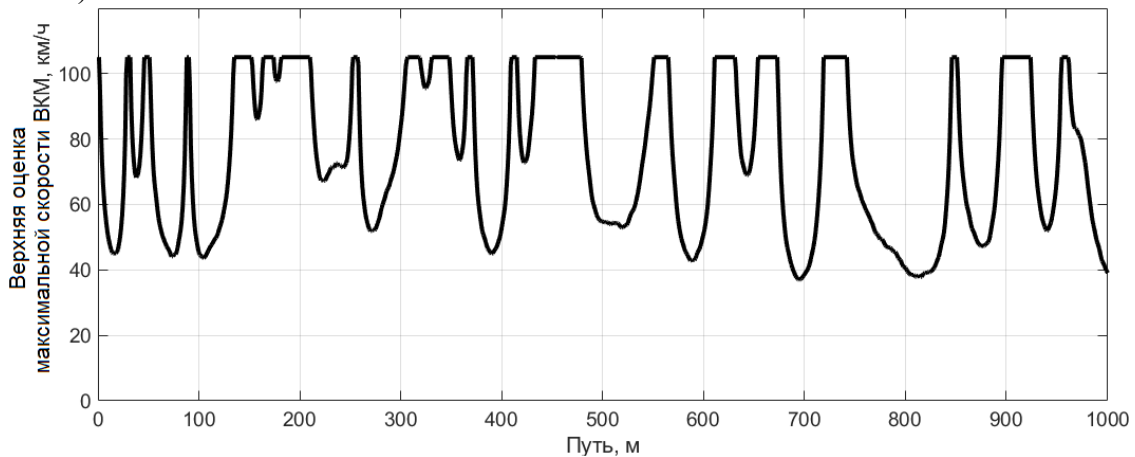


Рис. 2. Функция изменения верхней оценки максимальной скорости машины по пути

Протяженность трассы в заданных ДГУ целесообразно оценивать, исходя из условия стабилизации средней скорости ВКМ в конце пути. После этого моделирование движения можно прекратить, так как дальнейший сбор статистики не окажет влияния на получаемый результат в заданных ДГУ. В силу того, что наличие сил инерции «сглаживает» колебания скорости движения машины, оценку протяженности трассы возможно проводить с использованием безынерционной модели (используя в качестве средней скорости ее верхнюю оценку [4]). Зависимость верхней оценки средней скорости ВКМ v_{cp}^{max} от пройденного пути вычисляется, согласно формулам (2):

$$v_{пр_i}^{cp} = (v_{пр_i} + v_{пр_{i-1}}) / 2, \quad \Delta s_i = s_i - s_{i-1},$$

$$v_{cp_i}^{max} = \sum_{i=1}^i v_{пр_i}^{cp} \Delta s_i / s_i, \quad i = 1, 2 \dots n_s \tag{2}$$

где n_s – количество участков пути, на которые разбита трасса (s_i – путевая координата i -ого участка трассы, s_{n_s} – протяженность трассы); $v_{пр_i}^{cp}$ – верхняя оценка максимальной скорости при переходе между i -и i -ым участком трассы; Δs_i – приращение по пути между $i-1$ и i -ой путевой координатой трассы (протяженность участка разбиения трассы).

Зависимости верхней оценки средней скорости ВКМ от пройденного пути представлена на рис.3. Из рис.3 видно, что в рассматриваемом случае необходимая протяженность трассы составляет 5 км (отклонение от конечного значения составляет менее 2 %).

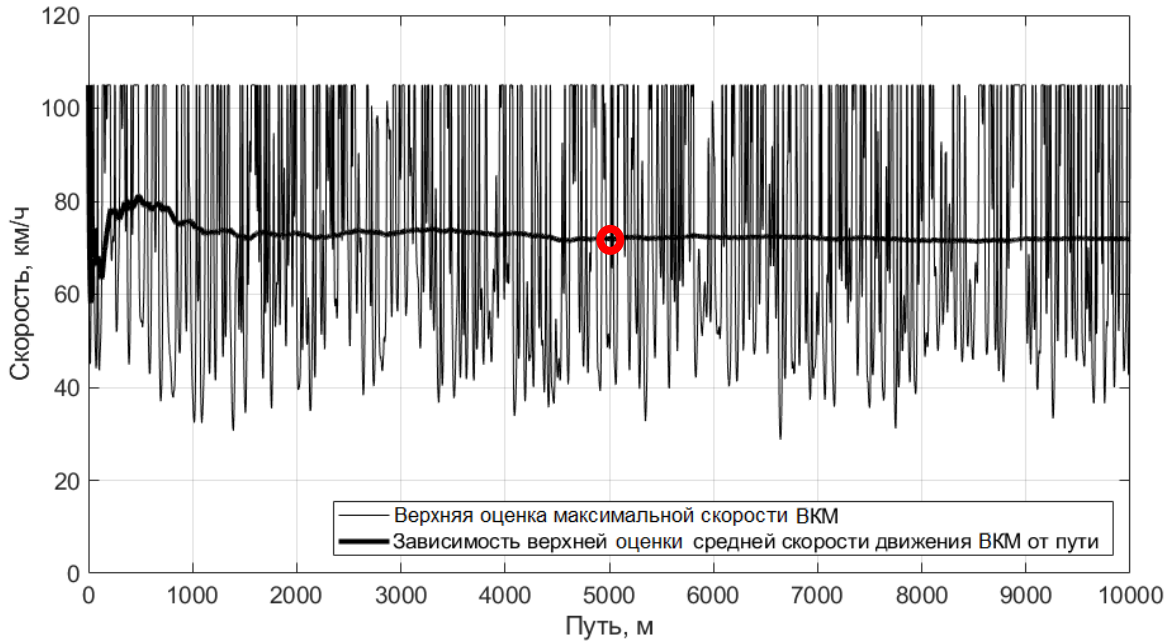


Рис. 3. Зависимость верхней оценки средней скорости ВКМ от пути

На следующем этапе для скоростного режима, полученного с использованием предложенной безынерционной модели (рис. 2), необходимо учесть ограничения на продольное ускорение/замедление машины, накладываемые сцепными свойствами, возможностями силовой установки (с учетом сил инерции), а также некоторым предельным замедлением ВКМ. При этом за счет варьирования последнего можно оценить зависимость средней скорости движения машины от указанного замедления.

В тяговом режиме, если ускорение машины $a_{прi}$ при переходе между $i-1$ и i -ым элементарным участком трассы превышает максимально допустимое, исходя из сцепных свойств с опорной поверхностью a_{μ_i} , или предельное по возможностям двигателя $a_{дв_i}$, скоростной режим движения необходимо скорректировать (3):

$$v_{тяги} = \begin{cases} v_{прi}, & \text{если } 0 \leq a_{прi} \leq \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \\ v_{тяги_{i-1}} + \frac{\min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \Delta s_i}{v_{тяги}^{cp}}, & \text{если } a_{прi} > \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \end{cases}, \quad (3)$$

где $v_{тяги}$ — верхняя оценка максимальной скорости ВКМ на i -ом участке трассы с учетом ограничения на продольное ускорение; $v_{тяги}^{cp}$ — верхняя оценка максимальной скорости ВКМ при переходе между $i-1$ и i -ым участком трассы с учетом ограничения на продольное ускорение.

При этом $a_{прi}$, a_{μ_i} и $v_{тяги}^{cp}$ определяются согласно зависимостям (4-6):

$$a_{прi} = (v_{прi} - v_{прi-1}) v_{спi}^{пр} / \Delta s_i, \quad (4)$$

$$a_{\mu_i} = \mu_{smax_i}^{cp} g, \quad \mu_{smax_i}^{cp} = (\mu_{smax_i} + \mu_{smax_{i-1}}) / 2, \quad (5)$$

$$v_{тяги}^{cp} = (v_{тяги} + v_{тяги_{i-1}}) / 2 \quad (6)$$

где $\mu_{smax_i}^{cp}$ — максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием (коэффициент сцепления) при переходе между $i-1$ и i -ым участком трассы.

Для определения $a_{дв_i}$ принимается ряд допущений:

- совместная механическая характеристика двигателя и коробки передач с учетом потерь в трансмиссии является кривой постоянной мощности (соответствующей максимальной мощности силовой установки);

- момент инерции вращающихся частей двигателя и трансмиссии приведен к колесам ВКМ;
- повышение сопротивления движению в повороте пренебрежимо мало;
- скольжение в контакте двигателя с опорной поверхностью отсутствует;
- контакт колеса с опорной поверхностью является точечным;
- радиусы качения всех колес равны.

Тогда $a_{дв_i}$ можно определить по формулам (7-8) [11, 12]:

$$a_{дв_i} = \frac{\frac{N_{max}}{v_{тяги}^{cp}} - mg \left(f_{гр_i}^{cp} \cos(\alpha_{п_i}^{cp}) + \sin(\alpha_{п_i}^{cp}) \right) - k_w F_{лоб} v_{тяги}^{cp 2} - J_z k_{д_i}^{cp} \frac{\Delta k_{д_i}}{\Delta s_i} v_{тяги}^{cp 2}}{m\delta + J_z k_{д_i}^{cp 2}} \quad (7)$$

$$v_{тяги_i}^{cp} = (v_{тяги_i} + v_{тяги_{i-1}})/2, \quad f_{гр_i}^{cp} = (f_{гр_i} + f_{гр_{i-1}})/2, \quad \alpha_{п_i}^{cp} = (\alpha_{п_i} + \alpha_{п_{i-1}})/2, \quad (8)$$

$$k_{д_i}^{cp} = (k_{д_i} + k_{д_{i-1}})/2, \quad \Delta k_{д_i} = k_{д_i} - k_{д_{i-1}}, \quad \delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n J k_i}{m r_{к0}^2},$$

где $f_{гр_i}^{cp}$ – коэффициент сопротивления качению при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; $\alpha_{п_i}^{cp}$ – угол наклона ОП при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; $k_{д_i}^{cp}$ – кривизна траектории при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; $\Delta k_{д_i}$ – изменение кривизны между i -1 и i -ой путевой координатой трассы; J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси; δ – коэффициент учета вращающихся масс; n – число колес машины; $\sum_{i=1}^n J k_i$ – сумма моментов инерции двигателя, трансмиссии и колес ВКМ, приведенных к осям вращения последних; $r_{к0}$ – радиус качения колес машины без непосредственного скольжения (может быть принят равным статическому радиусу колеса при номинальной нагрузке).

Зависимость $v_{тяги}$ от пройденного пути представлена на рис. 4.

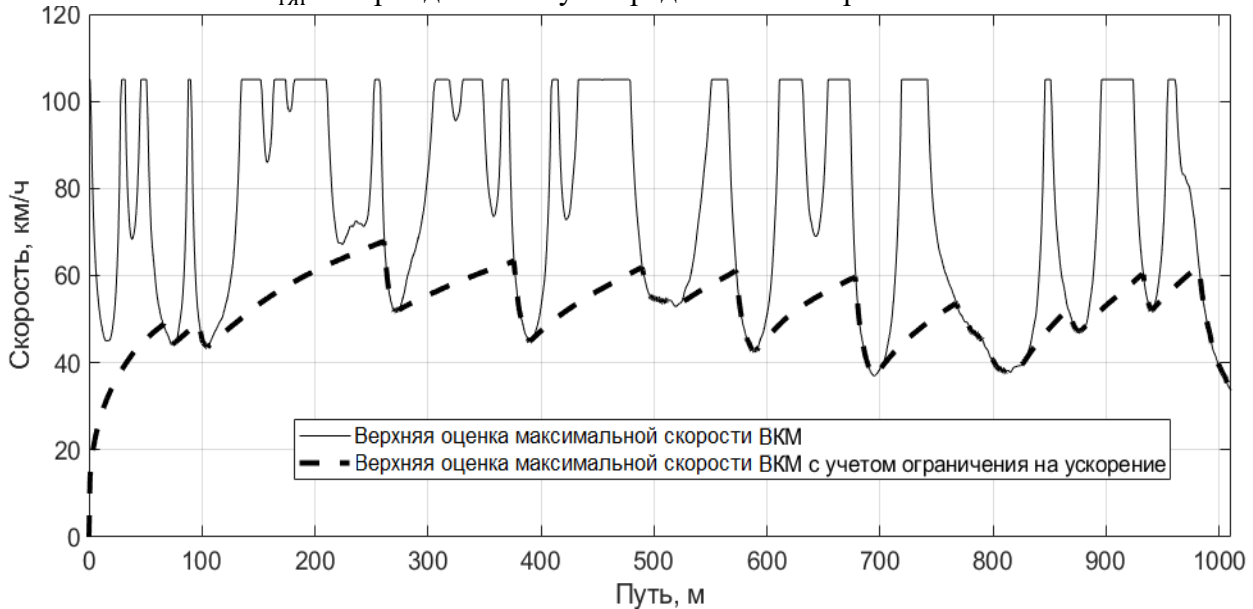


Рис. 4. Верхняя оценка максимальной скорости движения машины с учетом ограничения на продольное ускорение

В случае торможения скоростной режим машины корректируется, если ускорение машины $a_{пр_i}$ при переходе между i -1 и i -ым элементарным участком трассы опускается ниже допустимого, исходя из сцепных свойств с опорной поверхностью $-a_{\mu_i}$, или исследуемого уровня замедления $-a^*$. Причем в данном случае порядок рассмотрения участков необходи-

мо проводить от последнего к первому, чтобы обеспечить заданную скорость движения в конце каждого участка (9):

$$v_{\text{top}_{n_s-i}} = \begin{cases} v_{\text{пр}_{n_s-i}}, & \text{если } 0 \geq a_{\text{пр}_{n_s-i}} \geq \max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \\ v_{\text{top}_{n_s-i+1}} - \frac{\max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \Delta s_{n_s-i}}{v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}}}, & \text{если } a_{\text{пр}_{n_s-i}} \leq \max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \end{cases} \quad (9)$$

где $v_{\text{top}_{n_s-i}}$ – верхняя оценка максимальной скорости ВКМ на n_s –-ом участке трассы с учетом ограничения на продольное замедление; $v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}}$ – верхняя оценка максимальной скорости ВКМ при переходе между $n_s - i + 1$ и $n_s - i$ -ым участком трассы с учетом ограничения на продольное замедление.

$v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}}$ определяется согласно формуле (10):

$$v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}} = (v_{\text{top}_{n_s-i}} + v_{\text{top}_{n_s-i+1}})/2 \quad (10)$$

Зависимость v_{top} от пройденного пути представлена на рис. 5.

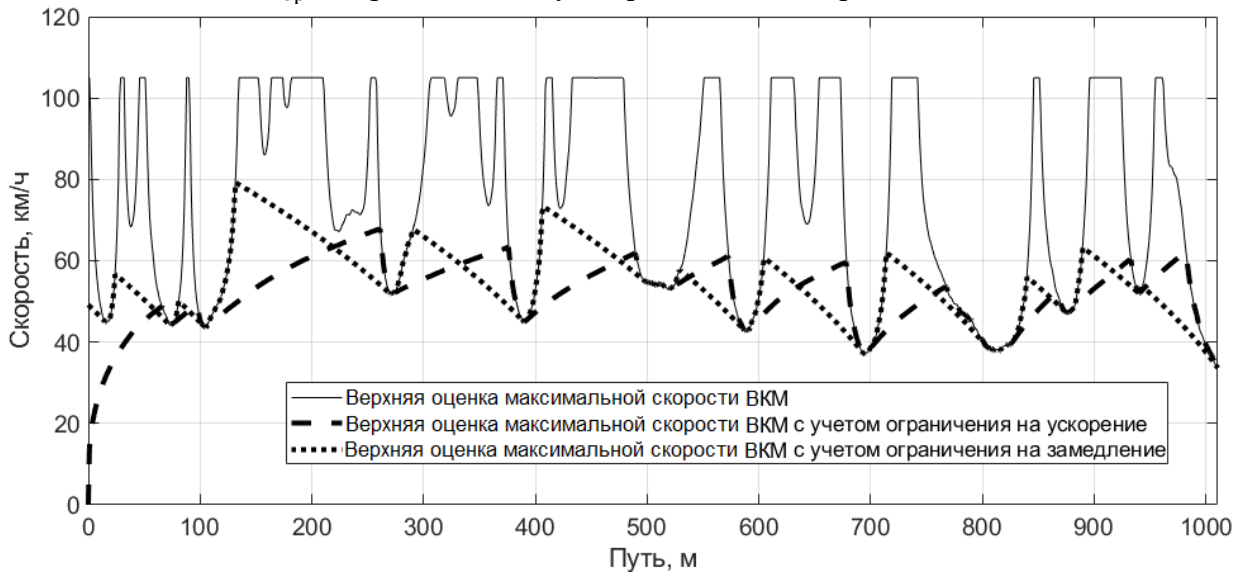


Рис. 5. Верхняя оценка максимальной скорости движения машины с учетом ограничения на продольное замедление

Окончательно скоростной режим движения ВКМ с учетом ограничений на продольное ускорение/замедление получается путем комбинирования зависимостей $v_{\text{тяг}}$ и v_{top} (рис. 6) (11).

$$v = \min(v_{\text{тяг}}, v_{\text{top}}). \quad (11)$$

Таким образом, представленная безынерционная модель, которая дополнена ограничениями на продольные ускорения/замедления, позволяет получить скоростной режим движения ВКМ по заданной трассе. Принимая во внимание допущение, что в случае ВКМ режим движения в заданных ДГУ скорее определяется не водителем, а ограничениями на скорость движения, исходя либо из тяговых/тормозных возможностей машины, либо из условий устойчивости при выполнении маневров, можно считать, что полученный скоростной режим приближен к реальной эксплуатации машины.

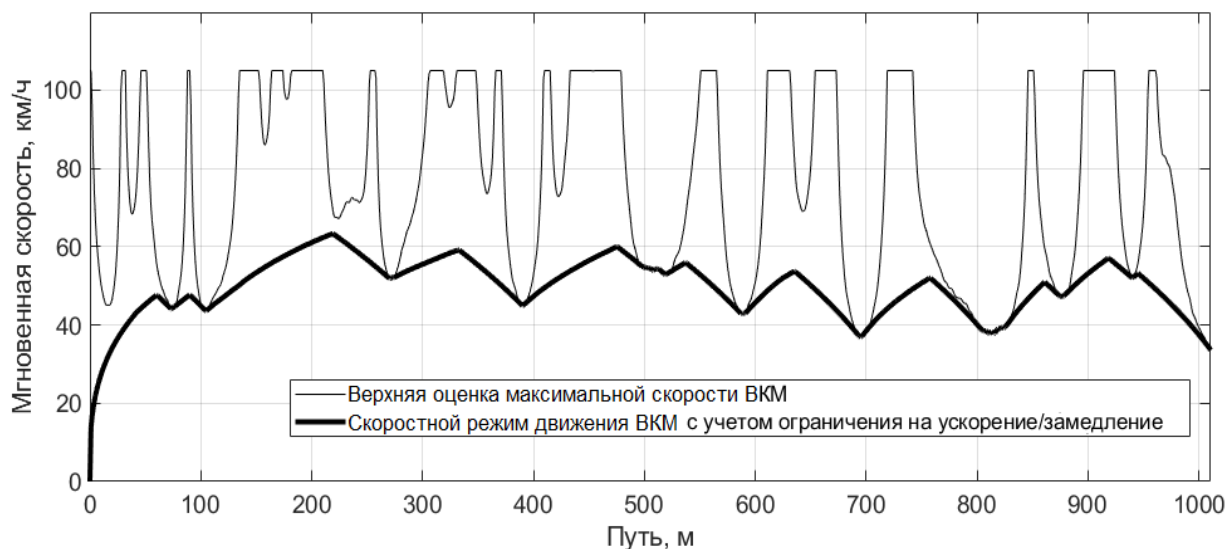
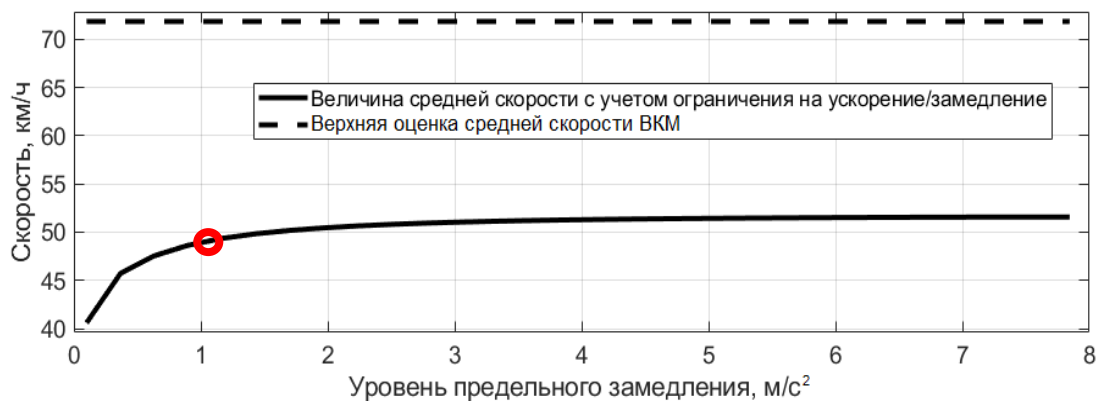


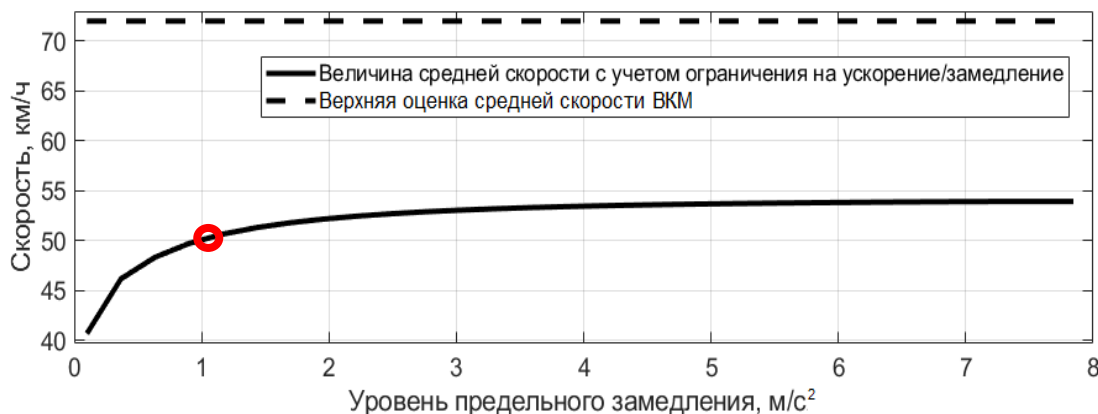
Рис. 6. Полученный скоростной режим движения ВКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$

Оценка требуемого уровня замедления ВКМ для реализации износостойкой тормозной системой

При выборе требуемого уровня замедления, который необходимо реализовать износостойкой тормозной системой, будем считать, что снижение скорости движения машины происходит только за счет тормозов-замедлителей с интенсивностью, не превышающей $-a^*$.



