

<p><i>Редакционный совет:</i> Голенков В.А. д-р техн. наук, проф., председатель Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф., зам. председателя Борзенков М.И. канд. техн. наук, доц Астафичев П.А. д-р юр. наук, проф. Иванова Т.Н. д-р техн. наук, проф. Колчунов В.И. д-р техн. наук, проф. Константинов И.С. д-р техн. наук, проф. Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф. Попова Л.В. д-р экон. наук, проф. Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф.</p>	<h2>Содержание</h2>
<p><i>Главный редактор:</i> Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф. <i>Зам. главного редактора:</i> Катунин А.А. канд. техн. наук</p>	<p style="text-align: center;">Эксплуатация, ремонт, восстановление</p> <p><i>М. В. Спиридонов</i> Влияние перекоса вала и центробежных сил инерции смазочного слоя на несущую способность упорных гидростатических подшипников скольжения 3</p> <p><i>М. В. Майоров, В. В. Мишин, В. Н. Чернышов</i> Диагностирование ступичных подшипников автомобиля 9</p> <p><i>Н. М. Филькин, Т. П. Чепикова, Р. Ф. Шаихов</i> Критический анализ конструкций верхних опор подвесок легковых автомобилей и обоснование перспектив повышения их эксплуатационных свойств 17</p> <p><i>А. О. Пугачёв</i> Расчёт расходной характеристики щёточных уплотнений с использованием модели пористой среды 24</p> <p><i>Ю. В. Родионов, С. В. Тимохин</i> Результаты исследований холодной обкатки дизеля д-144 со статико-динамическим нагружением 33</p> <p><i>В. И. Миркитанов, Ю. В. Перчаткин, В. И. Рассоха, А. Я. Хитько</i> Совершенствование процесса выпуска двигателя внутреннего сгорания с гильзовым газораспределением 41</p>
<p><i>Редколлегия:</i> Агуреев И.Е. д.т.н., проф. (Россия) Бондаренко Е.В. д.т.н., проф. (Россия) Глаголев С.Н. д.э.н., проф. (Россия) Дидманидзе О.Н. д.т.н., проф. (Россия) Борчагин В.А. д.т.н., проф. (Россия) Баранов Ю.Н. д.т.н., проф. (Россия) Пучин Е.А. д.т.н., проф. (Россия) Ременцов А.Н. д.т.н., проф. (Россия) Родионов Ю.В. д.т.н., проф. (Россия) Демич М. д.т.н., проф. (Сербия) Ушаков Л.С. д.т.н., проф. (Россия) Пржибил П. д.т.н., проф. (Чехия) Браннольте У. проф. (Германия)</p>	<p style="text-align: center;">Технологические машины</p> <p><i>А. С. Космодамианский, В. И. Воробьев, А. А. Пугачев</i> Анализ и систематизация систем электропривода тягового подвижного состава 46</p> <p><i>Н. В. Поляков, Д. А. Попов, Е. В. Снятков</i> Аналитический расчет тепловой интенсивности трения при повторно-кратковременных торможениях 54</p> <p><i>Л. А. Савин, Д. О. Базлов, Р. Н. Поляков</i> Базовые принципы функционирования адаптивных опор роторов 59</p> <p><i>М. А. Бурнашов, А. Н. Прежилов</i> Метод очистки поверхности водоледяной струей с заранее подготовленными частицами льда и оборудование для него 66</p> <p><i>М. И. Борзенков, Е. В. Брума, М. П. Дудин, О. П. Мулюкин</i> Методы оценки и прогнозирования конструкционной прочности деталей агрегатов транспортной техники: текущее состояние и области приложения 71</p> <p><i>Р. А. Кобзев</i> Структурная оптимизация металлоконструкций специальных козловых кранов 81</p> <p><i>С. В. Глуценко, А. В. Дойнов</i> Формирование коэффициента сцепления движителя боевой гусеничной машины на мерзлом обледенелом грунте 85</p>
<p><i>Ответственный за выпуск:</i> Акимова И.В.</p>	<p style="text-align: center;">Безопасность движения и автомобильные перевозки</p> <p><i>К. С. Есин, А. Л. Севостьянов</i> Методика выбора подвижного состава при уборке зерновых культур 95</p> <p><i>Е. Ю. Миненко, Д. В. Кошечкина, В. С. Янин</i> Оценка уровня транспортного шума и снижение шумовой нагрузки на отдельных участках улично-дорожной сети г. Пензы 103</p> <p><i>А. Н. Новиков, А. А. Катунин, А. В. Кулев, М. В. Пешехонов</i> Сравнение систем определения местоположения и их применение в интеллектуальных транспортных системах 109</p> <p><i>Б. Н. Тлеженов</i> Удовлетворенность пассажиров: статистический анализ социологического исследования населения г.Нукуса 114</p>
<p><i>Адрес редколлегии:</i> 302030, г. Орел, ул. Московская, 77 (4862) 73-43-50 www.gu-unpk.ru E-mail: sirm@ostu.ru, srmostu@mail.ru</p>	<p style="text-align: center;">Образование и кадры</p> <p><i>И.А.Гарькина, А.М.Данилов, В.О.Петренко</i> Проблема многокритериальности при управлении качеством сложных систем 123</p> <p><i>Т. А. Козина, А. А. Бердников</i> Проектная методика как средство формирования ситуативно-ориентированной коммуникативной компетенции при подготовке специалистов автотранспортного комплекса 130</p>
<p>Зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Свидетельство: ПИ № ФС77-47352 от 03.11.2011г. Подписной индекс: 16376 по объединенному каталогу «Пресса России»</p>	<p>© Госуниверситет-УНПК, 2012</p>



The scholarly
journal

A quarterly review

№ 2(41) 2013

April-June

World of transport and technological machinery

Founder - Federal State budget Institution
higher education
"State University – Education-Scientific-Production Complex "
(State University-ESPC)

Editorial Council:

V.A. Golenkov *Doc. Eng., Prof.*

S.Y. Radchenko *Doc. Eng., Prof.*

Vice-Chairman

M.I. Borzenkov *Can. Eng., Prof.*

P.A. Astafichev, *Doc. Law., Prof.*

T.N. Ivanova, *Doc. Eng., Prof.*

V.I. Kolchunov *Doc. Eng., Prof.*

I.S. Konstantinov *Doc. Eng., Prof.*

A.N. Novikov *Doc. Eng., Prof.*

L.I. Popova *Doc. Ec., Prof.*

Y.S. Stepanov *Doc. Eng., Prof.*

Editor-in-Chief

Novikov A.N. *Doc. Eng., Prof.*

Editor-in-Chief Assistants

Katunin A.A. *Can. Eng.*

Editorial Board:

I.E. Agureyev *Prof. (Russia)*

E.V. Bondarenko *Prof. (Russia)*

S.N. Glagolev *Prof. (Russia)*

O.N. Didmanidze *Prof. (Russia)*

V.A. Korchagin *Prof. (Russia)*

Y.N. Baranov *Prof. (Russia)*

E.A. Puchin *Prof. (Russia)*

A.N. Rementsov *Prof. (Russia)*

Y.V. Rodionov *Prof. (Russia)*

M. Demic *Prof. (Serbia)*

L.S. Ushakov *Prof. (Russia)*

P. Pribyl *Prof. (Czechia)*

U.Brannolte *Prof. (Germany)*

Person in charge for publication:

I.V. Akimochkina

Editorial Board Address:

302020, Orel, Moskovskaya Str, 77

(4862) 73-43-50

www.gu-unpk.ru

E-mail: sirm@ostu.ru, srmmostu@mail.ru

The journal is registered in Federal
Agency of supervision in sphere of
communication, information technology
and mass communications.

Registration Certificate
PI № FS77- 47352 of November 03
2011

Subscription index: **16376**
in a union catalog "The Press of Russia"

© State University-ESPC, 2012

Contents

Operation, Repair, Restoration

- M. V. Spiridonov **Sag shaft impact and centrifugal forces of inertia lubricating layer on bearing capacity hydrostatic thrust-ray plain bearings** 3
M. V. Mayorov, V. V. Mishin, V. N. Chernishov **Wheel bearing diagnostics** 9
N. M. Filkin, T. P. Chepikova, R. F. Shaikh **Critical analysis of structures of upper mounts suspension cars and rationale prospects improve their performance characteristics** 17
A. O. Pugachov **Prediction of leakage for brush seals using porous medium model** 24
Yu. V. Rodionov, S. V. Timokhina **Results of cold running diesel d-144 with static-dynamic loading** 33
V. I. Mirkitanov, Y. V. Perchatkin, V. I. Rassokha, A. Y. hitko **Improvement of process of the admission of the internal combustion engine with gilzov gas distribution** 41

Technological Machinery

- A. S. Kosmodamianskiy, V. I. Vorobiev, A. A. Pugachev **Analysis of electric power and ordering locomotives** 46
N. I. Polyakov, D. A. Popov, E. V. Snyatkov **Analytical calculation of calorific intensity of friction after rebreakings** 54
L. A. Savin, R. N. Polyakov, D. O. Bazlov **The basic principles of adaptive bearings functioning** 59
M. A. Burnashov, A. N. Prezhbilov **Surface treatment method ice water jets with prepared ice particles and equipment for it** 66
M. I. Borzenkov, E. V. Broome, M. P. Dudin, O. P. Mulyukin **Methods of assessment and prediction of strength structural parts units of transport technology: current state and field notes** 71
R. A. Kobzev **Structural optimization of metal special gantry crane** 81
S. V. Glushenko, A. V. Doinov **Formation of coefficient of coupling of the propeller of the fighting track laying vehicle on frozen ice-covered soil** 85

Road safety and road transport

- K. S. Yesin, A. L. Sevostyanov **Method of selection of rolling stock for cleaning grain** 95
E. Y. Minenkov, D. V. Koshechkina, V. S. Yanina **Assessment level traffic noise noise reduction and loads of selected sites the road network penza** 103
A. N. Novikov, A. L. Sevostianov, A. A. Katunin, A. V. Kulev, M. V. Peshekhonov **Comparison of positioning systems and their applications in intelligent transportation systems** 109
B. N. Tlegenov **Satisfaction of passengers: statistics analysis of social studies population Nukus** 114

Education and Personnel

- I.A. Garkina, A. M. Danilov, V. O. Petrenko **Problem multicriterion managing quality of complex systems** 123
T. A. Kozina, A. A. Berdnikov **Design technique for creating a situational-oriented communicative competence in training motor complex** 130

УДК 621.822.5

М. В. СПИРИДОНОВ

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСА ВАЛА И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ НА НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ УПОРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В условиях жестких экологических требований к разработке агрегатов в области компрессоростроения и насосостроения широкое распространение получили агрегаты, в которых смазка подшипниковых опор осуществляется рабочей жидкостью агрегатов. В статье представлены результаты численного расчета несущей способности гидростатического подшипника скольжения с учетом перекоса вала и центробежных сил инерции смазочного слоя.

Ключевые слова: Гидростатический упорный подшипник, несущая способность подшипника скольжения, центробежные силы инерции смазочного слоя.

Опыт конструирования и эксплуатации роторных машин показывает, что ресурс агрегатов, их надежность, массогабаритные характеристики и достигаемый уровень рабочих параметров во многом определяется работоспособностью и характеристиками подшипниковых узлов. В частности, для компенсации возникающих осевых нагрузок в подшипниковых узлах широко применяются гидростатические подшипники скольжения, обеспечивающие условия работы подшипника в режиме жидкостного трения. Режим жидкостного трения позволяет рабочие поверхности упорного подшипника разделить пленкой смазочного материала и исключить механический контакт на протяжении всего цикла работы агрегата, способный оказать существенное влияние на работоспособность подшипникового узла и агрегата в целом.

В настоящей статье представлены результаты численного расчета несущей способности гидростатического подшипника скольжения с прямоугольными питающими камерами (рис. 1) с учетом перекоса вала и центробежных сил инерции смазочного слоя.

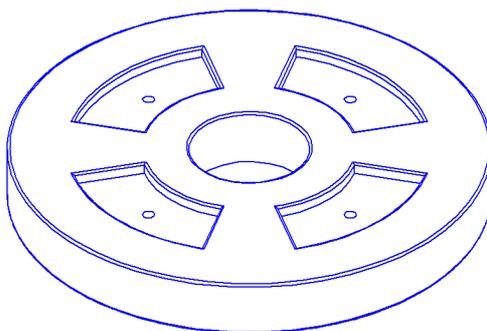


Рисунок 1 – 3D-модель упорного гидростатического подшипника скольжения с прямоугольными камерами

В предыдущих статьях автора рассматривалось подробное описание математической модели расчета полей давлений гидростатического подшипника скольжения с учетом перекоса вала и центробежных сил инерции смазочного слоя с использованием численного метода решения конечных элементов [1]. Так, для учета перекоса вала в функцию осевого зазора, были введены дополнительные углы между плоскостью подпятника и плоскостью торца вала.

$$h(r, \varphi) = Z_r + r \cos \varphi \operatorname{tg} \gamma_X + r \sin \varphi \operatorname{tg} \gamma_Y, \quad (1)$$

где: r – радиальная координата цилиндрической системы;

φ – окружная координата цилиндрической системы;

Z_r – текущая осевая координата ротора;

γ_X – угол между плоскостью подпятника и плоскостью торца вала в плоскости $\varphi = 0$;

γ_Y – угол между плоскостью подпятника и плоскостью торца вала в плоскости $\varphi = \pi/2$.