а)



б)

Рис. 7. Зависимость средней скорости движения ВКМ от уровня замедления: а) удельная мощность 15 кВт/т; б) удельная мощность 22 кВт/т

Тогда, используя полученную зависимость скорости движения машины от пройденного пути с ограничением на продольное ускорение/замедление (рис. 6), средняя скорость движения ВКМ v_{cp} в заданных условиях (для выбранного уровня замедления $-a^*$) вычисляется как (12):

$$v_{cp} = \sum_{i=1}^{n_s} v_i^{cp} \Delta s_i / s_{n_s}, \quad v_i^{cp} = (v_i + v_{i-1}) / 2 \quad (12)$$

Формируя скоростной режим движения ВКМ для различных a^* , можно получить зависимость средней скорости машины от различных уровней замедления. На рис. 7, для примера, представлены зависимости v_{cp} ВКМ полной массой 34 т с различными удельными мощностями (15 кВт/т и 22 кВт/т) по асфальтобетонной опорной поверхности. Из представленного на рис. 7 следует что, обеспечивать уровень замедления ВКМ за счет узлов вспомогательной тормозной системы (тормозов-замедлителей) больший, чем 1 м/с^2 , нецелесообразно, так как это не приведет к существенному росту средней скорости как в случае существующих (удельная мощность 15 кВт/т), так и перспективных машин (удельная мощность 22 кВт/т).

Верхняя оценка средней скорости ВКМ не изменилась при увеличении удельной мощности из-за того, что в данном случае максимальная скорость движения машины ограничивается не максимальной мощностью силовой установки, а конструктивно (системой управления в соответствии с техническим заданием – 105 км/ч). Скоростной режим движения рассматриваемой машины с удельной мощностью силовой установки 15 кВт/т для выбранного уровня замедления 1 м/с^2 представлен на рис. 6.

Полученная величина замедления согласуется с данными, представленными в работе [13] (уровень замедления при служебном торможении не превышает $0,8-1,7 \text{ м/с}^2$.) и соответствует границе комфорта по продольным ускорениям [14] (предел продольных ускорений для удобной езды $0,1g$, табл. 1).

Таблица 1

Предельные среднеквадратические ускорения для человека [14]

Предельные среднеквадратические ускорения:	Вертикальные ускорения	Продольные ускорения	Поперечные ускорения
для предела комфорта	0,1g	0,06g	0,05g
для предела удобной езды	0,25g	0,1g	0,07g
для предельных ускорений при непродолжительном действии	0,4g	0,2g	0,1g

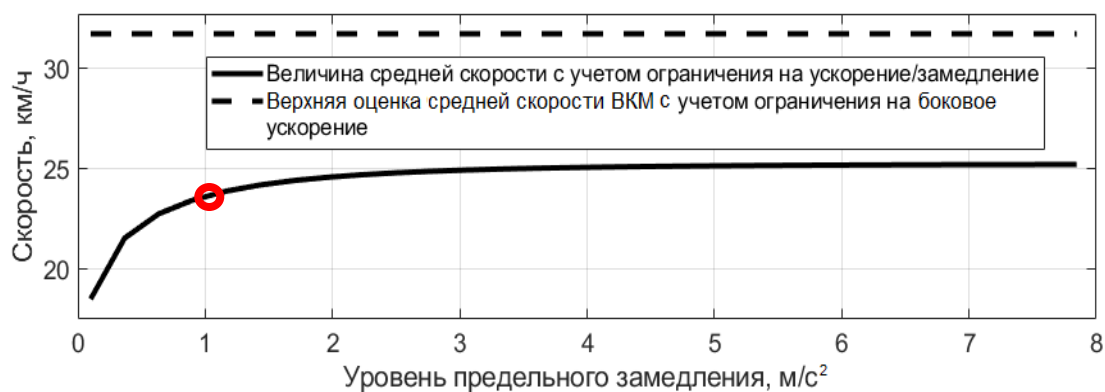
Представленный скоростной режим (рис. 6) не учитывает ограничение на боковые ускорения, действующие на водителя (боковые ускорения при движении с критической скоростью по заносу составляют $\mu_{s_{max}}g$). Для человека поддерживать такой режим движения в течение длительного времени не представляется возможным. В связи с этим, для ВКМ необходимо учитывать ограничение на боковое ускорение, равное $a_y = 0,1g$ [14], что соответствует предельному уровню при непродолжительном действии (табл. 1).

Для этого величину верхней оценки максимальной скорости ВКМ для каждого i -ого участка пути необходимо вычислять как (13):

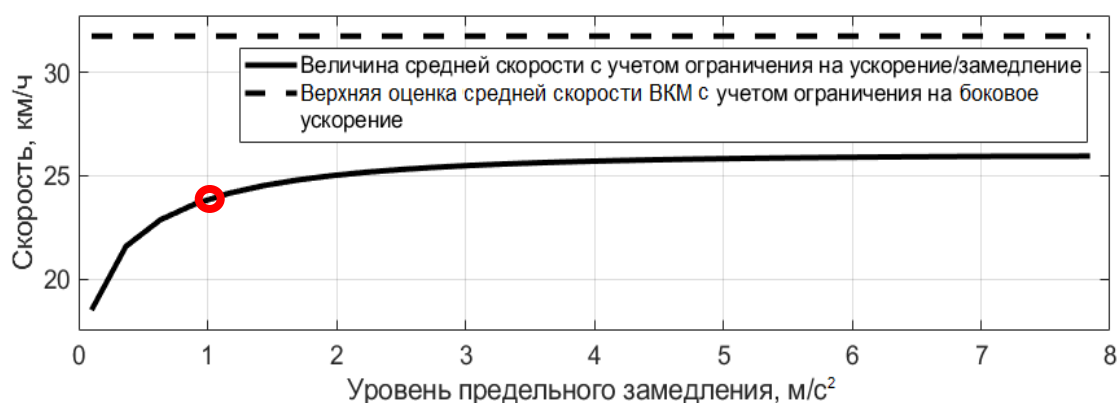
$$v_{пр_i} = \min(v_{a_y}, v_{z_i}, v_{оп_i}, v_{Nmax_i}, v_{max}), \quad v_{a_y} = \sqrt{a_y / k_{д_i}} \quad (13)$$

где v_{a_y} – предельная скорость ВКМ с учетом ограничения на боковое ускорение.

Тогда зависимости v_{cp} машины от уровня замедления с учетом ограничения на боковые ускорения получим в следующем виде (рис. 8).



а)



б)

Рис. 8. Зависимость v_{cp} ВКМ от уровня замедления ($a_y = 0,1g$):

а) удельная мощность 15 кВт/т; б) удельная мощность 22 кВт/т

Скоростной режим движения машины с удельной мощностью силовой установки 15 кВт/т для выбранного уровня замедления 1 м/с^2 с учетом ограничения на боковое ускорение $a_y = 0,1g$ представлен на рис. 9.

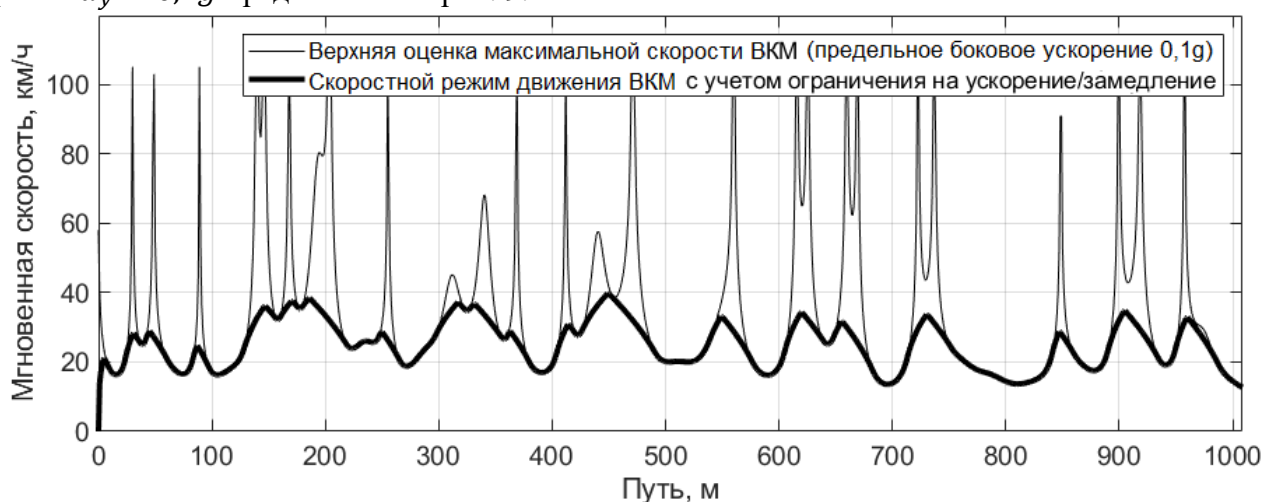


Рис. 9. Скоростной режим движения ВКМ для уровня замедления 1 м/с^2

Как видно из представленных зависимостей (рис. 7,8), требуемый уровень замедления ВКМ (в случае учета ограничения на боковое ускорение) за счет тормозов-замедлителей также, как и в случае отсутствия ограничения на боковое ускорение, составляет 1 м/с^2 . На основании полученных данных можно сделать вывод, что независимо от мощности силовой установки и перегрузок, воспринимаемых водителем при движении, требуемый уровень за-

медления, который необходимо обеспечить за счет узлов износостойкой тормозной системы ВКМ, составляет не более 1 м/с^2 .

Несложно заметить, что ограничение на боковое ускорение равное $0,1g$ соответствует предельному ускорению по заносу для случая движения ВКМ по обледенелой дороге (для «льда» $\mu_{smax} = 0,1$ [15]). Таким образом, результаты, представленные на рис. 8 и 9, можно интерпретировать как для случая движения ВКМ по опорной поверхности типа «лед» и заключить, что требуемый уровень замедления, который необходимо реализовать износостойкой тормозной системой, не зависит от сцепных свойств движителя с опорной поверхностью и также не превышает 1 м/с^2 .

Выводы

Установлено, что в случае ВКМ требуемый уровень замедления, который необходимо обеспечить за счет узлов износостойкой тормозной системы для достижения рациональной величины средней скорости движения машины, не зависит от мощности силовой установки и условий движения и составляет не более 1 м/с^2 .

Рассмотренный метод определения требуемого уровня замедления высокоподвижных колесных машин позволяет на этапе проектирования сформировать требования к агрегатам износостойкой системы торможения, а также приступить к определению их механических характеристик.

Библиографический список

1. Study of Friction and Wear Characteristics of the Friction Pair of Centrifugal Brake Rollers / A. L. Nosko, E. V. Safronov, V. A. Soloviev // *Journal of Friction and Wear*. – 2018, – Vol. 39, – № 2, – P. 145-151.
2. Generalized dynamic model of 'dry' friction units / Gekker, F.R. // *Trenie i Iznos*. – 1998. – Vol. 19. – P. 165-170.
3. Improvement of quality and tribological performance of transmission parts by electrochemical polishing / E.G. Yudin, V.A. Vartanyan, E.I. Vasilieva, // *Journal of Friction and Wear*. – 1998. – Vol. 19, – P. 81-86.
4. Косицын, Б.Б. Моделирование реализаций случайных функций характеристик дорожно-грунтовых условий при исследовании динамики колесных и гусеничных машин на этапе проектирования / Б.Б. Косицын, А.В. Мирошниченко, А.А. Стадучин // *Известия МГТУ «МАМИ»*. – 2019. – №3 (41). – С. 36-46.
5. Шалыгин, А.С. Прикладные методы статистического моделирования / А.С. Шалыгин, Ю.И. Палагин. – Л.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
6. Котиев, Г.О. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Котиев Г.О., Сарач Е.Б. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
7. Расщепляев, Ю.С. Синтез моделей случайных процессов для исследования автоматических систем управления / Ю.С. Расщепляев, В.Н. Фандиенко. – М.: Энергия, 1981. – 145 с.
8. Чернецкий, В.И. Анализ точности систем управления / В.И. Чернецкий. – М., 1968. – 247 с.
9. Methods for road microprofile statistical data transformation / Evgeniy Sarach, George Kotiev and Sergey Beketov // *MATEC Web of Conferences* – 2018. – V 224. article № 04009.
10. Estimating operation modes for the individual wheel electric drive of the all-wheel drive vehicle with the use of the driving simulator / Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 534 (2019) 012004* IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 534 (2019) 012004
11. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
12. Косицын, Б.Б. Метод определения энергоэффективного закона движения электробуса по городскому маршруту: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Б.Б. Косицын. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 165 с.

13. **Кравец, В.Н.** Теория движения автомобиля / В.Н. Кравец. – Н. Новгород, 2014. – 696 с.
14. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение. 1972. – 392 с.
15. **Платонов, В.Ф.** Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В.Ф. Платонов, Г.Р. Левиашвили. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.10.2019*

G.O. Kotiev¹, I.F. Gumerov², A.A. Stadukhin¹, B.B. Kositsyn¹

DECELERATION SELECTION FOR HIGH-MOBILITY WHEELED VEHICLES WITH AUXILIARY BRAKE SYSTEMS

¹ Bauman Moscow State Technical University

² PAO Kamaz

Introduction: When considering the driving modes of highly mobile-wheeled vehicles, it becomes obvious that the driver seeks to ensure a high speed of maneuvers. In this regard, the load on both the power plant and the brake system increases. With intensive changes in driving modes, the service brake system must dissipate a large amount of energy, which can lead to overheating of the actuators with a corresponding change (decrease) in the frictional properties of the friction pairs or increased wear, until the system fails.

Subject of research: The article deals with the method of determining the required level of deceleration of highly mobile-wheeled vehicles using a wear-resistant brake system, which allows increasing the average speed, significantly reduce the load on the service brake system and increase the life of friction elements.

Methodology and methods: the essence of the method is to form a high-speed mode of movement, close to the real operation of high-mobility wheeled vehicles, using statistical data on the routes. Thus, to describe the road-ground conditions when driving on the highway, the implementations of known random functions of external disturbances (curvature of the trajectory, coefficients of resistance to movement and interaction with the support surface) are used. In the formation of the flow regime are taken into account speed limits associated with stability, capacity, power plant, physiological characteristics of a person, as well as ongoing limit level of deceleration. Varying the limiting deceleration of the machine, the dependence of the average speed of the deceleration is determined. Because of the obtained data, such a required intensity of the machine speed reduction is determined, which is advisable to implement only at the expense of a wear-resistant brake system.

Results and scientific novelty: A method for determining the characteristics of wear-resistant braking system, characterized by the use of statistical data on road and ground conditions.

Practical significance: This method makes it possible to determine the characteristics of wear-resistant brake system units, ensuring the achievement of a given level of mobility of the machine.

Key words: wheeled vehicle, driving cycle, vehicle motion model, auxiliary brake system, retarders, deceleration.

УДК 629.113.01-585

В.Н. Кравец, Р.А. Мусарский**ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ ОТ ПАРАМЕТРОВ ЕГО ТРАНСМИССИИ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Разработана методика определения показателей топливной экономичности автомобиля и установления влияния конструктивных параметров трансмиссии на показатели топливной экономичности модернизированного грузового автомобиля ГАЗон Next 10. Оценка топливной экономичности автомобиля выполнена по единичным показателям: путевым расходам топлива при заданных скоростях, удельному контрольному расходу топлива, эксплуатационному расходу топлива при эксплуатационных скоростях. Названные показатели определены по графикам топливно-экономических характеристик установившегося движения автомобиля. Изложены методики построения названных графиков и определения по ним показателей топливной экономичности автомобиля. Установлено, что изменение параметров трансмиссии практически не влияет на эксплуатационный расход топлива автомобиля. Полученные в работе результаты и выводы позволяют изготовителю более обоснованно подойти к выбору параметров трансмиссии автомобиля ГАЗон Next 10.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, трансмиссия автомобиля, механическая ступенчатая коробка передач, главная передача, топливная экономичность автомобиля, показатели топливной экономичности, путевой расход топлива, удельный контрольный расход топлива, эксплуатационный расход топлива, топливно-экономическая характеристика установившегося движения.

Обоснование необходимости и цели работы

В 2014 г. Горьковский автомобильный завод (группа ГАЗ) в Нижнем Новгороде освоил производство семейства грузовых автомобилей среднего класса пятого поколения ГАЗон Next грузоподъемностью 5 т и полной массой 8,7 т. В 2018 г. предприятие произвело модернизацию семейства среднетоннажных автомобилей. Для повышения производительности и снижения себестоимости перевозок грузоподъемность базовой модели семейства была повышена до 6,2 т, в связи с чем полная масса возросла до 10 т, поэтому модернизированная модель получила обозначение ГАЗон Next 10. На этой модели установлен двигатель ЯМЗ-53445, максимальная мощность которого на 15 % выше, чем у предшествующего аналога. Предполагается замена пятиступенчатой коробки передач на шестиступенчатую с шестой повышающей ступенью и установка двух вариантов главной передачи с передаточными числами 3,9 и 4,55. Вместо шин 8,25R20 на неполноприводных модификациях предусмотрена установка низкопрофильных шин 265/70R19,5.

Изменение параметров двигателя, трансмиссии и размерности шин окажет влияние на показатели не только тягово-скоростных свойств [1], но и топливной экономичности модернизированной модели.

С учетом изложенного были определены цели работы:

- 1) разработка методики определения показателей топливной экономичности грузового автомобиля;
- 2) установление влияния конструктивных параметров трансмиссии на показатели топливной экономичности модернизированного грузового автомобиля.

Методика выполнения работы

Объектом исследования является транспортное средство категории N₂ по международной и отечественной классификации автотранспортных средств – грузовой автомобиль

ГАЗон Next 10. Исследование выполнено на основе следующих исходных данных, предоставленных конструкторами Группы ГАЗ:

- полная масса $m_a = 10\,000$ кг;
- грузоподъемность $m_t = 6\,200$ кг;
- двигатель дизельный с турбонаддувом ЯМЗ-53445-20, максимальная стендовая мощность $P_{\text{етmax}}^c = 125$ кВт (170 л.с.) при частоте вращения $n_{ep} = 2300$ об/мин, максимальный стендовый крутящий момент двигателя $T_{\text{етmax}}^c = 650$ Н·м при частоте $n_{eT} = 1200 \dots 1600$ об/мин, минимальный удельный эффективный расход топлива двигателя $g_{e\text{min}}^c = 194$ г/(кВт·ч) при частоте $n_{eg} = 1200$ об/мин, удельный эффективный расход топлива двигателя при максимальной мощности $g_{ep}^c = 218$ г/(кВт·ч) при частоте $n_{ep} = 2300$ об/мин;
- коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя $k_c = 0,95$;
- коробка передач механическая ступенчатая с двумя вариантами передаточных чисел:
 - 1) вариант 1 – пятиступенчатая с передаточными числами $u_{кI} = 6,555$; $u_{кII} = 3,933$; $u_{кIII} = 2,376$; $u_{кIV} = 1,442$; $u_{кV} = 1,000$;
 - 2) вариант 2 – шестиступенчатая с передаточными числами $u_{кI} = 6,555$; $u_{кII} = 3,933$; $u_{кIII} = 2,376$; $u_{кIV} = 1,442$; $u_{кV} = 1,000$; $u_{кVI} = 0,782$;
- главная передача с двумя вариантами передаточных чисел:
 - 1) вариант 1 – $u_0 = 3,9$;
 - 2) вариант 2 – $u_0 = 4,55$;
- коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{\text{TP}} = 0,87$;
- шины бескамерные низкопрофильные 265/70R19,5, статический радиус колес $r_{\text{ст}} = 0,421$ м, динамический радиус колес $r_{\text{д}} = 0,421$ м, радиус качения колес $r_{\text{к}} = 0,438$ м;
- коэффициент сопротивления качению $f = 0,01$;
- параметры обтекаемости: коэффициент обтекаемости $c_x = 0,7$; плотность воздуха $\rho_{\text{в}} = 1,225$ кг/м³; площадь миделя $A_{\text{в}} = 4,15$ м²; фактор обтекаемости $W = 1,78$ (Н·с²)/м²;
- плотность дизельного топлива $\rho_{\text{т}} = 860$ кг/м³.

Оценка топливной экономичности исследуемого автомобиля выполнена с использованием единичных показателей, содержащихся в нормативных документах [2-4]:

- 1) расходов топлива при заданных скоростях Q_{S1} и Q_{S2} ;
- 2) удельного контрольного расхода топлива грузового автомобиля $Q_{Wк}$;
- 3) эксплуатационного расхода топлива $Q_{Sэ,р}$.

Для определения названных показателей были рассчитаны и построены графики топливно-экономических характеристик установившегося движения при различных значениях конструктивных параметров трансмиссии.

Топливоно-экономическая характеристика установившегося движения представляет зависимость путевого расхода топлива Q_S от скорости V_a при установившемся движении ($V_a = \text{const}$) на дорогах с различными коэффициентами сопротивления [7].

Методика расчета и построения топливно-экономических характеристик автомобиля изложена в учебной литературе по теории автомобиля [5-8]. При выполнении настоящей ра-

боты ее авторы усовершенствовали известную методику с целью повышения точности и удобства выполнения расчетов.

В существующих методиках при расчете путевого расхода топлива отдельно учитывают влияние на него внешних и внутренних сил сопротивления. Авторами предложено вести расчет расхода топлива с использованием мощности нагрузки двигателя. Мощность нагрузки двигателя – это мощность, необходимая для преодоления всех внешних и внутренних сил сопротивления движению автомобиля. Ее рассчитывают по формуле (кВт) (1):

$$P_d = \frac{P_\psi + P_b + P_a + P_s}{k_c \eta_{тр}}, \quad (1)$$

где P_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт; P_b – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; P_a – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону, кВт; P_s – мощность, затрачиваемая на буксование ведущих колес, кВт; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя и систем шасси автомобиля; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, учитывающий потери мощности в трансмиссии.

При расчете топливно-экономической характеристики установившегося движения, когда скорость постоянна, $P_a = 0$. При движении автомобиля по твердой сухой опорной поверхности вероятность буксования ведущих колес минимальна, поэтому $P_s = 0$. Использование при расчете путевого расхода топлива мощности нагрузки двигателя обеспечивает возможность определения степени использования мощности двигателя, которая необходима для нахождения удельного расхода топлива двигателя по его дроссельной характеристике и по приближенной аналитической методике.

Путевой расход топлива зависит от удельного расхода топлива двигателя g_d . Удельный расход топлива двигателя – величина переменная, зависящая от частоты вращения вала и нагрузки двигателя. В данной работе удельный расход топлива двигателя был определен по приближенной аналитической методике. Второе усовершенствование методики заключалось в более точном определении удельного расхода топлива двигателя по приближенной аналитической методике, согласно которой его рассчитывают [г/(кВт·ч)] по выражению (2):

$$g_d = g_{ep}^c k_E k_H, \quad (2)$$

где g_{ep}^c – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности $P_{e\max}^c$, [г/(кВт·ч)]; k_E – коэффициент, учитывающий степень использования частоты вращения вала двигателя; k_H – коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя.

Наличие на графике внешней скоростной характеристики двигателя зависимости $g_e^c = f(n_e)$ позволило определить точное значение удельного расхода топлива при максимальной мощности $g_{ep}^c = 218$ г/(кВт·ч), что в 1,1 раза больше минимального удельного расхода двигателя, равного 194 г/(кВт·ч).

Аналитические зависимости $k_E = f(E)$ и $k_H = f(I)$, предложенные в 1980-х гг. А.И. Гришкевичем [9], в настоящее время для автомобильных двигателей дают неудовлетворительные результаты при расчете $k_H = f(I)$. В связи с этим авторы приняли решение при расчете зависимости $k_E = f(E)$ принять полином третьего порядка, предложенный А.И. Гришкевичем (3):

$$k_E = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3, \quad (3)$$

а при расчете зависимости $k_{\text{И}} = f(\text{И})$ использовать полином пятого порядка, введенный в теорию автомобиля В.И. Песковым [10] для дизельных двигателей (4):

$$k_{\text{И}} = 3,52 - 17,24\text{И} + 44,85\text{И}^2 - 55,28\text{И}^3 + 31,23\text{И}^4 - 6,08\text{И}^5 \quad (4)$$

Топливо-экономические характеристики строят при нескольких значениях коэффициента сопротивления дороги. Начальное значение этого коэффициента ψ_1 должно соответствовать движению автомобиля по горизонтальной ровной дороге с твердым асфальтобетонным или цементобетонным покрытием. В этих дорожных условиях коэффициент сопротивления дороги равен коэффициенту сопротивления качению: $\psi_1 = f = 0,01$. Конечное значение коэффициента сопротивления дороги $\psi_{v_{\text{max}}} = D_{\text{max}}$, где D_{max} – максимальный динамический фактор автомобиля на расчетной передаче. Его находят по формуле (5):

$$D_{\text{max}} = \frac{\frac{k_c T_{e_{\text{max}}}^c u_k u_d u_0 \eta_{\text{тр}}}{r_d} - \frac{WV_{a_{\text{кр}}}^2}{12,96}}{m_a g}, \quad (5)$$

где $V_{a_{\text{кр}}}$ – критическая скорость по динамической характеристике автомобиля, км/ч. В диапазоне между начальным ψ_1 и конечным $\psi_{v_{\text{max}}}$ значениями коэффициента сопротивления дороги выбирают несколько промежуточных значений $\psi_2, \psi_3, \dots, \psi_m$ с интервалом не более 0,01.

На рис. 1-4 показаны топливо-экономические характеристики автомобиля ГАЗон Next 10 при различных значениях конструктивных параметров трансмиссии.

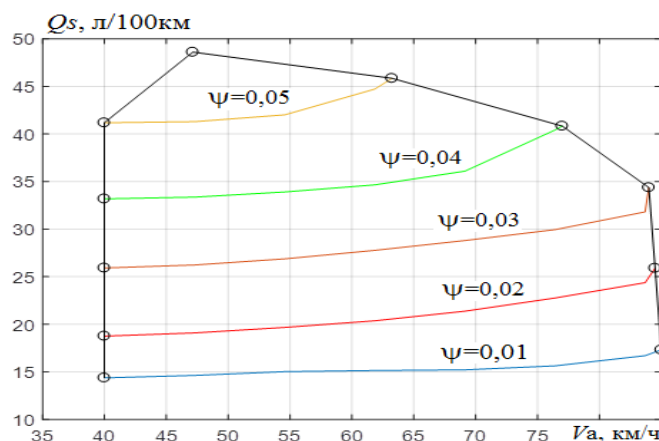


Рис. 1. Топливо-экономическая характеристика на пятой ступени автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач и передаточным числом главной передачи 4,55

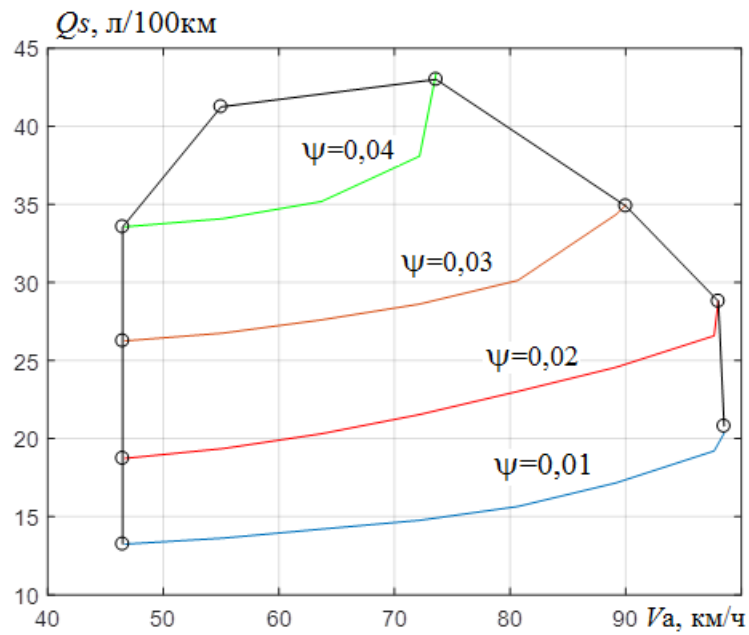


Рис. 2. Топливо-экономическая характеристика на пятой ступени автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач и передаточным числом главной передачи 3,9

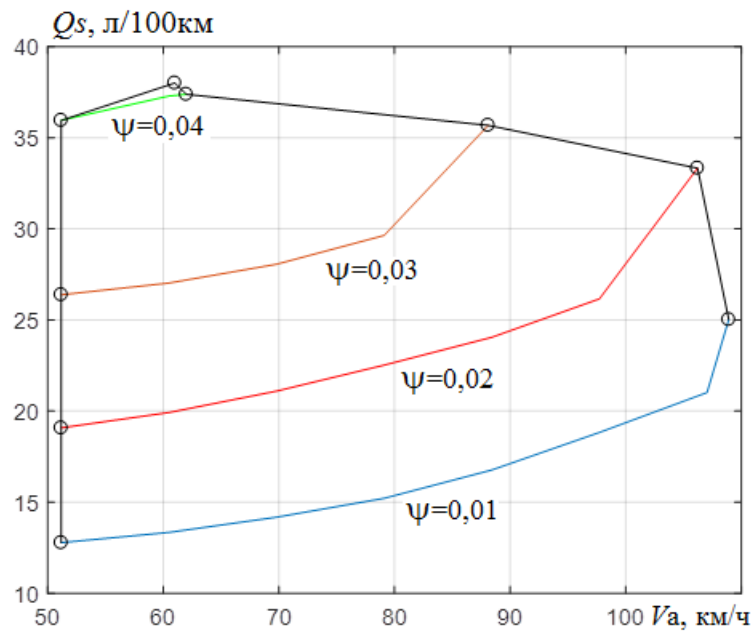


Рис. 3. Топливо-экономическая характеристика на шестой ступени автомобиля с шестиступенчатой коробкой передач и передаточным числом главной передачи 4,55

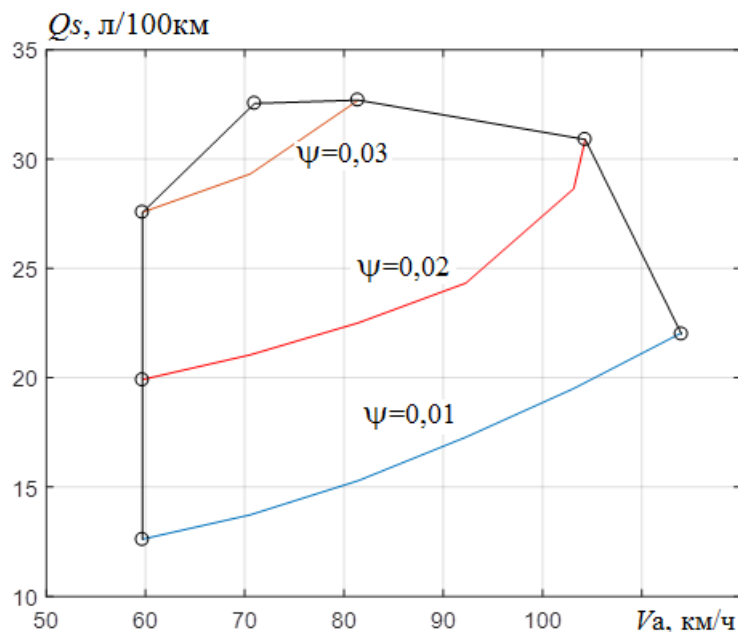


Рис. 4. Топливо-экономическая характеристика на шестой ступени автомобиля с шестиступенчатой коробкой передач и передаточным числом главной передачи 3,9

Согласно ГОСТ 54810-2011, для транспортных средств категории N_2 устанавливают заданные скорости 60 и 80 км/ч. Путь расход топлива при заданных скоростях движения определяют по графику топливо-экономической характеристики при коэффициенте сопротивления дороги ψ_1 (рис. 5).

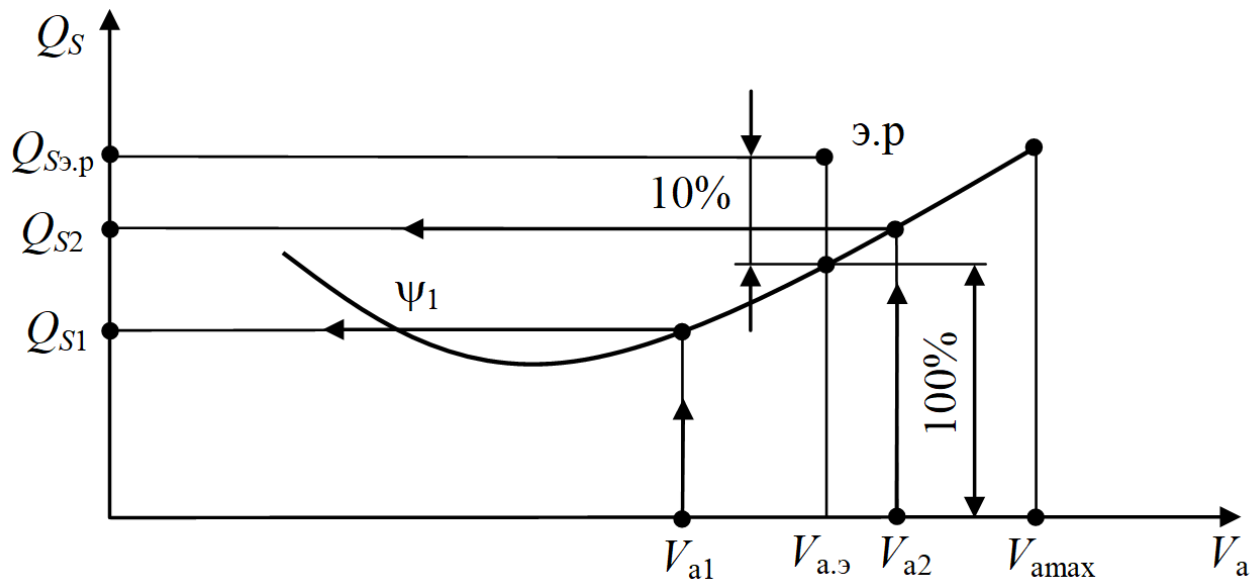


Рис. 5. Методика определения путевого расхода топлива при заданных скоростях движения и эксплуатационного расхода топлива грузового автомобиля

Удельный контрольный расход топлива транспортного средства категории N_2 – грузового автомобиля полной массой более 3,5 т [л/(100 т · км)] определяют по выражению (6):

$$Q_{wk} = \frac{Q_{SK}}{m_r}, \quad (6)$$

где $Q_{СК}$ – контрольный путевой расход топлива при заданной скорости 60 км/ч, л/100 км;
 m_T – грузоподъемность автомобиля, т.

Эксплуатационный расход топлива $Q_{Sэ,р}$ (рис. 5) примерно на 10 % больше расхода топлива по топливно-экономической характеристике установившегося движения по горизонтальной ровной дороге с твердым покрытием при эксплуатационной скорости $V_{а.э}$, которая для автомобиля с двигателем с воспламенением от сжатия составляет три четверти максимальной $V_{аmax}$.

Результаты исследования

В табл. 1 показана зависимость путевого расхода топлива от параметров трансмиссии автомобиля при заданных скоростях движения.

Таблица 1

Зависимость путевого расхода топлива от параметров трансмиссии при заданных скоростях движения

Заданные скорости, км/ч	Путевой расход топлива, л/100 км, при параметрах трансмиссии			
	$u_{кV} = 1,000$ $u_0 = 4,55$	$u_{кV} = 1,000$ $u_0 = 3,9$	$u_{кVI} = 0,782$ $u_0 = 4,55$	$u_{кVI} = 0,782$ $u_0 = 3,9$
60	15,0	14,0	13,4	12,5
80	16,3	15,7	15,4	15,0

В табл. 2 приведен удельный контрольный расход топлива грузового автомобиля при различных значениях параметров трансмиссии.

Таблица 2

Удельный контрольный расход топлива автомобиля

Удельный контрольный расход топлива, л/(100 т · км), при скорости 60 км/ч и параметрах трансмиссии			
$u_{кV} = 1,000$ $u_0 = 4,55$	$u_{кV} = 1,000$ $u_0 = 3,9$	$u_{кVI} = 0,782$ $u_0 = 4,55$	$u_{кVI} = 0,782$ $u_0 = 3,9$
2,42	2,26	2,16	2,02

В табл. 3 содержатся данные об эксплуатационном расходе топлива и эксплуатационной скорости автомобиля при различных величинах конструктивных параметров трансмиссии.

Таблица 3

Эксплуатационный расход топлива и эксплуатационная скорость грузового автомобиля

Параметры трансмиссии							
$u_{кV}=1,000$ $u_0=4,55$		$u_{кV}=1,000$ $u_0=3,9$		$u_{кVI}=0,782$ $u_0=4,55$		$u_{кVI}=0,782$ $u_0=3,9$	
Эксплуатационный расход топлива и скорость							
$Q_{Sэ,р}$, л/100 км	$V_{а.э}$, км/ч	$Q_{Sэ,р}$, л/100 км	$V_{а.э}$, км/ч	$Q_{Sэ,р}$, л/100 км	$V_{а.э}$, км/ч	$Q_{Sэ,р}$, л/100 км	$V_{а.э}$, км/ч
17,0	63,8	16,5	73,7	71,2	81,0	17,0	85,5

Выводы

1. Наименьший путевой расход топлива автомобиля составляет при передаточном числе главной передачи 3,9 и на шестой повышающей ступени шестиступенчатой коробки передач: 12,5 л/100 км при скорости 60 км/ч и 15,0 л/100 км при скорости 80 км/ч. Наибольшее количество топлива на 100 км пути расходует автомобиль

при передаточном числе главной передаче 4,55 и на пятой прямой ступени пятиступенчатой коробки передач: 15,0 л/100 км при скорости 60 км/ч и 16,3 л/100 км при скорости 80 км/ч.

2. Снижение передаточного числа главной передачи с 4,55 до 3,9 (на 14,3 %) уменьшило путевой расход топлива автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач на пятой ступени при скорости 60 км/ч с 15,0 до 14,0 л/100 км (на 6,7 %) и при скорости 80 км/ч с 16,3 до 15,7 л/100 км (на 3,7 %), а у автомобиля с шестиступенчатой коробкой передач на шестой ступени при скорости 60 км/ч с 13,4 до 12,5 л/100 км (на 6,7 %) и при скорости 80 км/ч с 15,4 до 15,0 л/100 км (на 2,3 %).
3. Удельный контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч при различных значениях передаточных чисел главной передачи и коробки передач изменяется в пределах от 2,02 до 2,42 л / (100 т · км), т.е., на 16,5 %.
4. Изменение параметров трансмиссии несущественно влияет на эксплуатационный расход топлива автомобиля, который изменяется в пределах от 16,5 до 17,2 л/100 км (на 4 %).
5. Полученные в данной работе результаты и выводы позволят изготовителю более обоснованно подойти к выбору параметров трансмиссии модернизируемой модели грузового автомобиля ГАЗон Next 10.

Библиографический список

1. **Кравец, В.Н.** Влияние параметров трансмиссии на показатели тягово-скоростных свойств грузового автомобиля / В.Н. Кравец, Р.А. Мусарский, А.В. Тумасов. // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2019. – №3 (126). – С. 145-153.
2. ГОСТ Р 54810 – 2011. Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Введен 2012-09-01. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии: Стандадартинформ, 2012. – 22 с.
3. ГОСТ 4.401–88. Автомобили грузовые. Номенклатура показателей. – Взамен ГОСТ 4.401–85; введ. 1989–01–01. – М.: Госкомитет СССР по стандартам: Изд-во стандартов, 9 с.
4. **Кравец, В.Н.** Измерители эксплуатационных свойств автотранспортных средств: учеб. пособие / В.Н. Кравец. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2014. – 157 с.
5. **Тарасик, В.П.** Теория движения автомобиля: учеб. для вузов / В.П. Тарасик. – СПб: БХВ – Петербург, 2006. – 478 с.
6. **Ларин, В.В.** Теория движения полноприводных колесных машин: учеб. / В.В. Ларин. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.
7. **Кравец, В.Н.** Теория автомобиля: учеб. для вузов / В.Н. Кравец, В.В. Селифонов. – М.: ООО «Гринлайт+», 2011. – 884 с.
8. Автомобили: Теория эксплуатационных свойств: учеб. для студентов учреждений высш. проф. образования / А.М. Иванов, А.Н. Нарбут, А.С. Паршин [и др.]; под ред. А. М. Иванова. – М.: ИЦ «Академия», 2013. – 176 с.
9. **Гришкевич, А.И.** Автомобили: теория: учеб. для вузов / А.И. Гришкевич. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
10. **Песков, В.И.** Расчетные исследования эксплуатационных характеристик автомобиля: монография / В.И. Песков, Н.А. Кузьмин. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2018. – 212 с.

*Дата поступления
в редакцию: 22.10.2019*

V.N. Kravets, R.A. Musarsky

**DEPENDENCE OF INDICATORS OF FUEL ECONOMY OF THE TRUCK
ON PARAMETERS OF ITS TRANSMISSION**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Development of a method for determining the fuel economy of a car and establishing the influence of the design parameters of the transmission on the fuel economy of a truck.

Design/methodology / approach: The determination of individual indicators of the fuel economy of the vehicle under study - the traveling fuel consumption at given speeds, the specific control fuel consumption and the operating fuel consumption was carried out on the basis of calculated and constructed graphs of the fuel and economic characteristics of the steady movement at various values of the transmission parameters.

Findings: Influence of gear ratios of five- and six-speed transmissions and gear ratio of the main transmission on single indicators of fuel economy of the truck is established.