С целью учета центробежных сил инерции смазочного слоя в модифицированном уравнении Рейнольдса выделена составляющая, отвечающая за центробежные силы потока жидкости

$$12\omega^2 \frac{\partial}{r\partial r} \left(\frac{\rho^2 r^2 h^3}{40\mu} \right),$$

$$\frac{\partial}{r\partial r} \left[\frac{\rho h^3}{\mu K_r} r \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{r^2 \partial \varphi} \left[\frac{\rho h^3}{\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] =$$

$$= 12\omega^2 \frac{\partial}{r\partial r} \left(\frac{\rho^2 r^2 h^3}{40\mu} \right) + 6\omega \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho h) - 12\rho V_z + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t}. \quad (2)$$

Математическая модель была реализована в среде программирования Matlab [2], согласно представленной блок-схеме на рисунке 2.

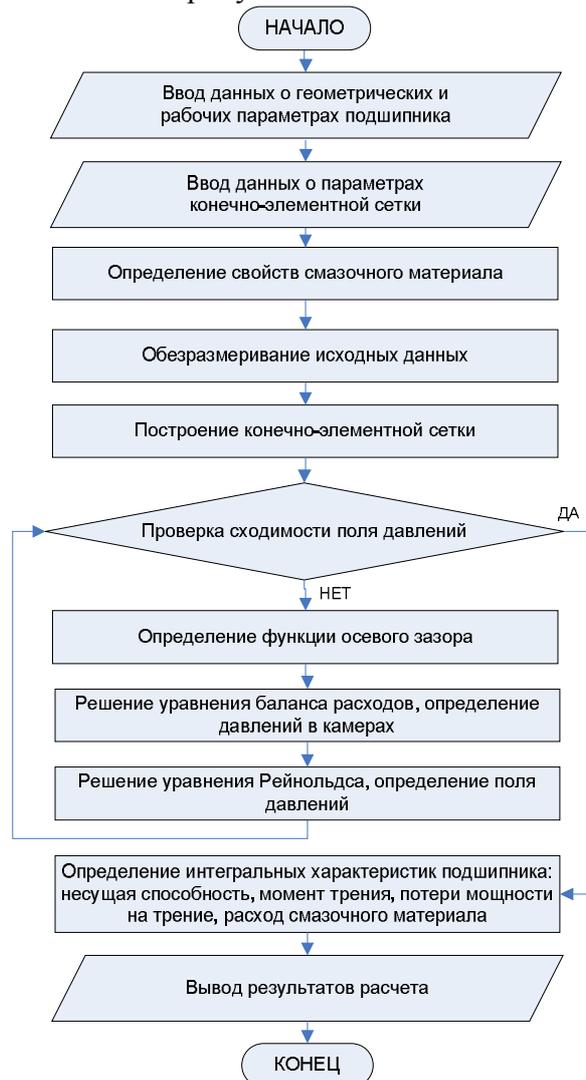
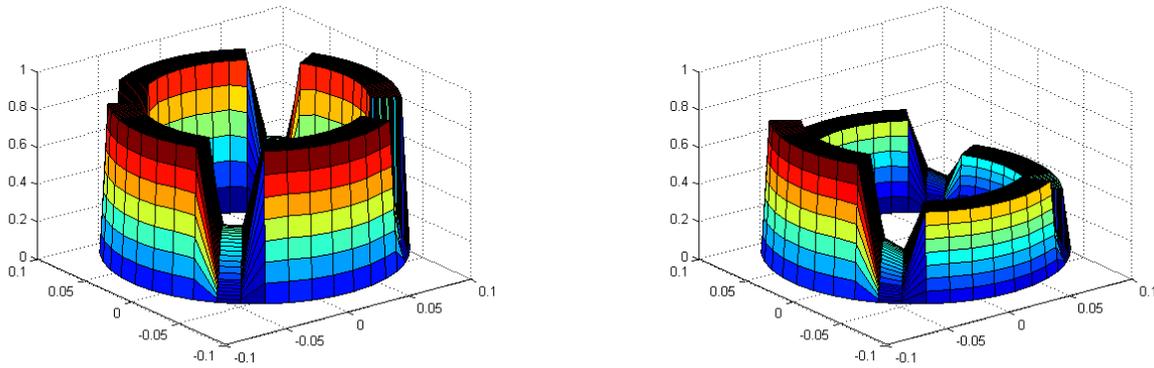


Рисунок 2 – Блок-схема вычислительного алгоритма расчета несущей способности

На рисунке 3 представлены характерные поля давлений подшипника с учетом перекоса вала и без него. Указанные поля давлений являются основой для расчета основных характеристик подшипника, полученные в результате численного интегрирования.



а) без перекоса вала

б) с перекосом вала

Рисунок 3 – Характерные поля давления гидростатического подшипника скольжения

На рисунке 4 представлены результаты трёх вариантов расчета несущей способности гидростатического подшипника скольжения с перекосом вала и без него:

- Численное решение уравнение Рейнольдса без учета коэффициентов турбулентности;
- Численное решение уравнение Рейнольдса с учетом коэффициентов турбулентности;
- Численное решение уравнение Рейнольдса с учетом коэффициентов турбулентности и инерционных составляющих смазочного слоя.