Research limitations/implications: The error in determining the indicators of fuel efficiency, identified by the graphs of the fuel and economic characteristics of the car, is greater than in comparison with analytical methods for determining these indicators.

Originality/value: The novelty of the results is that the subject of the study is a new modification of the middle-class truck of the GAZ Group. The study will allow the manufacturer to more reasonably approach the choice of transmission parameters of the truck Lawn Next 10.

Key words: truck, vehicle transmission, manual speed transmission, main gear, fuel efficiency, fuel efficiency indicators, travel fuel consumption, specific control fuel consumption, operational fuel consumption, fuel and economic characteristics of steady motion.

УДК 629.113

В.И. Песков

**УТОЧНЕНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФОРМУЛЫ Я.С. АГЕЙКИНА
ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВЫСОТЫ ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО МНОГООСНЫМИ
ПОЛНОПРИВОДНЫМИ АВТОМОБИЛЯМИ ПОРОГОВОГО УСТУПА**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Показано, что известная формула для определения высоты преодолеваемого полноприводными автомобилями порогового уступа дает правильный результат в ограниченном диапазоне реальных значений коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Выведена новая формула для оценки возможности преодоления полноприводной машиной порогового уступа, превышающего радиус колеса. С использованием этой формулы показана на примере колесной машины 8x8 возможность преодоления порогового уступа, практически в полтора раза, превышающего размер свободного радиуса колеса. Теоретический вывод подтвержден экспериментально.

Ключевые слова: пороговый уступ (эскарп), коэффициент сцепления, свободный радиус колеса, колесные схемы, преодоление эскарпа более радиуса колеса.

Известная формула Я.С. Агейкина [1-3] выведена для оценки возможности преодоления порогового уступа (эскарпа) полноприводными автомобилями при упрощающем условии, когда все оси автомобиля имеют одинаковую весовую нагрузку (1):

$$h_3^{\max} = r_c (1 - (1 - \Delta_{\text{ш}} / r_c) / \sqrt{1 + \{[(n - 1)\varphi_x + \varphi_{\text{п}}] / [1 - (n - 1)\varphi_x \varphi_{\text{п}}]\}^2}), \quad (1)$$

где h_3^{\max} – максимальная высота преодолеваемого эскарпа автомобилем с эластичными шинами; $\Delta_{\text{ш}}$ – радиальная деформация шины на ребре эскарпа; r_c – свободный радиус колеса; n – число ведущих осей у автомобиля; φ_x – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью перед эскарпом; $\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент сцепления колеса с ребром эскарпа.

Проведем подробный анализ указанной формулы для полноприводных автомобилей с колесными схемами 4x4, 6x6, 8x8 и 10x10 при изменяющемся φ_x в пределах от 0,1 до 0,8. При этом для всех условий примем $\varphi_{\text{п}} = 0,84$, поскольку эскарп обычно представляет собой инженерное сооружение из монолитного бетона. Деформацию шины на ребре эскарпа ($\Delta_{\text{ш}}$) примем равной 10 % от свободного радиуса колеса. Результаты расчетов высоты эскарпа в долях от свободного радиуса колеса (r_c) сведены в табл. 1.

На рис. 1 расчетные данные табл. 1 дополнительно проиллюстрированы семейством соответствующих кривых. Как видно из табл. 1 и рис. 1, реальный расчетный результат во всем диапазоне возможных значений коэффициента сцепления φ_x получается только для машин с колесной формулой 4x4. Для полноприводных машин 6x6 правильный результат получается только до коэффициента сцепления опорной поверхности 0,6, при большей величине этого коэффициента вычисления переходят в область мнимых значений, поскольку выражение в скобках знаменателя формулы становится отрицательным. Это объясняет, почему при более благоприятных условиях по развиваемым на ведущих колесах тяговым усилиям расчет при $\varphi_x = 0,7$ и $\varphi_x = 0,8$ дает меньшее значение высоты преодолеваемого машиной эскарпа.

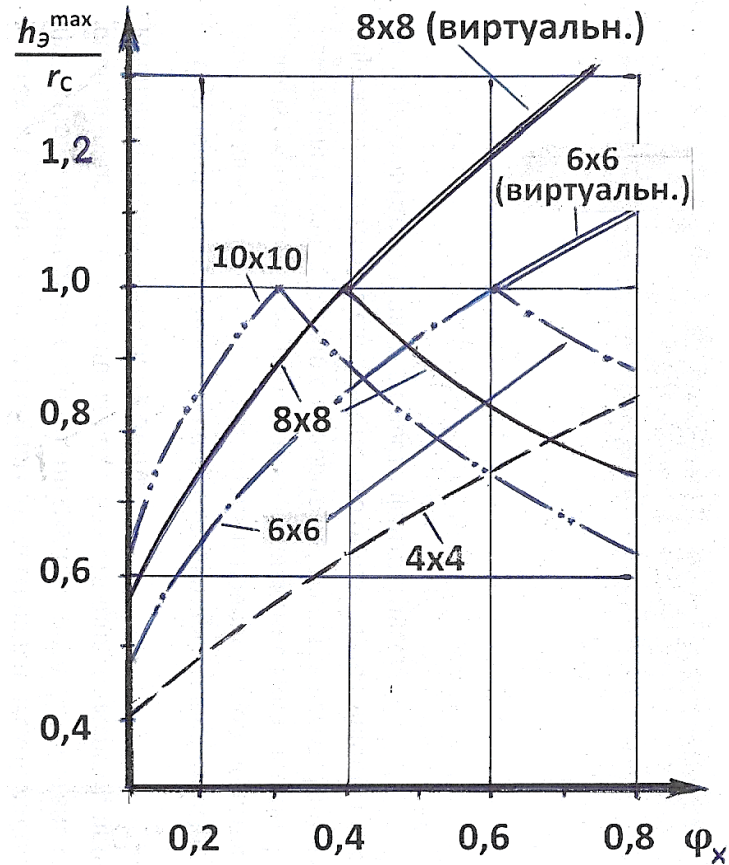
Рис. 1. Зависимость $h_{э}^{\max}/r_c$ от φ_x по формуле Я.С. Агейкина

Таблица 1

Расчетная высота порогового уступа (в долях r_c), преодолеваемого полноприводными машинами с различными колесными схемами, в соответствии с формулой Я.С. Агейкина (в расчетах принято $\varphi_n = 0,84$; $\Delta_{ш} = 0,1r_c$)

Колесн. схема \ φ_x	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
4x4	0,399	0,497	0,556	0,625	0,688	0,745	0,798	0,846
6x6	0,482	0,625	0,745	0,846	0,931	≈ 1,0	0,935	0,883
8x8	0,556	0,745	0,891	≈ 1,0	0,908	0,837	0,778	0,730
10x10	0,625	0,846	≈ 1,0	0,889	0,797	0,730	0,678	0,635

Еще проблематичнее ситуация для машин 8x8. Для них реальный результат, удовлетворительно подтверждаемый в экспериментах, получается только до коэффициента сцепления 0,4. При более высоких φ_x расчет по формуле Я.С. Агейкина дает ошибочное значение $h_{э}^{\max}$. Для машин с колесной формулой 10x10 уже при коэффициенте сцепления 0,3 высота преодолеваемого эскарпа достигает предельного значения, до которого расчетная схема, использованная при выводе указанной формулы, была верна (в работе [2] подчеркивается, что формула справедлива только до значения высоты эскарпа, которая не более свободного радиуса колеса автомобиля). Напрашивается вывод, что для многоосных полноприводных машин достаточно точное расчетное определение высоты преодолеваемого порогового уступа (эскарпа) по формуле Я.С. Агейкина возможно в очень ограниченных диапазонах по величине коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Это происходит потому, что использованная при выводе формулы расчетная схема предполагала движение колеса и са-

мой машины вперед, в то время как при более высоких значениях φ_x высота преодолеваемого порогового уступа должна быть больше r_c . Это, в свою очередь, должно привести к изменению направления движения передних колес, преодолевающих препятствие – они должны в данном случае двигаться не вперед, а вверх.

Соответственно, расчетная схема должна быть такой, как показано на рис. 2 (ввиду одновременности процесса преодоления передними колесами большого препятствия и симметричности ситуации слева и справа, расчетная схема выполнена плоской) [4]. Передние колеса фактически не касаются горизонтальной опорной поверхности, т.е. началось их движение вверх. На рис. 2: F_{z1} – тяговая сила на передних ведущих колесах, прижатых к вертикальной стенке препятствия задними ведущими колесами, $F_{z1} = (\varphi_x - f) F_{x2}$; F_{x2} – тяговая сила на ведущих задних колесах, $F_{x2} = (\varphi_x - f) G_2$; G_1 – весовая нагрузка на передние ведущие колеса; G_2 – весовая нагрузка на задние ведущие колеса; $r_{cп}$ – свободный радиус передних колес; r_3 – динамический радиус задних колес; Б – база транспортного средства. Как видно из рис. 2, для обеспечения движения вверх по вертикальной стенке препятствия передних колес двухосного полноприводного транспортного средства и преодоления в итоге уступа высотой более радиуса $r_{cп}$ необходимо выполнение следующих условий [4] (2):

$$F_{z1} > G_1; (\varphi_x - f)F_{x2} > G_1; (\varphi_x - f)(\varphi_x - f) G_2 > G_1; \\ (\varphi_x - f)^2 G_2 > G_1 \quad (2)$$

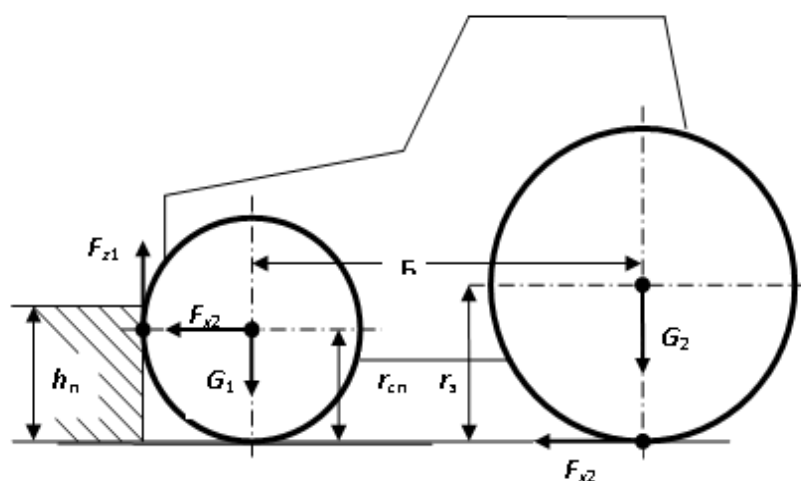


Рис. 2. Схема сил, действующих на ведущие колеса полноприводного трактора, преодолевающего крупное препятствие (передние колеса уже не контактируют с горизонтальной поверхностью)

Оценим реальность такого события для существующих колесных машин, тем более, что раньше вообще не рассматривались подобные экстремальные возможности колесных транспортных средств. Так, для современного полноприводного колесного трактора статическая развесовка по колесным осям диапазона $G_1 / G_2 = (0,35 \div 0,4) G_T / (0,65 \div 0,6) G_T$ вполне реальна. За счет реактивного момента со стороны ведущих колес, действующего на корпус трактора, эта развесовка дополнительно изменяется в нужную сторону с точки зрения обеспечения условий для преодоления передними колесами очень большого препятствия [5]. Так, при $G_1 / G_2 = 0,4 / 0,6$; $\varphi_n = \varphi_x = 0,7$; $r_{cп} = 0,53$ м; $r_3 = 0,72$ м и базе Б = 2,5 м максимальное изменение Δ вертикальных реакций на колесах (исходя из сцепных условий) составит [5, 7] (3).

$$\Delta G_1 = \Delta G_2 = T_p / Б = (1 + 0,7) 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,53 G_T / 2,5 = 0,15 G_T, \quad (3)$$

где T_p – реактивный момент со стороны ведущих колес; G_T – полный вес трактора.

Динамическая развесовка $G_{1д}$ и $G_{2д}$ в момент преодоления препятствия передними колесами будет следующей (4):

$$\begin{aligned} G_{1д} &= 0,4 G_T - 0,15 G_T = 0,25 G_T, \\ G_{2д} &= 0,6 G_T + 0,15 G_T = 0,75 G_T. \end{aligned} \quad (4)$$

Соответственно, условием преодоления уступа высотой более $r_{сп} = 0,53$ м является выведенное здесь неравенство (2): $(\varphi_x - f)^2 G_{2д} > G_{1д}$; $(0,7 - 0,015)^2 0,75 G_T > 0,25 G_T$; $0,352 > 0,25$. Как видим, условие выполняется. Следовательно, полноприводный трактор с такой осевой нагрузкой сможет преодолеть передними колесами уступ, высота которого $h_3^{max} > r_{сп} = 0,53$ м. Для полноприводного автомобиля с колесной формулой 4x4 эта ситуация также теоретически реальна при статической развесовке 0,4/0,6. Например, вездеход типа УАЗ-3151 с такой развесовкой, базой 2,38 м, радиусом колес $r_c = 0,37$ м и полным весом G_a (и такими же условиями по сцеплению колес в момент максимальной реализации своих сцепных свойств) будет испытывать максимальное изменение Δ вертикальных реакций на ведущих осях $\Delta G_1 = \Delta G_2 = T_p / B = (1+0,7)0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,37 G_a / 2,38 \approx 0,111 G_a$. Динамическая развесовка в момент преодоления препятствия передними колесами определится как (5):

$$\begin{aligned} G_{1д} &= 0,4 G_a - 0,111 G_a = 0,289 G_a, \\ G_{2д} &= 0,6 G_a + 0,111 G_a = 0,711 G_a. \end{aligned} \quad (5)$$

Условием преодоления передними колесами уступа высотой более $r_{сп} = 0,37$ м в данном случае является неравенство (2) $(\varphi_x - f)^2 G_{2д} > G_{1д}$; $(0,7 - 0,015)^2 0,711 G_a > 0,289 G_a$; $0,334 > 0,289$, которое, как мы видим, выполняется, хотя и с чуть меньшим запасом, чем в ранее рассмотренном примере. Интересно, что для передних колес грузовика с колесной формулой 6x6 и балансирной подвеской задних ведущих осей рассмотренные ситуации теоретически также реальны. Для этого должна обеспечиваться (как минимум) одинаковая статическая нагрузка на все три оси, т.е., $G_1 = G_2 = G_3 \approx 0,333 G_a$. Максимальное изменение Δ вертикальных реакций на ведущих осях в случае задней балансирной подвески будет обеспечиваться реактивным моментом, действующим только со стороны передней ведущей оси. При $\varphi_x = 0,7$, $r_c = 0,5$ м и базе автомобиля $B = 4,2$ м (6):

$$\Delta G_1 = \Delta G_2 + \Delta G_3 = T_p / B = 0,333 \cdot 0,7 \cdot 0,5 G_a / 4,2 \approx 0,028 G_a. \quad (6)$$

Динамическая развесовка в момент преодоления препятствия передними колесами определится как (7):

$$\begin{aligned} G_{1д} &= 0,333 G_a - 0,028 G_a = 0,305 G_a, \\ G_{2д} + G_{3д} &= 0,666 G_a + 0,028 G_a = 0,694 G_a. \end{aligned} \quad (7)$$

Условием преодоления передними колесами уступа высотой более $r_c = 0,5$ м в данном случае также является неравенство (2) $(\varphi_x - f)^2 (G_{2д} + G_{3д}) > G_{1д}$; $(0,7 - 0,015)^2 0,694 G_a > 0,305 G_a$; $0,326 > 0,305$. Неравенство выполняется, но надежность выполнения процесса самая низкая из всех рассмотренных случаев. Если коэффициент сцепления шин с контактными поверхностями препятствия и дорожного полотна будет меньше всего на 0,05 ($\varphi_x = 0,65$), передние колеса не смогут преодолеть уступ высотой более радиуса колеса, хотя по расчетной формуле [7] они будут способны преодолеть прямоугольное препятствие высотой $0,978 r_c = 0,489$ м. Въезд передними колесами на высокое препятствие не означает, что задние колеса также успешно его преодолеют. Например, в рассмотренном ранее варианте, когда полноприводный трактор с развесовкой 0,4/0,6 уверенно въехал передними колесами на препятствие высотой более $r_{сп} = 0,53$ м, его задние колеса, несмотря на их больший диаметр, преодолеют, согласно расчетам [6-8], прямоугольный уступ высотой только 0,33 м ($0,458 r_3$). При большей высоте препятствия трактор остановится, т.е., потеряет проходимость. Поэтому оценку проходимости машины при движении через единичные препятствия необходимо производить по результатам комплексной оценки возможности преодоления их колесами всех осей.

Проведенный анализ позволяет сделать ряд важных выводов.

Во-первых, показано, что преодоление передними ведущими колесами полноприводного двухосного транспортного средства прямоугольного препятствия, высота которого превосходит радиус этих колес, при определенных условиях возможно.

Во-вторых, утверждение, что приспособленность колесных транспортных средств к преодолению единичных препятствий однозначно зависит от радиусов их колес, справедливо только для случаев равномерного распределения весовой нагрузки по всем колесным осям. Этот вывод в большой степени подтверждается, в том числе, и формулой Я.С. Агейкина (1), которая выведена на основе соблюдения указанного условия. При других вариантах развесовок транспортных средств возможны случаи, когда колеса меньшего радиуса смогут преодолеть препятствие большей высоты (как в рассмотренном примере преодоления препятствия передними и задними колесами полноприводного трактора).

В-третьих, важнейшим фактором, влияющим на способности колеса (оси автомобиля) к преодолению единичного препятствия, является весовая нагрузка на это колесо (ось). Этот вывод приводит к заключению о перспективности создания колесных вездеходных машин с изменяемой развесовкой, что позволит в процессе преодоления препятствий существенно влиять на их проходимость [8]. Возможно также использование специальных приемов, позволяющих менять развесовку машины в нужную сторону. Как пример такого влияния на повышение проходимости автомобиля, вернемся к варианту полноприводного УАЗ-3151, имеющему развесовку 0,41/0,59 при полной загрузке восемью снаряженными военной экипировкой бойцами. Передняя ось автомобиля, как было показано, при такой развесовке и хорошем сцеплении колес с препятствием и дорожным покрытием ($\varphi_{\text{п}} = \varphi_{\text{х}} = 0,8 \div 0,84$), сможет преодолеть достаточно высокий уступ (вплоть до $h_{\text{з}}^{\text{max}} = r_{\text{с}} = 0,37$ м). Имеющийся зазор между днищем кузова и поверхностью дороги позволит дальнейшее движение автомобиля до упора задних колес в препятствие. Затем боевой экипаж должен покинуть автомобиль, развесовка которого за счет этого изменится на 0,55/0,45. Как показывает расчет по формуле [7], но с учетом отрицательного для весовой нагрузки задней оси влияния реактивного момента [5, 8], указанный маневр позволит колесам задней оси преодолеть препятствие высотой 0,26 м. Без такого тактического приема максимальная высота уступа, преодолеваемого задними колесами, не превысила бы 0,2 м.

Для военной машины с целью повышения проходимости в указанных условиях возможно также использование экстремальных способов. Один из них – размещение на передней части капота двигателя специальных рукояток, позволяющих двум-трем бойцам в момент преодоления препятствия задними колесами надежно зафиксировать себя на переднем бампере автомобиля в качестве своеобразных противовесов. Эта процедура дополнительно изменит развесовку машины в нужную сторону, сделав ее близкой к 0,6/0,4. Дополнительная разгрузка задней оси позволит в итоге преодолеть ей уступ высотой около 0,3 м. Возможно даже преодоление задними колесами уступа высотой 0,35 м за счет использования инерции. Для этого необходимо обеспечить движение на препятствие со скоростью $5 \div 7$ км/ч, т.е., замены процесса на динамический, но с допустимыми (не более 0,5 g) продольными перегрузками.

Исследования показали, что, вопреки выводам из табл. 1 и рис. 1, многоосные машины с числом ведущих колес более четырех имеют повышенный потенциал с точки зрения преодоления больших единичных препятствий [7-9]. Так, если полноприводная машина с колесной формулой 4x4 способна преодолеть последовательно обеими осями эскарп высотой $\approx 0,85$ радиуса колеса (табл. 1), то предварительные расчеты с учетом формулы (2) показали, что полноприводная машина 8x8 может преодолеть всеми колесами такое препятствие высотой даже более радиуса колеса. Сделана попытка подробного изучения ситуации преодоления эскарпа высотой более радиуса колеса полноприводным спецавтомобилем с колесной формулой 8x8. В качестве прототипа взята одна из разработок конструкторов ООО «Военно-инженерный центр» – восьмиколесный бронетранспортер ГАЗ-5923 «Росток». В созданных на его основе расчетных схемах приняты (в соответствующем масштабе) радиусы колес 0,6 м, высота эскарпа 1 м. Геометрические параметры корпуса машины и расстояний между осями колес также очень близки к реальной конструкции (2,5 радиуса колеса между первыми двумя осями и двумя задними осями; 3,5 радиуса колеса между второй и третьей осями).

У машин такого типа вертикальные реакции на колесах близки к одинаковым, т.е., $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 0,25 G_a$. Отличия обычно не превышают 10 %. Чтобы учесть влияние на статическую развесовку более востребованного в настоящее время переднего расположения силового агрегата, сдвинутой вперед башни и отсутствие боевого подразделения в отсеке десанта (согласно ГОСТ РВ 52048-2003, 10 человек, каждый массой 100 кг), принято такое окончательное распределение статической вертикальной нагрузки по осям: $R_{1c} = 0,28 G_a$; $R_{2c} = 0,26 G_a$; $R_{3c} = 0,24 G_a$; $R_{4c} = 0,22 G_a$. Первый этап движения машины через эскарп, высота которого 1 м, начинается с наезда на его верхнюю кромку носовой части корпуса машины. Мощный бронированный нос, имеющий для повышения защитных свойств соответствующий наклон нижней передней части, под действием тяговых усилий F_{T1} , F_{T2} , F_{T3} и F_{T4} обеспечивает скольжение передка по передней кромке эскарпа вплоть до упора передних колес в его вертикальную стенку (рис. 3). Суммарная сила $F_{\Sigma 1}$ прижатия колес передней оси к стенке в этот момент составляет (8):

$$F_{\Sigma 1} = F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4} = (R_1 + R_2 + R_3 + R_4) \varphi_x = \varphi_x G_a. \quad (8)$$

где R_1, R_2, R_3, R_4 – вертикальные реакции опорной поверхности на колеса соответствующей оси машины с учетом их некоторого перераспределения за счет реактивных моментов на корпус машины от ведущих мостов (колес); φ_x – коэффициент продольного сцепления колес с опорной поверхностью.

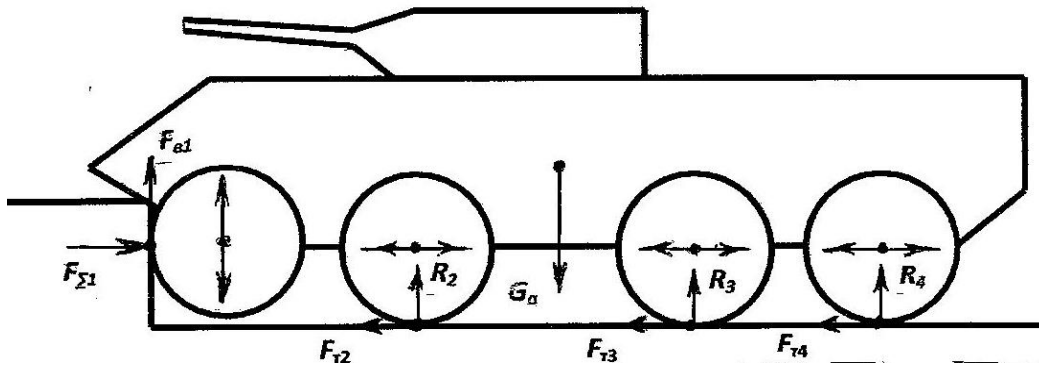


Рис. 3. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 в момент начала преодоления эскарпа (колеса первой ведущей оси начали движение вверх; к осям колес условно приложены пары сил, необходимые для определения величин реактивных моментов)

Реактивные моменты от сил F_{T1} , F_{T2} , F_{T3} и F_{T4} создают разгружающее действие для колес двух передних осей, причем суммарный реактивный момент T_p от этих сил в первом приближении равен $T_p = (F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4}) r_d = \varphi_x (R_{1c} + R_{2c} + R_{3c} + R_{4c}) r_d = \varphi_x G_a r_d$.

Можно с достаточной точностью считать, что он приводит к уменьшению вертикальной реакции на колеса передней оси на ΔR_1 , на колеса второй оси на $0,5\Delta R_1$. Соответственно, на колесах задней оси происходит увеличение вертикальных реакций на ΔR_1 , а на колесах третьей оси – увеличение на $0,5\Delta R_1$. Поэтому, величина ΔR_1 определится для принятой расчетной схемы из следующих соотношений (9):

$$T_p = 8,5\Delta R_1 r_d + 3,5\Delta R_2 r_d = 8,5\Delta R_1 r_d + 1,75\Delta R_1 r_d \approx 10\Delta R_1 r_d \\ T_p = \varphi_x G_a r_d = 10\Delta R_1 r_d; \Delta R_1 = 0,1 \varphi_x G_a. \quad (9)$$

При типичном для асфальтобетонной опорной поверхности $\varphi_x = 0,8$ получим $\Delta R_1 = 0,08 G_a$. Соответственно, динамическое распределение вертикальной нагрузки по осям машины будет таково: $R_1 = 0,2 G_a$; $R_2 = 0,22 G_a$; $R_3 = 0,28 G_a$; $R_4 = 0,3 G_a$.

При суммарной силе прижатия передних колес к стенке $F_{\Sigma 1}$, равной $\varphi_x G_a$ (3), на передних ведущих колесах обеспечивается формирование вертикальной силы $F_{B1} = \varphi_x^2 G_a = 0,64 G_a$, что более чем достаточно для начала их движения вверх. После отрыва передних колес от горизонтальной опорной поверхности суммарная сила $F_{\Sigma 1}$ уменьшается, так как исчезает

толкающая вперед сила со стороны колес первой оси (рис. 3). Но толкающего действия ведущих колес второй, третьей и четвертой осей достаточно для надежного прижатия колес первой оси к стенке и продолжения их уверенного движения вверх: $F_{в1} = (0,22 G_a + 0,28 G_a + 0,3 G_a) \varphi_x^2 = 0,64 \cdot 0,8 G_a = 0,51 G_a > 0,2 G_a = R_1$.

Происходящее далее вывешивание колес второй оси (рис. 4) приводит к перераспределению вертикальной нагрузки на оставшиеся опорными три другие оси. Это перераспределение ΔR_i , учитывая геометрию расположения осей по длине машины, можно принять следующим: $\Delta R_1 = 0,12 G_a$; $\Delta R_3 = 0,06 G_a$; $\Delta R_4 = 0,04 G_a$.

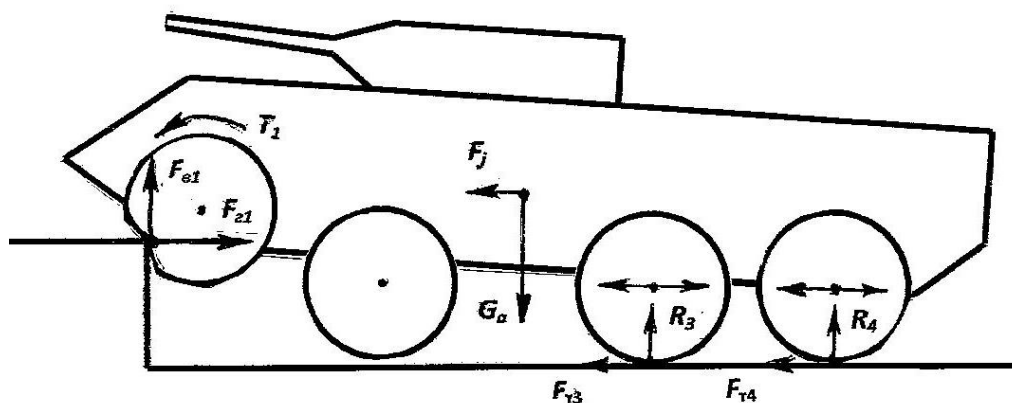


Рис. 4. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 в момент завершения движения колес передней оси вверх по стенке эскарпа

Реальные вертикальные нагрузки на колеса машины в этот момент составят: $R_1 = 0,32 G_a$; $R_2 = 0$; $R_3 = 0,34 G_a$; $R_4 = 0,34 G_a$. Движение передних ведущих колес вверх по стенке эскарпа и далее вперед продолжится и в случае вывешивания колес второй оси, поскольку: $F_{в1} = (0,34 G_a + 0,34 G_a) \varphi_x^2 = 0,64 \cdot 0,68 G_a = 0,435 G_a > 0,32 G_a = R_1$. В момент завершения движения ведущих колес передней оси вверх по стенке эскарпа (рис. 4), передние колеса грунтозацепами своих шин зацепляются за ребро уступа, что приводит к увеличению их коэффициента сцепления на 20-30 % [4, 5]. Действующий на эти колеса момент T_1 , а также сила инерции F_j (из-за некоторого замедления скорости движения) в сочетании с толкающими усилиями $F_{т3}$ и $F_{т4}$ способствуют продолжению движения машины вперед.

Следующим этапом преодоления большого эскарпа машиной 8x8 является движение по его вертикальной стенке ведущих колес второй оси. К этому моменту ведущие колеса первой оси уже расположены на верхней горизонтальной площадке эскарпа и создают тяговое усилие $F_{т1}$. Колеса второй оси максимально вывешены, вертикальная реакция на них отсутствует (рис. 5). В указанных условиях без особой сложности обеспечивается вертикальное движение ведущих колес второй оси по стенке эскарпа, поскольку даже при их максимальном перемещении вверх нагрузка на них не превысит 0,35-0,4 G_a , а прижимающее эти колеса к стенке усилие $F_{\Sigma 2}$ составляет: $F_{\Sigma 2} = F_{т1} + F_{т3} + F_{т4} = \varphi G_a = 0,8 G_a$.

Соответственно, движущая их вверх сила может по максимуму достигать величины $F_{в2} = \varphi F_{\Sigma 2} = 0,64 G_a > 0,4 G_a$, чего более чем достаточно.

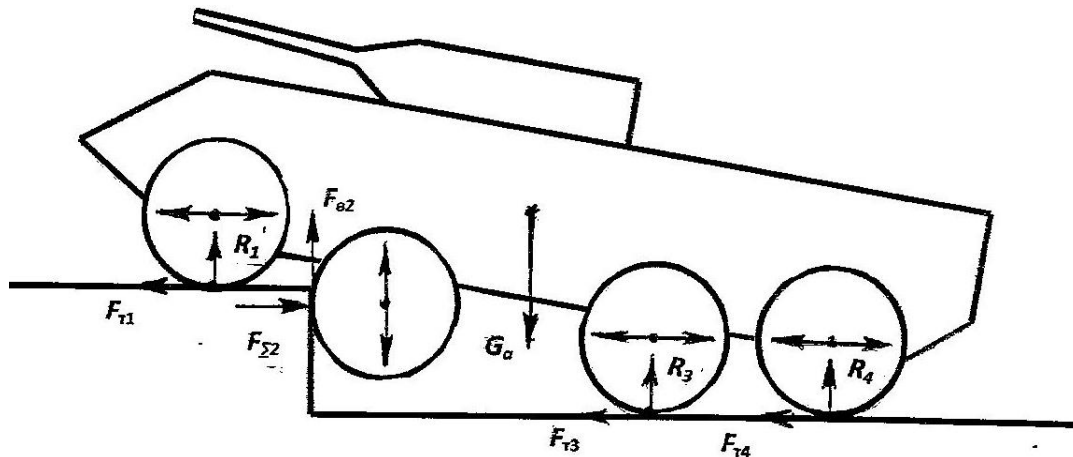


Рис. 5. Схема усилий на машину с колесной формулой 8x8 в момент прижатия ведущих колес второй оси к стенке эскарпа

Движение вверх колес второй оси заканчивается ситуацией, аналогичной показанной на рис. 4 для первой оси, когда колеса упираются в ребро эскарпа. В этом положении возможно даже полное вывешивание колес первой оси, поскольку у машины получается сильно задранной вверх носовая часть. Это говорит о том, что весовая нагрузка на колеса второй оси приблизится к $0,5G_a$.

В момент завершения движения ведущих колес второй оси вверх по стенке эскарпа они грунтозацепами своих шин зацепляются за ребро уступа, что приводит к увеличению их коэффициента сцепления. Действующий на эти колеса момент T_2 , а также сила инерции F_j (при замедлении движения машины) в сочетании с толкающими усилиями $F_{\Sigma 3}$ и $F_{\Sigma 4}$ способствуют продолжению перемещения бронетранспортера вперед.

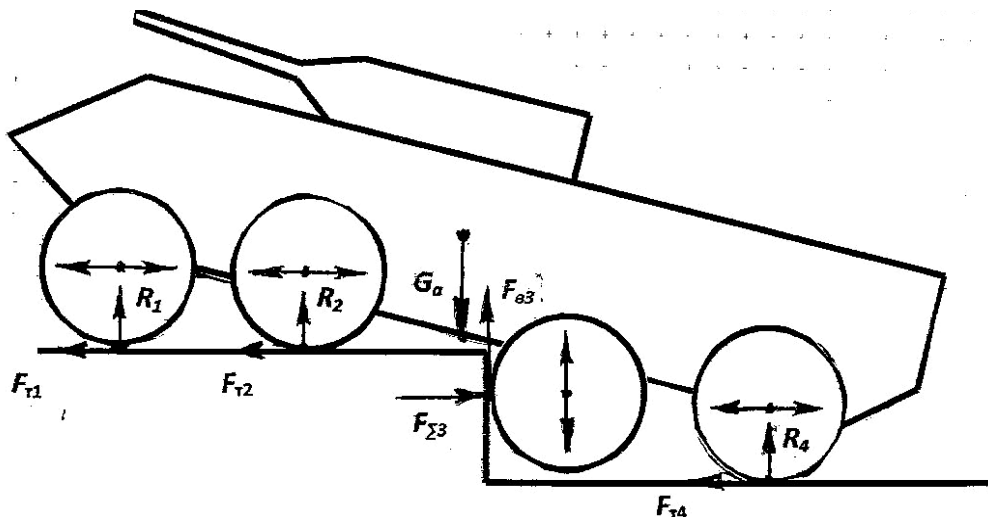


Рис. 6. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 в момент прижатия ведущих колес третьей оси к стенке эскарпа

С прижатием колес третьей ведущей оси к вертикальной стенке эскарпа начинается третий этап процесса, схема которого представлена на рис. 6. Скорее всего, колеса третьей оси в указанной ситуации также окажутся в вывешенном состоянии, как это только что было при преодолении эскарпа второй осью. На начальном этапе движения колес третьей оси вверх каких-либо сложностей нет. Практическое отсутствие существенной вертикальной нагрузки на них приводит к достаточно легкому обеспечению их движения вверх по стенке, поскольку прижимной силы $F_{\Sigma 3}$ от тяговых сил $F_{\Sigma 1}$, $F_{\Sigma 2}$ и $F_{\Sigma 4}$ (как было показано на примере колес второй оси) более чем достаточно.

Проблемы возникают при подъеме колес третьей оси до упора в ограничитель вертикального хода подвески из-за их плотного контакта с ребром эскарпа и начинающегося вывешивания колес задней оси (рис. 7). Вертикальная нагрузка на колеса третьей оси при этом приближается к своему возможному максимуму – к $0,5G_a$.

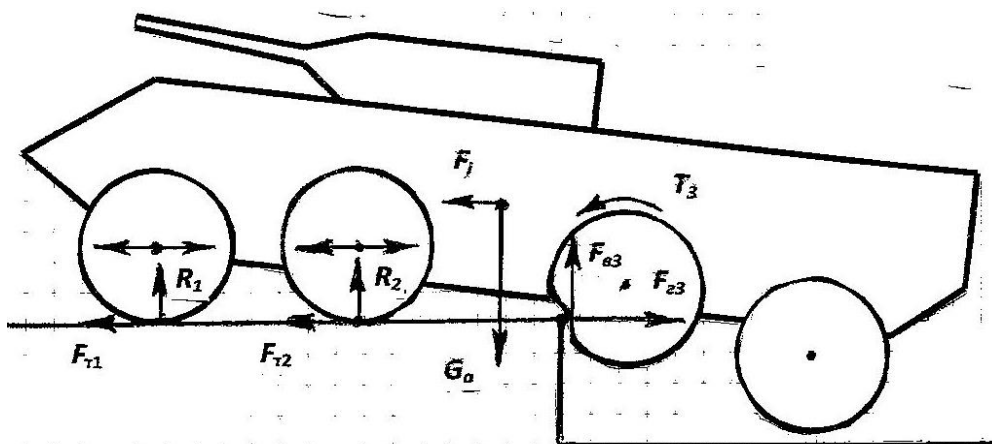


Рис. 7. Схема усилий, действующих на машину с колесной формулой 8x8 при подъеме колес третьей оси до упора в ограничитель вертикального хода подвески

В этом положении решающее влияние на преодоление препятствия оказывает крутящий момент на колесах третьей оси, который за счет повышенного сцепления этих колес с ребром эскарпа обеспечит существенную прибавку толкающего усилия к тяговым силам F_{T1} и F_{T2} со стороны передних ведущих осей. Некоторую добавку дает также инерционное воздействие F_j , которое явится следствием небольшого снижения скорости движения по препятствию. О том, что в этот момент колеса третьей оси очень нагружены и передают очень большой крутящий момент, говорят случаи поломки полуосей третьей ведущей оси, зафиксированные во время проведения соответствующих полигонных испытаний реальных боевых машин с колесной формулой 8x8.

После въезда колес третьей оси на верхнюю площадку эскарпа въезд на нее колес задней (четвертой) оси особой сложности не представляет, поскольку сумма тяговых усилий F_{T1} , F_{T2} и F_{T3} на колесах трех передних ведущих осей, находящихся на верхней площадке эскарпа, значительна, а ведущим колесам четвертой оси, находящимся в вывешенном состоянии, предстоит въехать на уступ высотой существенно меньше радиуса колеса.

Результаты представленного теоретического анализа проверены в реальных условиях. Так, прототип машины ГАЗ-5923 на специальном полигоне осуществил въезд на эскарп высотой 1 м со скоростью около 7-10 км/ч (рис. 8-11). Повышенного буксования колес при этом не зафиксировано.



Рис. 8. Передние колеса машины 8x8 начинают подъем на эскарп высотой 1 м



Рис. 9. Передние колеса въехали на верхнюю площадку эскарпа



Рис. 10. Колеса второй ведущей оси на верхней площадке эскарпа, колеса передней оси вывешены



Рис. 11. Колеса третьей оси заканчивают въезд на верхнюю площадку эскарпа, нагрузка на них максимальная

Проведенный теоретический анализ и полученные экспериментальные данные позволяют сделать следующие выводы.

1. Восьмиколесные полноприводные машины обладают повышенными возможностями по преодолению больших препятствий типа прямоугольного эскарпа по сравнению с машинами, имеющими колесную формулу 4x4. Вполне реальным является преодоление такими машинами эскарпа высотой в 1,4-1,6 радиуса колеса, что практически вдвое превышает аналогичный показатель для машин с колесной формулой 4x4.

2. Геометрические параметры носовой части полноприводной машины с колесной формулой 8x8 могут оказать существенное влияние на успешность преодоления препятствия, превышающего радиус колеса. Это влияние тем более существенно, чем больший передний свес имеет машина и чем более острый угол имеет наклон выступающей вперед части нижней панели передка корпуса к горизонту. С этих позиций размещение на этой панели

выступающих элементов типа буксирных устройств или осветительных приборов не должно препятствовать скольжению передка машины по верхней кромке эскарпа.

3. Вытекает необходимость в уточнении методики использования известной формулы Я.С. Агейкина (1) [1-3] для расчетов максимальной высоты прямоугольного препятствия (эскарпа), преодолеваемого полноприводными машинами с недеформируемым шасси, имеющими колесные формулы 6х6, 8х8, 10х10 и т.п. Поскольку при выводе формулы расчетная схема предполагала движение колес и машины вперед, она дает правильный результат только, когда высота препятствия не превышает радиус колеса (т.е., $h_s^{\max}/r_c \leq 1$). Из рис. 1 видно, что только для автомобилей 4х4 (при развесовке 50:50) формула дает правильный результат в диапазоне реальных значений коэффициента сцепления φ_x . Для автомобилей 6х6 предельная величина этого коэффициента равна 0,6. Для автомобилей 8х8 правильный результат получается до $\varphi_x^{\max} = 0,4$, для автомобилей 10х10 – до $\varphi_x^{\max} = 0,3$.

В случае более высоких величин коэффициента сцепления φ_x расчет уходит в область мнимых значений, что приводит к существенному занижению получаемого результата. Поэтому перед расчетами по формуле Я.С. Агейкина следует проверить возможность преодоления эскарпа высотой более r_c по выведенной автором статьи формуле (2). Необходимо отметить, что полученное для БТР 8х8 экспериментальное значение максимальной высоты преодолеваемого машиной эскарпа $1,4 \dots 1,6 r_c$ хорошо соответствует (ошибка менее 10 %) виртуальной кривой, естественно продолжающей кривую результатов расчетов в диапазоне $\varphi_x = 0,1 \dots 0,4$, проведенных по классической формуле Я.С. Агейкина.

Библиографический список

1. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобиля / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобиля / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская, И.В. Чичекин. – М.: МГИУ, 2000. – 141 с.
3. Агейкин, Я.С. Теория автомобиля / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
4. Песков, В.И. Повышение способности полноприводных транспортных средств к преодолению единичных препятствий типа прямоугольного уступа / В.И. Песков, Д.В. Песков // Журнал ААИ. – М.: Издат. дом ААИ ПРЕСС. – 2015, – №6 (95). – С.46-50.
5. Песков, В.И. Уточнение формул расчета высоты преодолеваемого колесом уступа прямоугольной формы / В.И. Песков, Д.В. Песков, А.Л. Безруков // Сб. статей III Международ. науч.-технич. конференции «Проблемы транспортных и технологических комплексов». – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2012. – С.126-128.
6. Песков, В.И. Совершенствование эксплуатационных качеств автомобиля: монография / В.И. Песков, В.И. Сердюк, А.Е. Сердюк. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2009. – 135 с.
7. Песков, В.И. Розрахункове визначення експлуатаційних характеристик автомобіля: монографія / В.І. Песков, Г.В. Шкарівський. – Київ, Изд. «Аграр медіа груп», 2017. – 274 с.
8. Песков, В.И. Расчетные исследования эксплуатационных характеристик автомобилей: монография / В.И. Песков, Н.А. Кузьмин. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2018. – 212 с.
9. Peskov, V.I. Overcoming of high escarp by an all-wheel drive machine 8x8 / V.I. Peskov // The 102nd International Scientific and Technical Conference «Intelligent Systems of Driver Assistance: Development, Research, Certification» 18–19 April 2018, N. Novgorod, Russian Federation. AAE – IOP Publishing. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 386 (2018). – P. 6.