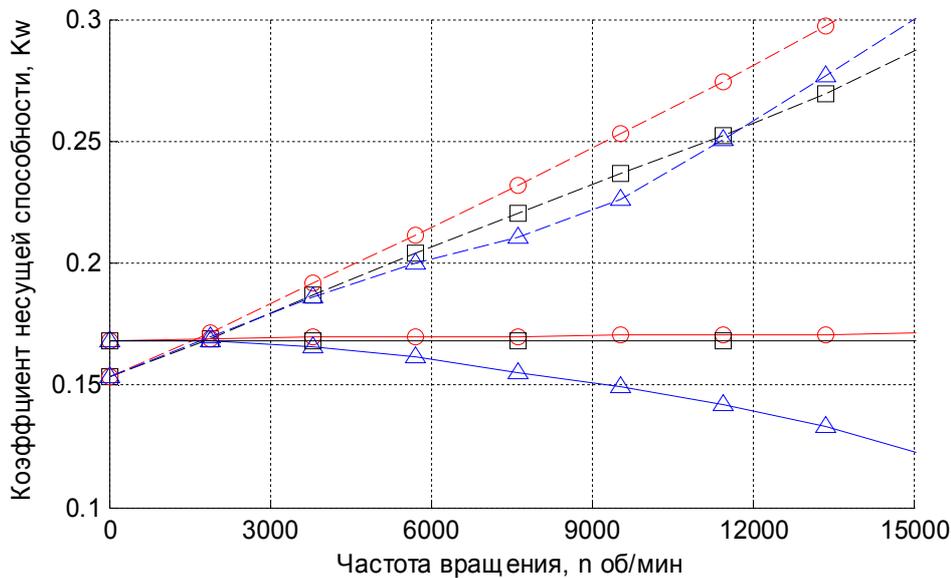


Рисунок 4 – Результаты расчета несущей способности упорного гидростатического подшипника «----» - результаты расчета с учетом перекоса вала; ○ – результаты расчета с учетом коэффициентов турбулентности; □ – результаты расчета без учета коэффициентов турбулентности; Δ - результаты расчета с учетом коэффициентов турбулентности и инерционных составляющих смазочного слоя

На графике коэффициент несущей способности определяется по формуле:

$$K_W = \frac{W}{p_0 d_0^2} \quad (1)$$

где: W - несущая способность подшипника;

P_0 - давление подачи смазочного материала;

d_0 - наружный диаметр подшипника.

Анализируя графики, можно сказать следующее: при использовании упрощенного варианта расчет гидростатического подшипника без учета коэффициентов турбулентности и инерционных свойств смазочного материала несущая способность носит линейный постоянный характер и определяется давлением подачи смазочного материала в подшипник; при расчете с использованием коэффициентов турбулентности с увеличением скорости вращения наблюдается рост несущей способности в пределах до 5%, что обусловлено увеличением эффективной вязкостью смазочного материала в связи с турбулизацией потока; в случае расчета с учетом коэффициентов турбулентности и инерционных свойств смазочного слоя с увеличением скорости вращения наблюдается снижение несущей способности гидростатического подшипника скольжения до 30 %, вызванное преобладанием влияния инерционных свойств смазочного материала перед увеличением эффективной вязкости. Также из графиков видно, что перекос вала оказывает существенное влияние на качественное и количественное значение показателя несущей способности подшипника, связанное с возникновением в зазоре подшипника эффекта гидродинамического клина, способствующий возрастанию несущей способности подшипника скольжения с увеличением скорости вращения.

Как снижение несущей способности подшипника в результате действия инерционных сил, так и его увеличение вызванное эффектом гидродинамического клина перед проектировщиком ставит задачу поиска наиболее рациональных сочетаний рабочих и геометрических параметров опоры. Очевидно, что при проектировании рассматриваемого вида опор необходимо подобрать такое сочетание параметров подшипника, которое позволяло бы обеспечить необходимую несущую способность при заданных режимах работы подшипника. Одним из вариантов таких решений, может быть использование гидростатических упорных подшипников с измененной поверхностью подпятника, в частности с использованием конфузорных рабочих поверхностей на внешней стороне подпятника (рис. 4). Данное решение позволяет без увеличения габаритных размеров подшипниковых узлов и давления подачи смазочного материала компенсировать потерю несущей способности, обусловленную действием инерционных сил смазочного слоя на высоких скоростях вращения.

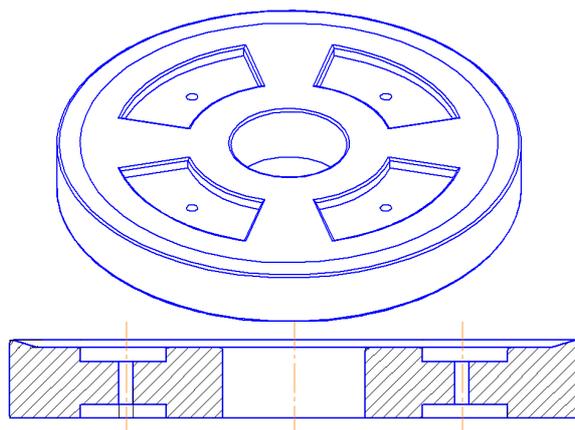


Рисунок 5 – 3D-модель упорного гидростатического подшипника скольжения с конфузорной поверхностью на внешней стороне подпятника

На рисунке 6 приведены результаты расчета упорного гидростатического подшипника с конфузорной рабочей поверхностью на внешней стороне подпятника.

На графике коэффициент конфузора определяется по формуле:

$$K_{nar} = \frac{h_{nar}}{h_0} \quad (2)$$

где: $K_{нар}$ – коэффициент конфузора;
 $h_{нар}$ – высота подъема конфузора;
 h_0 – рабочий зазор упорного гидростатического подшипника скольжения.

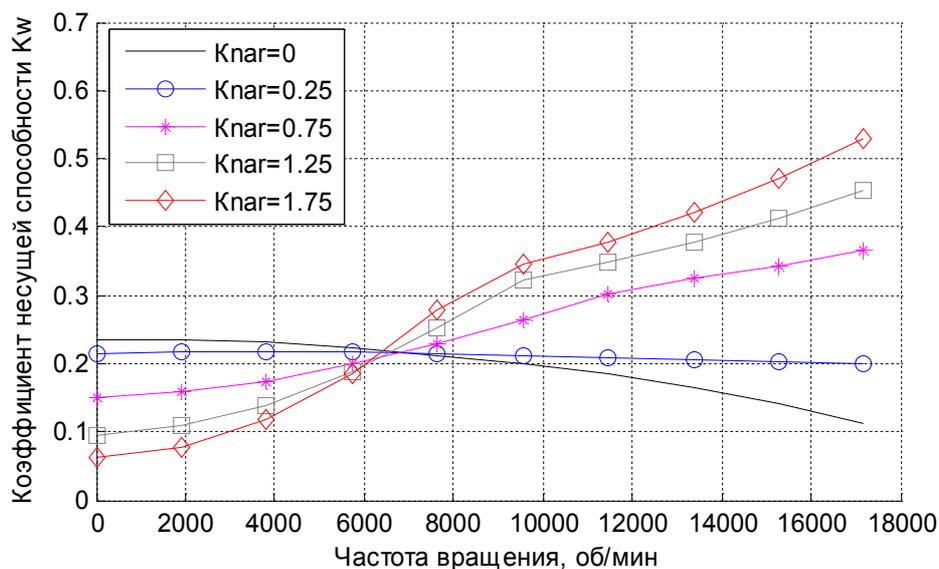


Рисунок 6 – Зависимость несущей способности от величины конфузора

Сравнивая построенные графики несущей способности для гладкого подшипника и подшипника с конфузурной рабочей поверхностью, можно констатировать, что в зонах небольших частот вращения подшипник с конфузурной рабочей поверхностью имеет несущую способность ниже, чем упорный гладкий подшипник, что обусловлено увеличенным рабочим зазором упорного подшипника. В зонах высоких частот вращения конфузурная поверхность позволяет добиться роста несущей способности по сравнению с гладким подшипником, данный эффект обусловлен эффектом запирания смазочного материала на внешнем радиусе подшипника, что снижает влияние инерционных составляющих смазочного слоя.

Вышеописанные графики позволяют сделать вывод о необходимости учета перекоса вала и инерционных свойств смазочного материала при проектировании данного вида опор с целью приближения расчетных значений к фактическим значениям и поиска наиболее рациональных сочетаний рабочих и геометрических параметров системы на этапе проектирования. Также, можно отметить, что использование конфузурной рабочей поверхности на подпятниках упорных гидростатических подшипников наиболее целесообразно для машин с высокими частотами вращения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация [Текст] / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
2. Потемкин, В. Г. MatLab 6 : среда проектирования инженерных приложений [Текст] / В. Г. Потемкин. – М.: Диалог МИФИ, 2003. – 448 с.
3. Никитин, А. К. Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме [Текст] / А. К. Никитин [и др.]. – М.: Наука, 1981. – 316 с.
4. Новиков, Е. А. Метод расчета и разработка упорных гидростатических подшипников, смазываемых маловязкими жидкостями [Текст]: Дисс... канд. техн. наук. – Казань, 2003. – 146 с.

Спиридонов Максим Викторович

ФГБОУ ВПО «Государственный УНПК»

Адрес: г. Орёл, Наугорское шоссе, 29

Аспирант кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»

E-mail: pmp1@ostu.ru

M. V. SPIRIDONOV

SAG SHAFT IMPACT AND CENTRIFUGAL FORCES OF INERTIA LUBRICATING LAYER ON BEARING CAPACITY HYDROSTATIC THRUST-RAY PLAIN BEARINGS

The article presents the results of numerical calculation of the bearing capacity of the hydrostatic bearings with the consideration of the misalignment of the shaft, and the centrifugal force of inertia of the lubricating layer.

Keywords: *mathematical model, fluid bearing, active control, pressure field.*

BIBLIOGRAPHY

1. Zenkevich, O. Konechnye elementy i аппроксимatsiya [Tekst] / O. Zenkevich, K. Morgan. - M.: Mir, 1986. - 318 s.
2. Potemkin, V. G. MatLab 6 : sreda proektirovaniya inzhenernykh prilozheniy [Tekst] / V. G. Potemkin. - M.: Dialog MIFI, 2003. - 448 s.
3. Nikitin, A. K. Gidrodinamicheskaya teoriya smazki i raschet podshipnikov skol' zheniya, rabotayushchikh v statsionarnom rezhime [Tekst] / A. K. Nikitin [i dr.]. - M. : Nauka, 1981. - 316 s.
4. Novikov, E. A. Metod rascheta i razrabotka upornykh gidrostaticheskikh podshipnikov, smazyvaemykh malovyazkimi zhidkostyami [Tekst]: Diss... kand. tekhn. nauk. - Kazan`, 2003. - 146 s.

Spiridonov Maxim Victorovich

FGBOU VPO "State University-ESPC"

Address: Eagle Naugorskoe Highway 29

Graduate student of "Mechatronics and international engineering"

E-mail: pmpl@ostu.ru

*Продолжается подписка на журнал
«Мир транспорта и
технологических машин»*

Подписной индекс журнала:

16376 («Пресса России»)

Подписка через редакцию:

(с любого месяца)

Информация о подписке на нашем сайте

www.gu-unpk.ru

Тел. +7 (4862) 43-48-90

УДК 620.179.1:658.58

М. В. МАЙОРОВ, В. В. МИШИН, В. Н. ЧЕРНЫШОВ

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СТУПИЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрено использование метода и средства для контроля качества ступичных подшипников автомобиля. На основе системного подхода разработана схема для выявления отклонений в работе объекта контроля.

Ключевые слова: ступичный подшипник, контроль качества, нейронная сеть, диагностика.

Вопросы долговечности узлов и агрегатов автомобилей интересуют как производителей и разработчиков, так и работников автосервисных предприятий. Повышение надежности подвижных сопряжений машин и механизмов во многом связано с развитием и усовершенствованием методов и средств техники диагностирования. Автомобили представляют собой сложные сочетания узлов и механизмов, с большим количеством вращающихся частей, опорами которых являются подшипники различных видов. Диагностика состояния подшипников в ряде случаев сопряжено с трудоемкими операциями, проводимыми квалифицированным персоналом. При этом точная оценка износа и наличия дефектов с помощью существующих методов не всегда возможна, в связи с конструктивными особенностями узлов и агрегатов. В частности, износ или повреждение ступичных подшипников, представляющий большую опасность для всех участников движения, определяется на станциях технического обслуживания с использованием визуального осмотра и измерением люфта в диагностируемом узле.

Ступичный подшипник, установленный в узел, является достаточно сложным объектом диагностирования, поскольку его техническое состояние определяется совокупностью различных по природе и еще до конца не изученных процессов и явлений в зонах трения деталей. Известно, что во многих случаях качество узла определяется в меньшей мере качеством самого подшипника и в большей мере качеством монтажа подшипника в посадочное место и качеством регулировки собранной системы.

Анализируя отчёты производителей подшипников отмечено, что около 80% вышедшей из строя продукции является следствием неправильной настройки (чрезмерный зазор/нагрузка, повреждения при установке/настройке), повреждения уплотнителей при установке, что влечёт за собой необходимость контроля, в частности, состояния ступичного узла после замены или ремонта [2].