V.I. Peskov

**ELABORATION OF THE AGEYKIN FORMULA USING
FOR DETERMINATION OF THE ESCARP HEIGHT, OVERCOMING
BY MULTI-AXEL ALL-DRIVE VEHICLES**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Consideration of specific problems in calculations of the escarp height, overcoming by multi-axel all-drive vehicles, and proving of their possibilities to overcome escarp more than wheel radius, what nobody tried before.

Design/methodology/approach: A theoretical framework based on new calculation model, which is using for analysis of all-drive vehicles with wheel formulas 4x4, 6x6, 8x8, 10x10.

Findings: Calculations with Ageykin formula give good results in limited meanings of the wheel friction coefficient. When this coefficient is equal to 0,6 for vehicle 6x6, or 0,4 for vehicle 8x8, or 0,3 for vehicle 10x10, calculation results become mistaken.

Conclusions: The all-drive vehicles with wheel formulas 6x6, 8x8, 10x10 are capable to overcome escarp the height of which is more than wheel radius. This conclusion is confirmed in theoretical and experimental researches.

Key words: threshold (escarp), wheel friction coefficient, free wheel radius, wheel schemes, overcoming of escarp more than wheel radius.

УДК 621.43.057

С.А. Плотников, А.Н. Карташевич, М.В. Мотовилова

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ
ПРИ РАБОТЕ НА АКТИВИРОВАННОМ ТОПЛИВЕ**

Вятский государственный университет

Целью работы является исследование эффективных показателей тракторного дизеля при работе на активированном топливе. Метод настоящих исследований – теоретический анализ существующих воздействий на дизельное топливо и экспериментальное исследование работы двигателя на активированном топливе. Проведенные исследования и анализ нагрузочных характеристик позволили определить влияние активированного топлива на эффективные показатели тракторного дизеля.

При эксплуатации транспортных средств в народном хозяйстве повышенное внимание уделяется повышению мощности и КПД двигателя, снижению расхода топлива и улучшению экологических показателей. При работе двигателя существенное значение имеет не только качественный состав применяемого топлива, но и его предварительная подготовка. Для улучшения эффективных показателей дизельного двигателя можно интенсифицировать сам процесс сгорания с помощью активированного топлива. Дополнительное воздействие на топливо положительно влияет на его свойства. Одним из способов интенсификации процесса является дополнительная передача тепла топливу. При термическом воздействии на топливо возможны изменения показателей работы двигателя. Испытания двигателя производятся для оценки его основных показателей. В ходе экспериментальных исследований устанавливается несколько температурных режимов.

Ключевые слова: дизель, топливоподающая аппаратура (ТПА), активированное топливо, эффективные показатели, процесс сгорания.

В народном хозяйстве России высоким спросом пользуются колесные тракторы средней мощности. Перспективно использование данных тракторов на энергоемких операциях в сельском хозяйстве – при обработке почвы и транспортных работах. Для модели трактора «Беларус 922» (рис. 1) производства Минского тракторного завода предусмотрен шлейф прицепных и навесных орудий и приспособлений. Характеристики дизельного двигателя Д-245.5S2 (основные параметры), установленного на «Беларус 922» и характеристики самого колесного трактора «Беларус 922» (основные параметры) приведены в табл. 1 и 2.



Рис. 1. Общий вид трактора Беларус 922

Особое внимание при эксплуатации тракторного двигателя уделяется его мощностным характеристикам, КПД, а также снижению расхода топлива и улучшению экологических показателей.

Таблица 1

Технические характеристики дизельного двигателя Д-245.5S2

Наименование параметров	Значение
Способ смесеобразования	Непосредственный впрыск
Число цилиндров, расположение	4, рядное, вертикальное
Рабочий объем, л	4,75
Диаметр цилиндра / ход поршня, мм	110/125
Степень сжатия	17
Номинальная мощность, кВт	70
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	1800
Максимальный крутящий момент, Н·м	464
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1400
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч	220

Таблица 2

Технические характеристики колесного трактора «Беларус 922»

Наименование параметров	Значение
Габаритные размеры: длина/ширина/высота, мм	4440/1970/2560
Дорожный просвет, мм	520
Колея по передним колесам (min/max), мм	1420/2100
Колея по задним колесам (min/max), мм	1800/2100
Передние шины	360/70R24
Задние шины	15,5R38
Удельное давление на грунт, кПа	140
Емкость бака для топлива, л	125

Фракционный состав топлива и его свойства в процессе сгорания оказывают влияние на показатели работы двигателя. В настоящее время на основе экспериментальных исследований и полученных данных, предложен ряд способов воздействия на топливо. Способы воздействия подразделяются на химические и физические. На сегодняшний день используют оба способа. При химическом способе результат достигается в применении различных присадок и химических веществ. Физический способ основан на действии магнитного, радиационного, электромагнитного, ультрафиолетового и температурного, а также других видов воздействия на топливо. В результате физического воздействия происходит изменение физико-механических свойств топлива [1, 2]. Одним из действенных и перспективных способов активации дизельного топлива является дополнительная передача ему тепла [3-6].

При проведении исследований [3] рассматривался вопрос о влиянии предварительного подогрева маловязкого топлива на процессы, происходящие в системе низкого давления дизелей. В результате теоретического и практического исследования делается вывод об улучшении качества горения топлива за счет уменьшения коэффициента поверхностного натяжения и за счет интенсификации распыливания и смесеобразования во всем диапазоне режимов нагружения. Интерес вызывают работы авторов [4, 5], направленные на исследование процесса сгорания с термической подготовкой топлива. На основании проведенных экспериментальных исследований было установлено, что при предварительном нагреве топлива не происходит ухудшения эффективных показателей работы дизеля (напротив, имеет место снижение часового расхода топлива и удельного эффективного расхода топлива [4,5]. При использовании предложенного метода улучшаются показатели процесса сгорания, надежности и долговечности.

На основании проведенных экспериментальных исследований в тепловозных дизелях, были установлены зависимости влияния различного подогрева топлива на продолжительность впрыска топлива, на изменение давления в форсунке при впрыске топлива [6].

Теоретическая часть

При работе энергетической установки колесного трактора большое внимание следует уделять его основным энергетическим, экологическим и экономическим характеристикам. На протяжении последнего ряда лет теория и практика двигателестроения были направлены на усовершенствование конструкции тракторного двигателя, а также рабочего процесса двигателя, работающего на стандартном топливе. Однако активация топлива может также положительно сказаться на рабочем процессе дизеля. В процессе воспламенения и сгорания существенное значение имеет качество самого применяемого топлива, его фракционный состав, физико-механические свойства, а также способ предварительного воздействия на топливо [7-10]. Одним из действенных способов активации дизельного топлива является дополнительная передача тепла топливу в системе топливоподачи. В линии низкого давления высокотемпературный нагрев неэффективен, так как не обеспечивается герметичность топливной аппаратуры. Передачу тепла целесообразнее осуществлять в линии высокого давления, непосредственно перед форсунками. В результате быстрого локального нагрева топлива перед его подачей в цилиндры не происходит нагрев элементов системы питания.

При термическом воздействии на топливо наблюдается снижение его вязкости. Поверхностное натяжение капли топлива уменьшается, а само топливо распыляется на мелкодисперсные фракции, что способствует равномерному его распределению в камере сгорания. Площадь соприкосновения с воздухом увеличивается, температура капли возрастает, процесс испарения идет интенсивнее. Уменьшается время на прогрев топлива до температуры самовоспламенения. Самовоспламенение смеси происходит в нескольких местах камеры сгорания. При высоком температурном воздействии на топливо число центров воспламенения в цилиндре двигателя значительно увеличивается.

Целью данной работы является исследование эффективных показателей тракторного двигателя Д-245.5S2 при работе на активированном топливе.

Методика проведения эксперимента

При активации топлива (температурный диапазон составил от 100 °С до 300 °С) в линии высокого давления возможны изменения показателей работы двигателя. Дизельная ТПА, при проведении исследования на высокоактивированном топливе, соответствовала требованиям технических условий завода-изготовителя, а форсунка удовлетворяла основным параметрам ГОСТ 10579-2017 [12, 13].

Исследование эффективных показателей тракторного дизеля при работе на активированном топливе проводилось в соответствии с ГОСТ 18509-88 [11]. При проведении экспериментальных исследований использовался нагрузочный электротормозной стенд RAPIDO SAK N670 с балансирной маятниковой машиной. Данный стенд оборудован всеми необходимыми устройствами и приборами для снятия показаний нагрузочной характеристики двигателя, а также токсичности и дымности в отработавших газах. Общий вид нагрузочного электротормозного стенда RAPIDO SAK N670 с балансирной маятниковой машиной представлен на рис. 2.



Рис. 2. Электротормозной нагрузочный стенд RAPIDO SAK N670 с балансирной маятниковой машиной

Влияние дизельного и высокоактивированного дизельного топлива (нагретого до 300 °С) оценивалось по результатам нагрузочных характеристик, снятых при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин⁻¹, а также в режиме максимального крутящего момента при частоте 1400 мин⁻¹. Все испытания проводились при атмосферных условиях, температуре, влажности окружающего воздуха, которые соответствовали ГОСТ 15150-69. Нагревательное устройство устанавливалось на топливопроводе высокого давления непосредственно перед форсунками. Общий вид и расположение нагревательного элемента на линии высокого давления представлено на рис. 3. Тепло от нагревательного элемента (устройства) передавалось топливу, которое сразу поступало в форсунку. Объем активированного топлива соответствовал объему цикловой подачи.

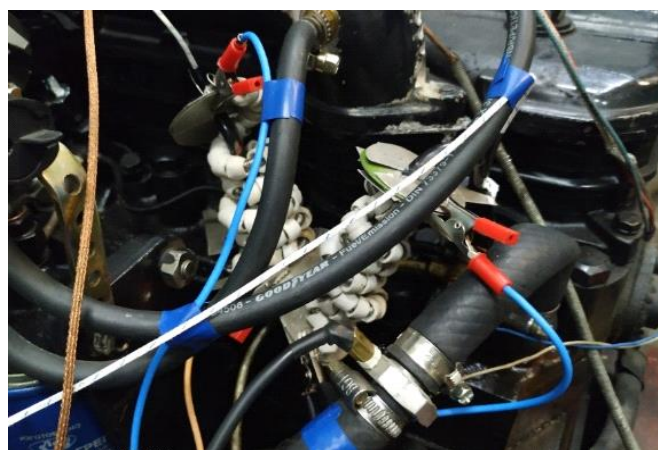


Рис. 3. Нагревательный элемент на линии высокого давления

Значение температуры топлива фиксировалось при помощи четырех термопар, установленных непосредственно перед форсунками и подключенных к восьмиканальному ПИД регулятору (рис. 4). Контроль топлива до нужной температуры корректировался регулятором мощности. Регулятор мощности и нагревательное устройство подключались в электрическую цепь с напряжением 220 В.



Рис. 4. Универсальный восьмиканальный ПИД регулятор

Экспериментальная часть

В исследовании по определению эффективных показателей тракторного дизеля при работе на активированном топливе использовался двигатель Д-245.5S2. Оценка влияния активированного топлива на эффективные показатели производилась на основе анализа нагрузочных характеристик. На рис. 5 представлена нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала $n=1800 \text{ мин}^{-1}$ (при оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ до в.м.т.).

Как видно из графика эффективных показателей, представленных на рис. 4, часовой расход топлива и эффективная мощность растут при работе тракторного двигателя на товарном ДТ, а также при работе на подогретом топливе во всем диапазоне изменения нагрузки. Численные значения часового расхода топлива чистого ДТ и активированного топлива очень близки по значению.

Удельный эффективный расход активированного дизельного топлива по сравнению с расходом ДТ без воздействия немного меньше. В случае изменения нагрузки от $P_e=0,7 \text{ МПа}$ до $P_e=0,94 \text{ МПа}$ имеет место некоторое увеличение мощности дизельного двигателя. При работе двигателя на товарном ДТ мощность составила $N_e=71,80 \text{ кВт}$, а при работе на активированном топливе значение мощности соответствует $N_e=73,81 \text{ кВт}$ (увеличение 2,7 %).

Значение эффективного КПД топлива при работе дизеля на активированном топливе при нагрузке $P_e=0,94$ составляет $\eta_e=39\%$, а при работе на товарном ДТ $\eta_e=38\%$, удельный эффективный расход топлива при данной нагрузке составил, соответственно, $g_e=216 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ на активированном топливе и $g_e=222 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ на товарном ДТ (снижение 2,7 %).

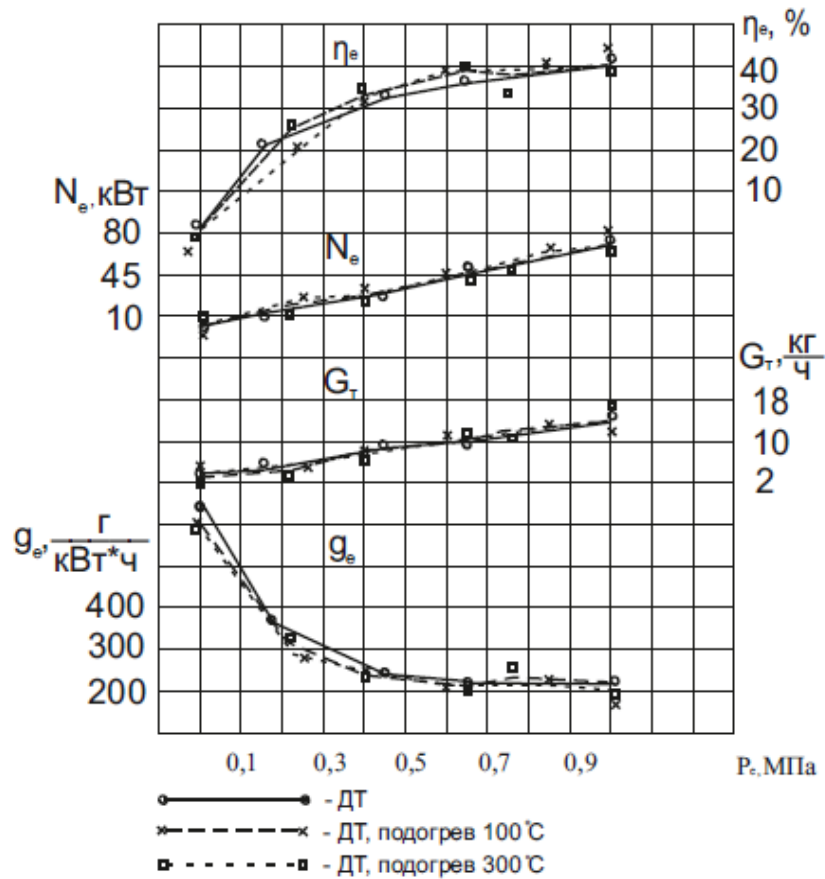


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двигателя при $n=1800 \text{ мин}^{-1}$ и оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}}=22^\circ$ до в.м.т.

На рис. 6 представлена нагрузочная характеристика двигателя в режиме максимального крутящего момента при $n=1400 \text{ мин}^{-1}$ (при оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}}=22^\circ$ до в.м.т.).

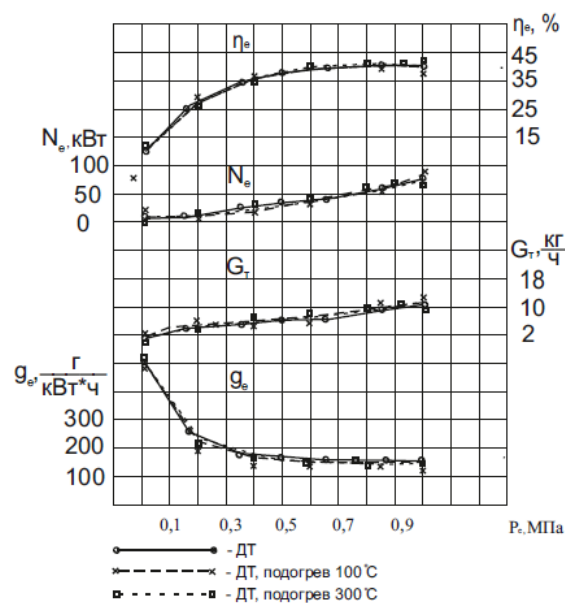


Рис. 6. Нагрузочная характеристика двигателя при $n=1400 \text{ мин}^{-1}$ и оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}}=22^\circ$ до в.м.т.

Как видно из графика эффективных показателей, представленных на рис. 6, характер рассматриваемых параметров в целом не изменился. Эффективная мощность дизеля растет при увеличении нагрузки. Однако, максимальное значение мощности при работе двигателя на товарном ДТ составляет 66,6 кВт, а при работе на активированном топливе – 73,8 кВт. Увеличение нагрузки также вызывает рост часового расхода топлива. Удельный эффективный расход топлива при работе двигателя на активированном топливе составляет $g_e=159,02$ г/кВт×ч на активированном топливе и $g_e=159,7$ г/кВт×ч на товарном ДТ без подогрева.

Значения эффективного КПД при работе дизеля на активированном топливе и топливе без воздействия на него, равны 39,1 % и 38,1 % соответственно.

Результаты и выводы

На основании анализа проведённых стендовых испытаний можно сделать следующие выводы:

1. Применение активированного топлива не оказывает заметного влияния на работоспособность форсунок и системы питания тракторного дизеля.
2. При использовании активированного топлива улучшаются эффективные показатели работы тракторного дизеля.
3. Активация топлива положительно сказывается на его физических свойствах и, в целом, на рабочем процессе дизеля. Можно предположить улучшение условий сгорания топлива при увеличенном количестве выделенной теплоты. Возможно также улучшение экологических показателей.

Библиографический список

1. **Ассад, М.С.** Продукты сгорания жидких и газообразных топлив: образование, расчет, эксперимент / М.С. Ассад, О.Г. Пенязьков. – Минск: Беларус. Наука, 2010. – 305 с.
2. **Чигир, Н.А.** Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени / Н.А. Чигир, Р. Дж. Вейнберг, К.Т. Боумэн. – М.: Машиностроение, 1981. – 407 с.
3. **Мартынова, И.Б.** Исследование особенностей топливоподачи и экономичности дизеля на долевых нагрузках при подогреве топлива. Автореферат дисс. канд. техн. наук / И.Б. Мартынова. – Калининград, КГТУ, 1996. – 23 с.
4. **Плотников, С.А.** Анализ процесса сгорания и тепловыделения тракторного дизеля с термической подготовкой топлива / С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, А.Л. Бирюков // Молочнохозяйственный вестник. – 2017. – №3 (27) – С. 114-124.
5. **Плотников, С.А.** Исследование процесса сгорания и тепловыделения дизеля с термофорсированием / С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, В.Ф. Атаманюк // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №7. – С. 25-27.
6. **Балабин, В.Н.** Особенности применения термофорсирования топлива на локомотивных дизелях / В.Н. Балабин, В.Н. Васильев // Современные наукоемкие технологии. – 2015. – № 4. – С. 107-113.
7. **Плотников, С.А.** Влияние состава спиртосодержащего топлива на показатели процесса топливоподачи / С.А. Плотников, С.Н. Гушин, С.Р. Лебедев // Двигателестроение. – 2004. – №3. – С. 43-45.
8. **Плотников, С.А.** Определение регулировочных параметров системы топливоподачи тракторного дизеля при работе на топливных композициях с добавками рапсового масла/ С.А. Плотников, Ш.В. Бузиков, И.С. Козлов // Вестник РГАТУ, 2018. - №4 (40). – С 133-137.
9. **Плотников, С.А.** Анализ процесса сгорания генераторного газа и его смеси с бензином в поршневом двигателе / С.А. Плотников, А.С. Зубакин // Двигателестроение. – 2018. – № 3. – С. 14-18.
10. **Басевич, В.Я.** Механизмы окисления и горения нормальных парафиновых углеводородов: переход от C_1-C_{10} к $C_{11}-C_{16}$ / В. Я. Басевич [и др.] // Химическая физика. – Т. 32. – №4. – С. 1-10.
11. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
12. ГОСТ 10579-88. Форсунки дизелей. Общие технические условия.
13. ГОСТ 10579-2017. Форсунки дизелей. Технические требования и методы испытаний.

*Дата поступления
в редакцию: 21.10.2019*

S.A. Plotnikov, A.N. Kartashevich, M.V. Motovilova

**RESEARCH OF EFFECTIVE INDICATORS OF TRACTOR DIESEL AT WORK
ON THE ACTIVATED FUEL**

Vyatka State University

Object The object of the study is activated fuel.

The purpose was research The aim of this work is to study the effective performance of tractor diesel when working on activated fuel.

Methods of the present{true} researches - theoretical analysis of existing effects on diesel fuel and experimental studies of the engine on activated fuel.

Carried out researches and analysis of load characteristics allowed us to determine the effect of activated fuel efficient indicators of tractor diesel.

Key words: diesel engine, the fuel feed apparatus (TPA), the activated fuel efficient performance, combustion process.