80% Ошибки установки и настройки
– чрезмерный зазор/нагрузка,
– повреждения при установке/настройке

8% Повреждения уплотнителей при установке

7% Повреждения уплотнителей при эксплуатации

5% Другие причины

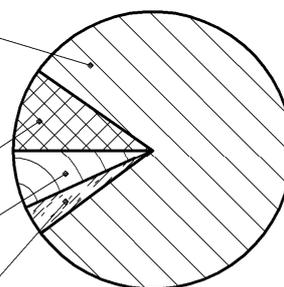


Рисунок 1 – Причины выхода из строя ступичных подшипников

Из опыта предприятий автосервиса встречаются случаи поставок контрафактной продукции, ресурс которой невелик. Использование таких подшипников может повлечь за собой большие убытки или нанесению вреда здоровью участникам дорожного движения.

На данном этапе развития известно большое количество инструментальных методов диагностирования подшипников и подшипниковых узлов, основывающихся на каких-либо диагностических параметрах и решающих конкретные задачи.

В настоящее время наиболее широкое применение получили методы диагностирования подшипниковых узлов по параметрам вибрации, которые, по мнению [3], являются наиболее информативными для контроля технического состояния узлов машинного оборудования. Множество отечественных и зарубежных фирм, таких как ООО «Диамех» г. Москва, ООО «Вибро-Центр» г. Пермь, НТЦ «ВиКонт», г. Москва, National Instruments™ (США), SKF (Швеция) разрабатывают и производят оборудование для измерений и обработки вибрационных сигналов. Однако сложность выделения сравнительно малых изменений полезного сигнала на фоне существенных помех, слабая корреляция общего уровня вибросигнала с зарождением определенного дефекта [3], динамические режимы работы узлов, совпадение собственных частот деталей с частотами дефектов ограничивают эффективность и достоверность этих методов.

Методы диагностирования по электрическим характеристикам трибосопряжения основываясь на зависимости технического состояния подшипника от параметров смазочного слоя в зоне трения, обладая такими преимуществами, как простота реализации, безинерционность, возможность получения информации непосредственно из зон трения и т.п., обеспечивают эффективное решение задач диагностирования [1].

Однако ни один из них в отдельности не позволяет получить исчерпывающей информации об объекте контроля. Поэтому реализуют комплексный подход диагностирования, который заключается в одновременном использовании методов, основанных на измерении диагностических признаков различной природы.

Комплексный метод, основанный на синтезе математической модели, объединяющей в себе зависимости параметров механических и электрофлуктуационных процессов, позволит улучшить качество диагностирования, позволит получить новую информацию для проведения прогнозирования технического состояния подшипников и подшипниковых узлов.

Также следует отметить сложности в комплексировании, связанные с тем, что при первичном преобразовании вибросигналов и сигналов, связанных с электрофлуктуациями в зоне трения, можно столкнуться с высокой степенью зашумления сигнала, что снизит достоверность диагностической информации. Оптимальное выделение сигнала из шума можно проводить различными методами, в зависимости от того, какая ставится задача — обнаружение сигнала, сохранение формы сигнала и т.д. В каждом методе оптимальной фильтрации вводится понятие критерия оптимальности, согласно которому строится оптимальный алгоритм обработки сигнала [4].

Схема измерения электрофлуктуационных параметров представлена на рисунке 2. Она базируется на пропускании через подшипник микротока и по результатам флуктуации падения напряжения на смазочной пленке в зонах трения подшипника оценке сопротивления подшипника (или его проводимости). Наличие кратковременных микроконтактов (импульсов проводимости) в зонах трения деталей подшипника характеризует моменты разрушения смазочной пленки в зонах трения и, следовательно, моменты повышенного износа деталей подшипника. Процесс разрушения смазочной пленки регистрируется первичным преобразователем (преобразователь сопротивление-напряжение) [1].

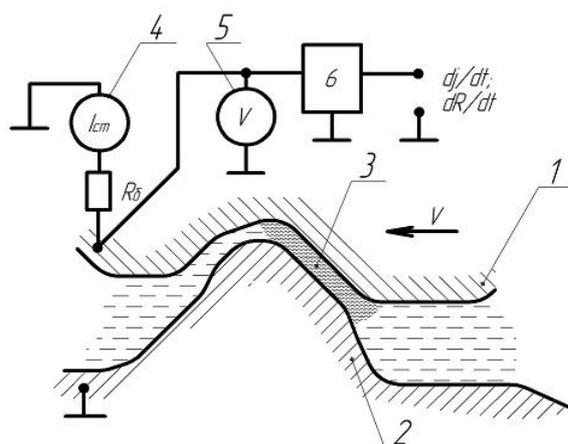


Рисунок 2 – Схема измерения электрофлуктуационных параметров

1,2 – поверхности деталей подшипника в зоне трения, 3 – смазочный слой, 4 – источник микротока, 5 – регистратор флуктуации (сопротивления) проводимости, 6 – формирователь диагностического параметра

Смазочный материал обладает высоким удельным электрическим сопротивлением, поэтому изменения состояния смазки в зонах трения (флуктуации толщины пленки, ее разрушения и т.п.) приводят к соответствующим изменениям электрического сопротивления (R) трибосопряжения, которое включает ряд составляющих:

$$R = R_M + R_{оп} + R_{ст} + R_{сп}, \quad (1)$$

где: R_M , $R_{ст}$, $R_{оп}$, $R_{сп}$ – соответственно, сопротивления контактируемых деталей, стягивания, окисных пленок и смазочных пленок.

Значение R_M определяется удельным сопротивлением материалов деталей и по сравнению с другими составляющими R для металлов пренебрежимо мало (для сталей $\rho = [10^{-7}; 10^{-6}] \text{ Ом}\cdot\text{м}$). Окислы металлов – полупроводники с $\rho_{ок} = [10^2; 10^5] \text{ Ом}\cdot\text{м}$, однако ввиду большой пористости окисных пленок поверхностей трения $R_{оп}$ обычно имеет невысокие значения. Сопротивление стягивания $R_{ст}$ зависит от радиуса a_k контурной площади контакта, а также размеров r и числа $n_{п}$ действительных пятен контактов поверхностей:

$$R_{ст} = \rho \left(\frac{1}{2n_{п}r} + \frac{1}{2a_k} \right). \quad (2)$$

Сопротивление смазочных пленок $R_{сп}$ также включает несколько составляющих: тонкие поверхностные пленки (3 – 10 нм) имеют туннельную проводимость с $\rho_{нов} = [10^{-13}; 10^{-11}] \text{ Ом}\cdot\text{м}^2$:

$$R_{сп} = \frac{\rho_{пов}}{\pi \cdot n_{п} \cdot r^2}, \quad (3)$$

тонкие граничные слои (0,1-1 мкм) обладают полупроводниковыми свойствами, а смазочный материал в толстых слоях – диэлектрик ($\rho_{сп} = [10^5; 10^{22}] \text{ Ом}\cdot\text{м}$), при этом значение сопротивления пленки практически пропорционально ее толщине [1].

Происходящие в зонах трения процессы носят случайный характер, поэтому флуктуации сопротивления подшипника при его работе являются случайными. Одним из наиболее распространенных диагностических параметров, оценивающих состояние смазки, является *среднее сопротивление*, которое определяют либо непосредственно как $R_{ср}$, либо как величину, обратную средней проводимости $R'_{ср} = 1/G_{ср}$. В первом случае подшипник подключают к

источнику тока I_0 и измеряют среднее значение падения напряжения U_{cp} на нем за время $T_{и}$, а во втором – к источнику напряжения U_0 и измеряют среднее значение тока I_{cp} :

$$R_{cp} = \frac{1}{T_{и}} \int_0^{T_{и}} R(t) dt = \frac{1}{I_0 T_{и}} \int_0^{T_{и}} I_0 R(t) dt = \frac{1}{I_0} \frac{1}{T_{и}} \int_0^{T_{и}} U(t) dt = U_{cp} / I_0; \quad (3)$$

$$R'_{cp} = 1 / G_{cp} = 1 / \left(\frac{1}{T_{и}} \int_0^{T_{и}} g(t) dt \right) = U_0 / \left(\frac{1}{T_{и}} \int_0^{T_{и}} I(t) dt \right) = U_0 / I_{cp}.$$

Значения R_{cp} и R'_{cp} однозначно и комплексно характеризуют состояние подшипника. В случае жидкостной смазки они характеризуют усредненное значение толщины пленки в зонах трения, при граничной – несут информацию о размерах пятен контактов и толщине поверхностных пленок.

Одним из эффективных средств решения слабо формализованных задач на основе примеров являются искусственные нейронные сети. Распространение нейронных сетей объясняется следующими достоинствами нейросетевого подхода:

1. Автоматическая настройка параметров нейросетевой модели для решения задачи на примерах. Не требуется участие эксперта для построения модели, решающей задачу.
2. Универсальность. Нейросети позволяют стандартным образом, без учета семантики, решать любые задачи, которые допускают представление в виде набора примеров, содержащих входные и выходные данные.
3. Устойчивость при работе с зашумленными и недостоверными данными.
4. Возможность адаптации (до обучения) к новым условиям.
5. Устойчивость к сбоям и разрушениям элементов.
6. Высокий параллелизм, присущий нейросетевым моделям.
7. Способность эффективно обрабатывать данные высокой размерности, разнотипные данные.

Основное различие в подходе к созданию диагностической модели на искусственных нейронных сетях заключается в используемых для моделирования специфических знаний об объекте диагностирования, а именно: в основе процесса разработки модели лежит тезис об изоморфности модели объекту. Как рассмотрено в [6], используя этот тезис можно создать два вида моделей – функциональную диагностическую модель в виде «черного ящика», в которой не используется свойство изоморфизма, и структурную модель, элементы которой взаимно однозначно соответствуют частям объекта. Функциональная диагностическая модель по возможностям и свойствам во многом аналогична диагностическим моделям, построенным на теории распознавания образов. К основному достоинству этой сети можно отнести легкость создания модели, так как информационную емкость сети, в зависимости от требуемой способности анализировать зашумленные данные, возможно определить численными методами [6].

Основной трудностью при создании модели является требование большой обучающей выборки. Это может быть не доступно для вновь созданных ОД, по которым еще не собраны эксплуатационные данные. Но сами результаты обучения модели могут быть использованы для оптимизации скорости расчета сети, так как связи, которые фактически не участвуют в расчете сети (обладающих близкими к нулю, либо взаимоисключающими коэффициентами), могут быть удалены. К настоящему моменту разработаны методы контрастирования (отсечения) подобных связей [4], что позволяет ощутимо ускорить расчет сети.

Для определения оптимальной архитектуры и параметров нейронной сети была проведена серия экспериментов. При этом варьировались следующие параметры: дискретизация сигналов вибрации и сопротивления; количество нейронов выходного слоя, отвечающей количеству кластеров, отвечающих за определенные дефекты ступичного подшипника.

Для инициализации весовых коэффициентов нейронной сети использовался следующий подход. Элементы обучающего множества обрабатывались методом анализа главных компонент.

Затем выбирались собственные векторы, отвечающие первым двум наибольшим собственным числам. Начальные значения весовых коэффициентов нейронной сети выбирались из векторов линейного подпространства, натянутого на эти два собственных вектора, отвечающие максимальным собственным числам матрицы корреляции.

Экспериментальная установка представлена на рисунке 3. За основу установки принят тормозной стенд СТМ-3500.



Рисунок 3 – Экспериментальная установка

Автомобиль устанавливают на опорно-беговые барабаны, закрепляют упорами. После чего запускается электродвигатель и опорно-беговые барабаны передают вращающий момент колесу автомобиля. Далее по заданной методике производится анализ сигналов поступающих с датчиков канала измерения вибрации B и электрических параметров трибосопряжения R диагностируемого ступичного подшипника электронным диагностическим блоком.

Блок сбора диагностической информации собирает данные с вибродатчика с магнитным основанием, установленного на ступичном узле, и с преобразователя сопротивления трибосопряжения ступичного подшипника, который подключен к внешнему и внутреннему кольцам подшипника с использованием ртутного токосъемника. Это позволяет производить параллельные измерения диагностических параметров, что положительно влияет на достоверность диагностики. Решающее устройство в этом блоке построено на основе искусственной нейронной сети, обученной на сигналах, полученных с помощью математической модели ступичного узла. Данный вид устройства принятия решения позволяет выявлять неоднородности диагностических сигналов и сравнивая их с многомерными паттернами, полученными на стадии моделирования, точно сопоставить вид дефекта ступичной опоры. Реализован данный блок обработки данных на основе ПК с устройством сбора данных, что позволяет значительно сократить расходы на производство стенда.