УДК 629.113

Е.И. Торопов, А.С. Вашурин, А.В. Тумасов, А.А. Васильев

**ВИРТУАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВОЙСТВ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
МОДИФИКАЦИЙ ЛЕГКИХ КОММЕРЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлен программно-аппаратный комплекс (ПАК) для виртуального тестирования электрогидравлических систем контроля устойчивости (ЭКУ), устанавливаемых на большинство легковых и коммерческих грузовых (LCV) транспортных средств. Метод Hardware-In-the-Loop (HIL) позволяет снизить количество натуральных экспериментов (а в некоторых случаях и вовсе избежать), которые могут быть дорогими, опасными или вовсе невозможными. Таким образом, сокращается время на разработку, калибровку, отладку электронных систем, а также снижается вероятность обнаружения ошибки на завершающих этапах. Специалистами НГТУ был разработан подобный HIL-стенд тестирования тормозной системы с установленной электрогидравлической системой ЭКУ, а также математическая модель криволинейного движения легкого коммерческого автомобиля ГАЗ в среде MSC. Adams Car, методология конвертации ее в среду Matlab/Simulink с последующей генерацией C-кода, предназначенного для запуска на стенде полунатурного моделирования в режиме «жесткого реального времени». Разработанный подход снижает «порог вхождения» специалистов автомобильных специальностей в методологию Hardware-In-The-Loop тестирования, позволяет осуществлять полноценное тестирование, доводку, отладку алгоритма систем ЭКУ на ранних этапах разработки, когда еще отсутствует возможность проведения натуральных испытаний, связанная с проблемами изготовления прототипа, финансовыми вопросами или безопасностью. В дальнейшем планируется проведение исследований с целью валидации и верификации математической модели движения транспортного средства.

Ключевые слова: программно-аппаратный комплекс, Hardware-in-the-loop, HIL, системы электронного контроля устойчивости, ЭКУ, режим реального времени, Real-time PC, Matlab/Simulink, C-код, генерация кода, CAN-шина.

Введение

Современный уровень развития микроэлектроники позволяет комплектовать автомобили недорогими и эффективными электронными устройствами (так называемыми «умными помощниками»), благодаря которым повышается комфорт вождения и безопасность дорожного движения [1]. Одной из таких является система электронного контроля устойчивости, помогающая водителю сохранять устойчивость и управляемость транспортного средства в критических ситуациях. На данный момент установка систем ЭКУ является обязательной на все вновь разрабатываемые типы транспортных средств [2].

Эффективность работы электронных систем контроля устойчивости транспортного средства оценивается по результатам испытательных динамических маневров, описанных в Правилах ООН № 13-11 Приложение 21 (табл. 1) и № 140. Стоит отметить, что проведение данных испытаний весьма трудоемкий и дорогостоящий процесс, так как требует использования специального оборудования (так называемый «рулевой робот») и специализированной площадки. В связи с этим в настоящее время большую популярность приобретают виртуальные методы тестирования данных систем при помощи технологии Hardware-In-the-Loop [3].

Основная суть методологии HIL («оборудование в петле») заключается в том, что для электронного блока управления моделируются все внешние воздействия (поведение водителя, реакция автомобиля, условия окружающей среды и т.п.), таким образом контроллер «думает», что он установлен на реальное транспортное средство [4]. Особенность подобных расчетов состоит в том, что моделирование необходимо производить в режиме «жесткого реального времени», то есть итерационные шаги минимальны (порядка 0.001 с) и всегда фиксированы [5]. Основное преимущество данного подхода – возможность многократного

повторения тестов при различных начальных условиях. Используя НЛ-технологии, производитель экономит денежные средства на производстве прототипов, а также снижает риски обнаружения программных ошибок на поздних этапах разработки [6, 7].

Таблица 1

Виды испытаний систем электронного контроля устойчивости

<i>Проверка функции контроля траектории движения</i>	<i>Проверка функции, препятствующей опрокидыванию</i>
Испытание на уменьшение радиуса	Испытание по круговой траектории в постоянном режиме (допустимо проводить альтернативный маневр «вход в поворот» согласно ГОСТ 31507-2012 [8])
Испытание на ступенчатое изменение угла поворота (согласно ISO 7401)	
«Усеченная» синусоида (методика проведения испытания описана в правилах ООН №140 [9])	
J-образный разворот (методика согласно ISO 7401)	
Переставка с изменением коэффициента сцепления (согласно РД 37.052.347-2010 [10])	J-образный разворот (согласно ISO 7401)
Двойная переставка («лосиный тест» согласно ISO 3888)	
Испытание с резким поворотом руля вправо и влево или маневр «рыболовный крючок» (методика испытаний описана в документе Национального управления безопасностью движения на трассах США)	
Испытание на синусоидальный асимметричный маневр или импульсный маневр	

Согласно Правил ООН №13-11 (Приложение 21 Добавление 1 «Эффективность функции контроля траектории движения и/или устойчивости к опрокидыванию механических транспортных средств и прицепов категорий М, N и O может быть определена при помощи компьютерного моделирования»), перспектива программно-аппаратного комплекса заключается не только в исследовательском направлении, но и в сертификационном [3, 11].

При разработке подобных стендов возникает ряд трудностей:

- 1) разработка верифицированной динамической модели криволинейного движения транспортного средства (динамика транспортного средства, модель водителя, возможность внесения изменений в конструкцию для оценки влияния на работу системы и т.п.);
- 2) подход к учету работы физических компонентов тормозной системы;
- 3) информационная интеграция реального электрогидравлического блока ЭКУ в «виртуальный» мир при помощи машины реального времени.

Программно-аппаратный комплекс, разработанный в НГТУ им. Р.Е. Алексеева

Учитывая перспективность направления виртуально-физических испытаний между Нижегородским государственным техническим университетом им. Р.Е. Алексеева и Горьковским автомобильным заводом (производитель легких коммерческих автомобилей – LCV) при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ был заключен договор № 02.G25.31.0193 от 27.04.2016 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218) на разработку подобной системы по тестированию электрогидравлических тормозных систем автомобиля ГАЗель NEXT.

Принципиальная схема и внешний вид программно-аппаратного комплекса (ПАК), разработанного сотрудниками Нижегородского государственного технического университета, представлены соответственно на рис. 1 и 2 [2].

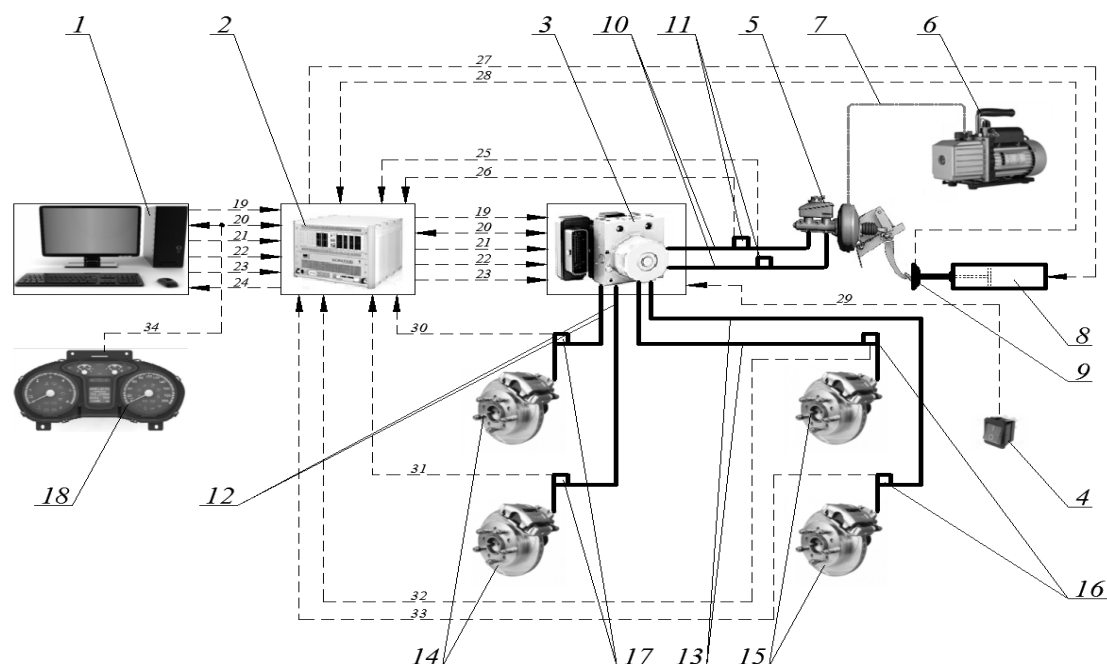


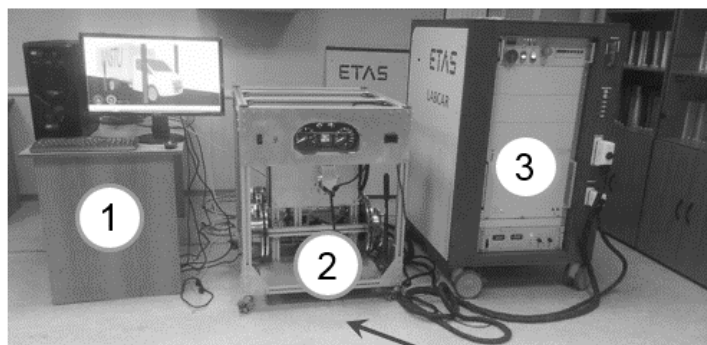
Рис. 1. Принципиальная схема НЦ-стенда для испытаний электрогидравлическим тормозных систем

- 1 – персональный компьютер с установленным программным обеспечением (ПО);
- 2 – компьютер реального времени;
- 3 – электрогидравлический блок управления (ЭГБУ) системы электронного контроля устойчивости;
- 4 – выключатель ЭГБУ ЭКУ;
- 5 – узел тормозной педали, главный тормозной цилиндр (ГТЦ), бачок для тормозной жидкости и вакуумный усилитель тормозов в сборе;
- 6, 7 – вакуумный насос + пневматический трубопровод;
- 8 – актуатор педали тормоза;
- 9 – датчик усилия на педали тормоза;
- 10, 12, 13 – гидравлические трубопроводы;
- 11, 16, 17 – датчики давления;
- 14, 15 – исполнительные тормозные механизмы;
- 18 – комбинация приборов;
- 19, 20, 21, 22, 23, 24, 34 – интерфейсы взаимодействия;
- 25, 26, 30, 31, 32, 33 – сигналы от датчиков давления;
- 27 – интерфейс управления актуатором тормозной педали;
- 28 – сигнал от датчика усилия

Современные НЦ-системы по виртуальному тестированию автомобильных электронных систем включают в себя следующие три основные части.

1. Виртуальная часть (поз.1) представляет собой ПК с программным обеспечением (в нашем случае это MSC. Adams CAR, Vi-Grade и Matlab/Simulink), благодаря которому реализована динамическая математическая модель криволинейного движения транспортного средства с возможностью тестирования в режиме «жесткого реального времени».
2. Физическая часть (поз. 3-18) – это макет гидравлической тормозной системы легкового коммерческого автомобиля ГАЗель NEXT с системой ЭКУ, установленный на ферму из алюминиевого профиля. Основное предназначение – воспроизведение условий работы электрогидравлической системы контроля устойчивости, а также фиксации степени воздействия ее (при помощи датчиков давления в рабочих цилиндрах – поз.16 и 17) на рабочие тормозные механизмы (поз.14 и 15).
3. Компьютер реального времени (в англоязычной литературе «Real-time PC» – поз. 2), который выполняет математические вычисления (моделирование в режиме реального времени) и организует обмен данными между виртуальной и физической

частями. В настоящее время производством подобных систем занимаются известные IT-компании, такие как: Speedgoat (дочерняя фирма Mathworks), National Instruments, DSpace, Etas (дочерняя фирма Bosch). Стоит отметить, что для тестирования автомобильных компонентов необходимо, чтобы компьютер реального времени поддерживал узкоспециализированные интерфейсы транспортных средств, поэтому предпочтение отводится компаниям DSpace и Etas.



1- виртуальная часть;
2 – физическая часть;
3 – машина реального времени.



Рис. 2. Внешний вид разработанного стенда (ПАК)

Характеристики машины реального времени LabCar, разработанной специалистами ETAS GmbH для проекта НГТУ-ГАЗ:

- процессор Intel core-i7;
- 8 ГБ оперативной памяти;
- Linux OS;
- интегрирован лабораторный блок питания с внешним управлением, предназначенный для питания электрического двигателя насоса системы ЭКУ (максимально допустимая сила тока – 100 ампер);
- связь с «виртуальной частью» через интерфейс Ethernet;
- поддерживает возможность расчета в режиме реального времени загруженного C-кода, сгенерированного из модели Simulink.
- шаг выполнения расчета (работа численного интегратора) составляет конечный период времени (0.001 сек), таким образом, поддерживается постоянное и своевременное взаимодействие с физической частью.

Для обеспечения физического интерфейсного взаимодействия между блоком управления ЭКУ и системой реального времени последняя оборудована дополнительными PCI-устройствами («платы расширения») ввода-вывода информации:

- для обработки информации с датчиков давления DMP 331 производства компании БД-Сенсорс Рус, установленных в гидравлическую систему, используется аналоговая плата ввода/вывода ES5350.1 с разрешением 16 бит;

- кнопки включения/выключения, а также штатные педальные датчики представляют собой двухпозиционные цифровые триггеры «0/1», поэтому в систему была установлена цифровая плата ES5321, из особенностей которой стоит отметить поддержку широтно-импульсной модуляции;
- колесные сенсоры типа df11s представляют собой цифровые частотные датчики, выходной сигнал которых измеряется по току. Для симуляции подобного сигнала в систему Labcar была интегрирована плата ES5338.1, позволяющая эмулировать не только «рабочие» режимы, но и аварийные;
- установленная PCI-плата CAN-IB200/PCIe позволяет эмулировать информационные сигналы бортовой шины CAN согласно ГОСТ Р ИСО 11898-2015 и стандарту SAE J1939.

Посредством CAN-шины из математической модели через «устройство согласования» (система реального времени Labcar) в соответствии со спецификацией завода-изготовителя электрогидравлическому блоку системы ЭКУ передается вся необходимая информация для «полноценного» (без ошибок) ее функционирования:

- сигнал от датчика «руля»: угол и скорость вращения рулевого колеса, статусы калибровки, а также расчет «контрольных сумм» согласно спецификации датчика;
- «поправки» к измерениям штатного гироскопа: продольное и поперечное ускорения транспортного средства, а также его скорости рыскания – вращение относительно вертикальной оси;
- информация от блока управления двигателем (Engine Control Module – ECM): обороты коленчатого вала, актуальный крутящий момент, процент нажатия на педаль акселератора, «запрашиваемый» водителем, крутящий момент двигателя и «запрос» на снижение тяги двигателя от системы электронного контроля устойчивости;
- продольная скорость движения исследуемого транспортного средства;
- в соответствии со стандартами функциональной безопасности во всех необходимых сообщениях производится расчет «контрольных сумм» (checksum) согласно CRC-8.

Логическая связка аппаратных физических портов (сигналы от аналоговых и цифровых датчиков, информационные сигналы бортовой шины CAN) с виртуальными из математической модели производится в программном обеспечении LABCAR-IP.

Настройка, отладка, калибровка программно-аппаратного комплекса НГТУ были произведены при поддержке специалистов Объединенного инженерного центра «ГАЗ» Горьковского автомобильного завода, а также при непосредственном участии специалистов компании ETAS и Bosch (подразделение «Системы шасси») при помощи измерительного оборудования Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».

Для расчетов в режиме «жесткого реального времени» встает задача разработки динамической математической модели движения транспортного средства в программном обеспечении, поддерживающем генерацию C-кода (Matlab/Simulink, Ascet, Labview и т.п.) Поскольку создание с «нуля» является весьма трудоемким и длительным процессом, было решено преобразовать уже существующую (разработанную ранее сотрудниками НГТУ в среде MSC.Adams Car) MBS-модель («многомассовую»), учитывающую большой спектр свойств реального прототипа: массово-инерционные характеристики, жесткости упругих элементов, кинематику подвесок и рулевого управления и др. Принципиальная схема методологии конвертации приведена на рис. 3.

Преобразование состоит из трех этапов.

1. Конвертация MBS-модели из среды MSC.Adams Car в VI-Grade. Производитель данного программного обеспечения предусмотрел специальный плагин, который позволяет в полуавтоматическом режиме из готовой модели MSC.Adams Car получить новую полноценную модель для тестирования в режиме реального времени.

На данном этапе производится серия тестов («прожимов»), в результате которых получаются графики зависимостей хода подвески. На основании полученных результатов подвеска, состоящая из множества рычагов и тяг, заменяется на графические зависимости вертикального перемещения центров колес. Другими словами, из подвески «убираются» двигающиеся тела с массово-инерционными характеристиками и заменяются на соответствующие полиномиальные зависимости. Также происходит «переход» от многомассовой модели к модели «пяти тел»: подрессоренная масса и четыре колеса, к которым приведены массы неподрессоренных частей.

2. Разработка алгоритма управления виртуальным транспортным средством. На данном этапе задаются начальные условия виртуального динамического маневра, а также описывается «модель поведения водителя» (управление двигателем посредством педали акселератора, переключение передач, управление муфтой сцепления и тормозной системой).

3. Экспорт модели в среду Matlab/Simulink с последующей генерацией С-кода.

Производитель программного обеспечения Vi-Grade подготовил библиотеку блоков для конвертации в Simulink-модель. После успешного выполнения последнего этапа полученный С-код можно загружать в машину реального времени и производить расчет.

Стоит отметить, что при таком подходе к разработке динамической математической модели специалист не занимается написанием системы дифференциальных уравнений динамики транспортного средства, таким образом снижается «порог вхождения» инженеров в методологию HIL-тестирования, ранее доступного только для специалистов высокого уровня физико-математической подготовки.

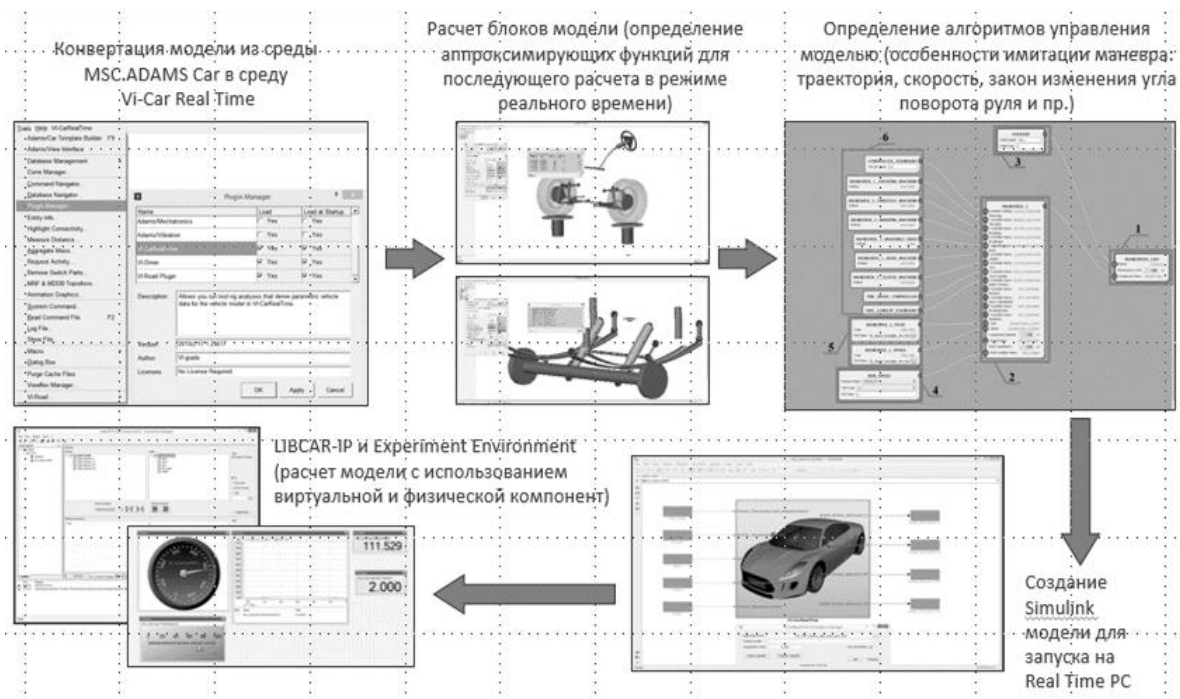


Рис. 3. Схематическое представление конвертации MBS-модели в динамическую среду моделирования Matlab/Simulink

На рис. 4 представлена модель криволинейного движения транспортного средства готовая к компиляции в С-код и загрузке в машину реального времени.

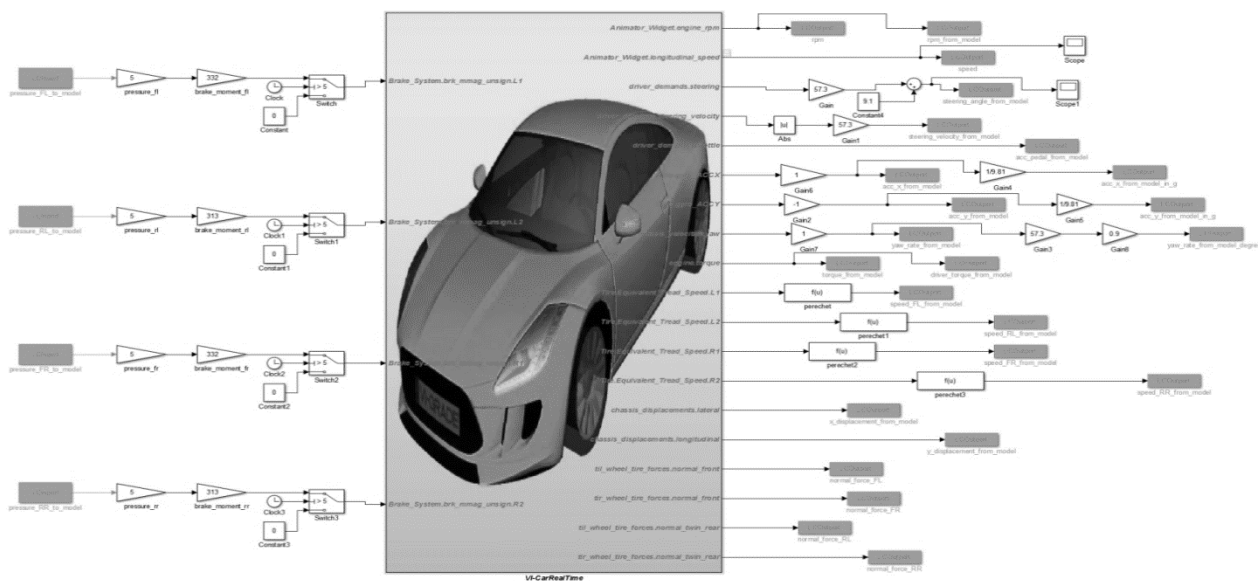


Рис. 4. Simulink-модель криволинейного движения транспортного средства

Для связи динамической модели с «внешним миром» (физической частью) в нее добавляются виртуальные порты ввода/вывода («Labcar Input/Output»), аппаратно связанные с «платами расширения». В нашем случае – это информация от датчиков давления, подключенных к плате аналоговых сигналов, физический сигнал с которой пересчитывается в значение тормозного момента, действующего на колесо. Коннекторы, размещенные слева от блока расчета динамики транспортного средства, представляют собой порты для вывода информации (ускорения, скорость рыскания, скорость, крутящий момент двигателя, обороты коленчатого вала, нажатие на педаль акселератора, скорость вращения и угол поворота рулевого колеса и т.п.) в «физический мир». В результате получаем визуальное представление процесса выполнения маневра (построение графиков переменных, а также присутствует возможность просмотра выполнения испытания в 3-d) и набор выходных данных (программное обеспечение – Labcar Experiment Environment).

Следующий шаг – валидация и верификация разработанной математической модели криволинейного движения легкого коммерческого автомобиля (ГАЗель NEXT) по результатам натурных испытаний. Планируется проведение испытаний согласно табл. 1. В процессе тестирования прототипа будет производиться фиксация динамических параметров движения транспортного средства (скорость, ускорения, рыскание, траектория, отрыв колес и т.п.), а также влияние системы ЭКУ на тормозную систему и двигатель (изменение давления в рабочих тормозных цилиндрах, характер управления крутящим моментом двигателя, фиксация статусов срабатывания функций системы ЭКУ).

Заключение

Разработка алгоритма работы системы ЭКУ, его отладка, проверка и калибровка – сложная и нетривиальная задача. Для сокращения сроков и себестоимости доводочных работ, а также снижения рисков нештатных аварийных ситуаций, связанных с выполнением экстремальных маневров, необходимо часть доводочных натурных испытаний заменять компьютерным моделированием, что позволит снизить вероятность ошибки на завершающих стадиях, таким образом уменьшить стоимостные затраты и время на разработку. Для создания специальной расчетной модели для симуляции в режиме «жесткого реального времени» необходимо использовать верифицированную модель транспортного средства с возможностью генерации ее в исполняемый С-код. В связи с этим необходимо провести комплексные испытания прототипа транспортного средства.

Следует отметить, что аппаратная доработка (установка дополнительных «плат расширения») машины реального времени ETAS Labcar позволит тестировать помимо систем ЭКУ электронные системы управления двигателя (ЭСУД), блоки управления электрическими рейками, а также системы ADAS. Возможности разработанного стенда не ограничиваются проверкой адекватности работы существующих блоков ЭКУ от именитых производителей (Bosch, Continental и др.), а также позволяют разрабатывать, верифицировать и калибровать собственное программное обеспечение электронных устройств интеллектуальных систем транспортных средств.

Библиографический список

1. **Тумасов, А.В.** Беспилотные транспортные средства: настоящее и будущее / А.В. Тумасов, А.М. Грошев // Транспортные системы. 2016. – С. 68-83.
2. **Вашурин, А.С.** Программно-аппаратный комплекс для оценки управляемости легких коммерческих автомобилей, оснащенных системами электронного контроля устойчивости. проведение натурных испытаний для отладки работы комплекса / А.С. Вашурин, Ю.П. Трусов, Е.И. Торопов // Актуальные вопросы машиноведения. – 2017. – Т.6. – С. 55-56.
3. **Вашурин, А.С.** Проведение натурных испытаний для отладки программно-аппаратного комплекса для оценки управляемости легких коммерческих автомобилей, оснащенных системами электронного контроля устойчивости. особенности выполнения маневров на сухом и влажном асфальте / Е.И. Торопов, Ю.П. Трусов, П.С. Мошков, А.А. Аникин, А.С. Вашурин, Ю.И. Палутин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2017. – № 4. – С. 172-177.
4. **Евдонин, Е.С.** Современные методы тестирования и отладки программного обеспечения автомобильных контроллеров с использованием систем с обратной связью (НП-систем) / Е.С. Евдонин, И.Е. Кравченко // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – № 5. – С. 23-29.
5. **Вычужанин, В.В.** Методика аппаратно-программного моделирования и тестирования проектируемых систем // Современная электроника. – 2015. – № 2. – С. 62-67.
6. **Дыгало, В.Г.** Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2006. – 316 с.
7. **Ревин, А.А.** Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – 2002. – №11. – С. 29-30.
8. ГОСТ 31507-2012 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний/ Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – М.: Стандартинформ, 2013. – 50 с.
9. Правила ООН № 140 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения пассажирских автомобилей в отношении систем электронного контроля устойчивости (ЭКУ).
10. РД 37.052.347-2010. Автотранспортные средства. Методы исследования эффективности систем динамической стабилизации легковых автомобилей: принят и введен в действие 26.08.2010 / Д.А. Загарин, А.П. Гусаров, А.А. Барашков, Э.Н. Никульников, М.Б. Сыропатов, Ю.Н. Козлов, А.М. Иванов, С.А. Лосев, С.С. Шадрин, А.А. Ревин, Е.В. Балакина; Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке автототехники (ФГУП «НАМИ»), Техн. служба по сертификационным испытаниям. – Пос. Автополигон (Моск. обл., Дмитровский р-н), 2010. – 28 с.
11. Правила ООН № 13-11 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения.

*Дата поступления
в редакцию: 21.10.2019*

E.I. Toropov, A.S. Vashurin, A.V. Tumasov, A.A. Vasiliev

**VIRTUAL INVESTIGATIONS ACTIVE SAFETY PROPERTIES
OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLES MODIFICATIONS**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: The first aim is to develop a HIL-testbench for testing light commercial vehicle equipped electronic stability control system, also second aim is design virtual model of curvilinear moving vehicle for testing in real-time mode.

Design/methodology/approach: The approach is based on the study of foreign experience in the development of HIL-testbench for real-time simulation. We studied experience of Bosch and Knorr-Bremse GmbH.

Findings: A HIL-testbench for testing vehicle with electronic stability control system has been developed and patented.

Research limitations/implications: The results of the research can be used in the design for domestic control unit of electronic stability control system and testing algorithms for them.

Originality/value: Results and scientific developments of this project will allow to implement the national program of import substitution in transport engineering.

Key words: HIL-testbench, Hardware-in-the-loop, HIL, electronic stability control system, ESC, real-time mode, Real-time PC, Matlab/Simulink, C-code, code generation, CAN-bus.

НАШИ АВТОРЫ

ИНФОРМАТИКА И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ И СОЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

Дмитриева Наталья Глебовна – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
city_nn@mail.ru

Зарубин Илья Борисович – старший преподаватель Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
simarglz@yandex.ru

Епифанова Анастасия Сергеевна – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
epifanova.anastasia.s@gmail.com

Калинина Наталья Андреевна – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
alipovana@mail.ru

Катаева Лилия Юрьевна – профессор Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, д-р физ.-мат. наук;
kataeval2010@mail.ru

Киселева Наталья Николаевна – доцент филиала Самарского государственного университета путей сообщения в г. Нижнем Новгороде, канд. физ.-мат. наук;
kiseleva1707@mail.ru

Куркин Андрей Александрович – заведующий кафедрой «Прикладная математика», главный научный сотрудник Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, профессор, д-р физ.-мат. наук;
aakurkin@gmail.com

Куркина Оксана Евгеньевна – ведущий научный сотрудник, доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. физ.-мат. наук;
oksana.kurkina@mail.ru

Масленников Дмитрий Александрович – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. физ.-мат. наук;
dmitrymaslennikov@mail.ru

Михалев Сергей Валентинович – студент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
mihalev93@yandex.ru

Моисеенко Татьяна Евгеньевна – студент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
tatyana.moiseenko99@mail.ru

Нетронин Илья Викторович – начальник департамента контроллинга и развития «Производственной системы «Росатом» АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова»;
netronin@okbm.nnov.ru

Прилуцкий Михаил Хаимович – заведующий кафедрой информатики и автоматизации научных исследований, профессор Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского, д-р техн. наук;
pril@iani.unn.ru

Сидорова Елена Владимировна – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
sidороva-elena@yandex.ru

Филинских Александр Дмитриевич – доцент, заведующий кафедрой «Графические информационные системы» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
alexfil@yandex.ru

Рыбин Артем Валерьевич – доцент, инженер Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. физ.-мат. наук;
arybin93@gmail.com

Хранилов Валерий Павлович – заместитель директора Института радиоэлектроники и информационных технологий Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук, профессор;
hranilov@ntu.nnov.ru

Шапошников Дмитрий Евгеньевич – доцент Национального исследовательского Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского, канд. физ.-мат. наук;
dmitry.shaposhnikov@itmm.unn.ru

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ

Герасимов Антон Владимирович – инженер Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
poorvenom@yandex.ru

Глухова Юлия Андреевна – магистрант Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
glukhova.julya@gmail.com

Дмитриев Сергей Михайлович – ректор Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, д-р техн. наук, профессор;
dmitriev@ntu.ru

Добров Александр Алексеевич – ассистент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
a.a.dobrov@yandex.ru

Доронков Денис Владимирович – старший преподаватель Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
nevid000@mail.ru

Качалин Григорий Николаевич – ведущий научный сотрудник «Российского федерального ядерного центра – Всероссийского научно-исследовательского института экспериментальной физики», канд. физ.-мат. наук
KachalinGrigoriy@mail.ru

Копалкин Александр Валентинович – начальник отдела «Российского федерального ядерного центра – Всероссийского научно-исследовательского института экспериментальной физики», канд. физ.-мат. наук;
kopalkin@otdl3.vniief.ru

Кудряшов Евгений Александрович – начальник лаборатории «Российского федерального ядерного центра – Всероссийского научно-исследовательского института экспериментальной физики»;
kea-swsu@mail.ru

Куликов Александр Леонидович – профессор Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева; д-р техн. наук;
inventor61@mail.ru

Легчанов Максим Александрович – заместитель директора Института Ядерной энергетики и технической физики Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
legchanov@mail.ru

Лоскутов Алексей Борисович – профессор Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева; д-р техн. наук;
loskutov@nntu.ru

Лоскутов Антон Алексеевич – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева; канд. техн. наук;
loskutov.nnov@gmail.com

Панкова Анна Сергеевна – аспирант Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
demidova.anya@mail.ru

Пелевин Павел Сергеевич – инженер Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, аспирант;
pelevin.p.s@mail.ru

Полуничев Виталий Иванович – главный специалист отдела подготовки научных кадров АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова»; д-р техн. наук;
dep59@okbm.nnov.ru

Пронин Алексей Николаевич – старший преподаватель Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
proninaleksei@mail.ru

Пронина Ольга Александровна – аспирант Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
olgapronina11@gmail.com

Рубцова Екатерина Васильевна – магистрант Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
rubtsova1997@yandex.ru

Рязанов Антон Владимирович – инженер Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
a_v_ryazanov@rambler.ru

Солнцев Дмитрий Николаевич – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
dn.solntsev@yandex.ru

Тимаев Дмитрий Сергеевич – младший научный сотрудник «Российского федерального ядерного центра – Всероссийского научно-исследовательского института экспериментальной физики»;
oefimova@otd13.vniief.ru

Филимонов Александр Федорович – инженер-конструктор АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова»;
alexander.f@nstuedu.com

Хробостов Александр Евгеньевич – доцент, директор Института ядерной энергетики и технической физики Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
khrobostov@nntu.nnov.ru

Чумарин Кирилл Евгеньевич – магистрант Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
ingenium16@gmail.com

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

Васильев Алексей Анатольевич – ассистент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева;
alex03111990@mail.ru

Вашурин Андрей Сергеевич – инженер Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, канд. техн. наук;
Vashurin@nntu.ru

Вольская Наталья Станиславовна – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
volskaja52@mail.ru

Горбачев Александр Владимирович – доцент Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова, канд. техн. наук;
aleks_gorb@mail.ru

Горелов Василий Александрович – заведующий кафедрой Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
gorelov_va@bmstu.ru

Гумеров Ирек Флорович – заместитель генерального директора ОАО «КАМАЗ», канд. техн. наук;
gumerov@kamaz.ru

Дубин Дмитрий Андреевич – ассистент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;
dubin.connect@mail.ru

Жилейкин Михаил Михайлович – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
jileykin_m@mail.ru

Захаров Александр Юрьевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
zakharov-al@mail.ru

Иванов Алексей Геннадьевич – старший преподаватель Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана;
ivanov-ag@mail.ru

Карташевич Анатолий Николаевич – профессор, научный сотрудник Вятского государственного университета (г. Киров), д-р техн. наук;
Kartashevich@yandex.ru

Комиссаров Александр Игоревич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
alexander_2@rambler.ru

Косицын Борис Борисович – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
kositsyn_b@bmstu.ru

Котиев Георгий Олегович – профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, д-р техн. наук;
kotievgo@yandex.ru

Коростелев Сергей Анатольевич – доцент, заведующий кафедрой Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова, д-р техн. наук;
korsan73@mail.ru

Кравец Владислав Николаевич – профессор Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева, д-р техн. наук;
vnkravets@yandex.ru

Медведев Юрий Владимирович – аспирант Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова;
megapalestiner@gmail.com

Мотовилова Марина Владимировна – аспирант Вятского государственного университета (г. Киров);
marina_mtd@mail.ru

Мусарский Роман Абрамович – профессор Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева, д-р техн. наук;
musarsky@list.ru

Песков Вячеслав Иванович – доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева, канд. техн. наук;
vp.peskov@mail.ru

Плотников Сергей Александрович – профессор Вятского государственного университета (г. Киров), д-р техн. наук;
Plotnikovsa@bk.ru

Стадухин Антон Алексеевич – доцент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, канд. техн. наук;
ant.m9@yandex.ru

Торопов Евгений Иванович – инженер Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева;
evgeny.toropov@nntu.ru

Тумасов Антон Владимирович – директор Института транспортных систем Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексева, канд. техн. наук;
anton.tumasov@gmail.com

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО НАПИСАНИЮ РЕФЕРАТОВ НА АНГЛИЙСКОМ ЯЗЫКЕ

Авторский реферат на английском языке должен быть понятен без ссылки на саму статью. Это краткое точное изложение содержания представленной к публикации статьи, отражающее предмет, цели и задачи работы, актуальность, постановку проблемы, вариант ее решения, сферу применения. Объем: не менее 10 строк (100-250 слов ~ 850 знаков). Реферат статьи может также включать краткое описание концептуальных основ и методологии работы, перспектив дальнейших исследований.

Сведения, содержащиеся в заглавии статьи, не должны воспроизводиться повторно в тексте реферата. Следует применять терминологию, характерную для иностранных специальных текстов, избегать терминов, являющихся «калькой» русскоязычных слов. Рекомендуется использование слов «следовательно», «более того», «например», «в результате» (consequently, moreover, for example, the benefits of this study, as a result). Необходимо использовать активный, а не пассивный залог, т.е. «The study tested», но не «It was tested in the study».

Образец: авторское резюме из International Journal of Operations & Production Management. V. 22. N 8.

B. Meijboom, M. Houtepens

STRUCTURING INTERNATIONAL SERVICE OPERATIONS: A THEORETICAL FRAMEWORK AND A CASE STUDY IN THE IT-SECTOR

The title of organization

Purpose: The specific challenges with which companies pursuing international manufacturing strategies are faced, if their output also contains a service dimension, are addressed.

Design/methodology/approach: A theoretical framework is proposed based on three virtually complementary perspectives by integrating international production, demand, and contemporary ICT-based theory. Subsequently, an exploratory case study in a pure service environment is described that illustrates the value of the framework.

Findings: It is possible, for example, to apply the theoretical framework to case studies in internationally-operating companies delivering a mix of goods and services.

Research limitations/implications: The present study provides a starting-point for further research in the international manufacturing sector.

Originality/value: Moreover, the framework has proven to be useful in improving the European structure of the case company. This is a notable and promising side-effect of the exploratory study, at least from a managerial point of view.

Key words: multinationals, service operations, location, decision making, case studies.

ПРИНИМАЕМ В ПЕЧАТЬ НАУЧНЫЕ СТАТЬИ В ЖУРНАЛ «ТРУДЫ НГТУ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

Адрес редакции: 603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, ауд. 1363-3

Телефон: 8(920)00-37-877

E-mail: rsl@nntu.ru

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ, НАПРАВЛЯЕМЫХ В РЕДАКЦИЮ

- В редакцию направляются **два печатных экземпляра** статьи и комплекты сопроводительной документации: бумажный и электронный.
- Рекомендуемый объем статьи не превышает 15 страниц текста и 4–6 рисунков. Все страницы должны быть пронумерованы. Минимальное количество страниц – 7; **минимальный объем статьи – 0,5 п.л.**
- **Статью необходимо сопроводить** актом и протоколом экспортного контроля, экспертным заключением о возможности открытого опубликования, выпиской из заседания кафедры, рекомендующей статью к опубликованию.
- **Печатные экземпляры** статей должны быть подписаны всеми авторами.
- **Первая страница** статьи должна содержать следующую информацию: УДК (код по универсальному десятичному классификатору); инициалы и фамилии авторов (в порядке, отражающим их авторский вклад); название статьи; место работы всех авторов (полное название организации, город); аннотацию (не менее 150 слов), ключевые слова (не менее 10).
- Изложение материала должно быть логически выстроенным. **Тематическая направленность** представленного исследования должна **строго соответствовать рубрике журнала**. Рекомендуется следующая структура статьи: вводная часть с обоснованием необходимости и изложением цели работы, теоретический анализ, методика, экспериментальная часть, результаты и выводы (не более 0,5 страницы), **библиографический список, содержащий только цитируемые или рассматриваемые в тексте работы**. Ссылки нумеруются в порядке цитирования. Рекомендуется **ограничить самоцитирование** тремя пунктами.
- Статья должна завершаться **информацией на английском языке**: инициалы и фамилии авторов, тема, названия организаций, в которых работают авторы, реферат и ключевые слова.
- К статье необходимо **приложить файл с информацией об авторах** на русском языке: ФИО (полностью), место работы, должность, ученая степень и звание, e-mail.
- Текст набирается через один интервал 12 кеглем. Сноски и примечания 10 кеглем. Поля: левое, правое и нижнее – 20 мм, верхнее – 25 мм. Переносы не допускаются. Используется формат **Word for Windows** и стандартные шрифты **Times New Roman** и **Symbol**.
- Формульные выражения выполняются строго в редакторе MS Equation 3-12 кегль. Размерность физических величин должна соответствовать системе СИ.
- Сокращение слов, кроме общепринятых, не допускается. Использованию аббревиатур должна предшествовать их расшифровка.
- Таблицы (11 кегль жирный) должны иметь названия, их следует располагать по тексту статьи, ссылки на таблицы: (табл. 1).
- Диаграммы выполняются в формате Excel.
- Графический материал (**только в черно-белом изображении**) должен быть четким и не требовать перерисовки. Изображения выполняются в формате **jpg** или **tif** с разрешением 300 **dpi**. Рисунки выполняются по ГОСТ, подрисуночная подпись 11 жирный кегль, ссылки на рисунки: (рис. 1).

Образец оформления статьи:
<https://www.nntu.ru/content/nauka/zhurnal-trudy-ngtu-im-r-e-alekseeva>

**РУКОПИСИ И СОПРОВОДИТЕЛЬНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ
ПРИНИМАЮТСЯ ПО СЛЕДУЮЩИМ АДРЕСАМ:**

05.05.03 Колесные и гусеничные машины

Владимир Сергеевич Макаров: vladimir.makarov@nntu.ru

**05.13.01 Системный анализ, управление и обработка информации
05.13.17 Теоретические основы информатики**

Валерий Павлович Хранилов: hranilov@nntu.ru

05.14.02 Электрические станции и электроэнергетические системы

Евгений Викторович Бычков: fae_nir@nntu.ru

**05.14.03 Ядерные энергетические установки, включая проектирование,
эксплуатацию и выход из эксплуатации**

Максим Александрович Легчанов: legchanov@nntu.ru

16+

**ТРУДЫ НГТУ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА**

№ 4 (127)

Редактор: **В.И. Казакова**
Технические редакторы: **М.В. Прохорова, А.В. Крылова**

Редакция:
603950, Нижний Новгород, ул. Минина, д. 24.
rsl@nntu.ru
Свободная цена

Подписано в печать: 13.12.2019. Дата выхода в свет 25.12.2019. Формат 60x84 ¹/₈.
Бумага офсетная. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 14,00. Тираж 300 экз. Заказ .

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева.
Типография НГТУ.

Адрес университета и полиграфического предприятия:
603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24.

Индекс 44757
Объединенный каталог «Пресса России»

Свидетельство о регистрации
периодического печатного издания
ПИ № ФС 77-56417 от 11 декабря 2013