Эксперимент 1 проводился со следующими условиями: диагностируемый автомобиль – ГАЗ 3110 (новый ступичный подшипник); частота вращения вала $n_b = 200 \text{ мин}^{-1}$; сила $F_r = 2000 \text{ Н}$, прикладываемая к наружному кольцу ступичного подшипника (по распределению веса автомобиля); через 1 мин после включения привода, а затем с периодом в 2 мин снимались отсчеты параметров R_{cp} , B в течение 3 мин.

Результаты экспериментальных исследований ступичного подшипника с условным порядковым номером 1 представлены на диаграммах рисунка 4.

Эксперимент 2 проводился со следующими условиями: диагностируемый автомобиль – ГАЗ 3110 (ступичный подшипник с заведомо малым количеством смазочного материала); остальные параметры см. эксперимент 1.

Результаты экспериментальных исследований ступичного подшипника с условным порядковым номером 1 представлены на диаграммах рисунка 5.

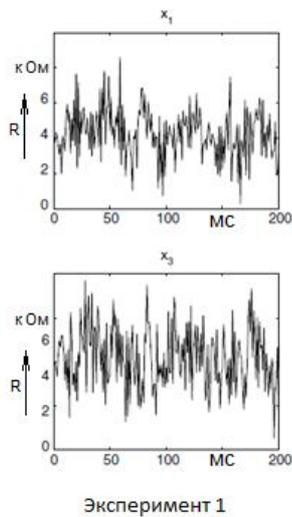


Рисунок 4 – Результаты экспериментальных исследований (Эксперимент 1)

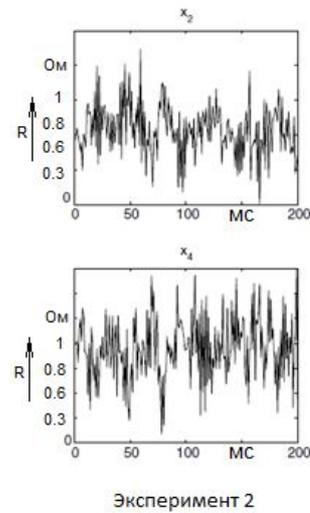


Рисунок 5 – Результаты экспериментальных исследований (Эксперимент 2)

Установлено, что Проведенные исследования подтверждают высокую чувствительность и объективность оценки состояния смазки в ступичном подшипнике при использовании исследуемого электрорезистивного метода диагностирования, так как явно видно, что среднее сопротивление в подшипнике 2 на три порядка меньше. Также анализируя вибрационные сигналы в этих экспериментах, корреляции ее статистических параметров с количеством смазки не обнаружено, что еще раз подтверждает необходимость применения комплексного параметра.

Искусственная нейронная сеть должна быть обучена заранее, что достигается с применением математической модели ступичного подшипника. Тренировочный процесс нацелен на идентификацию бракованного подшипника с малым количеством смазочного материала. По параметрам, вычисленным ранее, тренировка будет производиться на 94 последовательных выборках, обработанных методом анализа главных компонент. Было произведено 2000 итерации обучения, чтобы добиться оптимального параметра распознавания выборок. Входные вектора сопоставлялись с двумя возможными состояниями – годен/не годен. Кривая обучения нейросети изображена на рисунке 6.

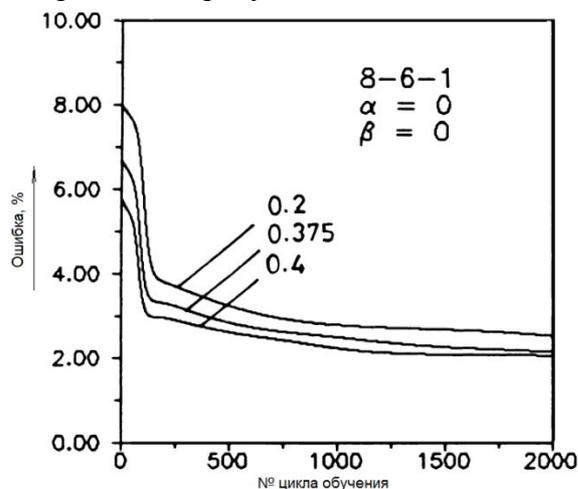


Рисунок 6 – Результаты обучения искусственной нейронной сети

α - параметр момента; β - постоянная ускорения обучения; η - скорость обучения

После обучения на входы сети подавались векторные последовательности длиной 5 секунд, случайно выбранные из базы экспериментальных данных, принадлежащие либо эксперименту 1, либо эксперименту 2, для распознавания. Погрешность распознавания экспериментальных данных составила 98%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подмастерьев, К. В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения [Текст] / К. В. Подмастерьев. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.
2. SKF hub units equipped with tapered roller bearings [Электронный ресурс] /SKF // SKF materials. 2008. – №16698 EN. – Режим доступа: <http://www.skf.com/files/686799.pdf>
3. Subrahmanyam M. Using neural networks for the diagnosis of localized defects in ball bearings [Text] / M. Subrahmanyam. - M. Subrahmanyam, C. Sujatha - Tribology International Vol. 30, No. 10, pp. 739–752, 1997
4. Bloch Heinz P. Machinery failure analysis and troubleshooting [Text] / P. Heinz Bloch, K. Fred Geitner. - 3rd ed.-(Practical machinery management for process plants; v. 2), Includes index
5. Frangu L. Artificial Neural Networks Applications in Tribology – A Survey [Text] / L. Frangu, M. Ripa. - NIMIA-SC2001-2001 NATO Advanced Study Institute on Neural Networks for Instrumentation, Measurement, and Related Industrial Applications: Study Cases Crema, Italy, 9-20 October 2001
6. Горбань, А. Н. Контрастирование нейронных сетей [Текст] / А. Н. Горбань, Е. М. Миркес // Нейроинформатика и ее приложения: Тез. докл. III Всеросс. семинара, 6-8 окт. 2005 г.– Красноярск: КГТУ, 2005.–93 с.

Майоров Максим Валерьевич

ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»

Адрес: 302019, г. Орел, Нугорское шоссе, 29

Ассистент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»

Тел.: +7 (4862) 419876

E-mail: stigmoto@gmail.com

Мишин Владислав Владимирович

ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК», г. Орел

Адрес: 302019, г. Орел, Нугорское шоссе, 29

Канд. техн. наук, доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»

Тел.: +7 (4862) 419876

E-mail: vlad89290@gmail.com

Чернышов Виктор Николаевич

ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК», г. Орел

Адрес: 302019, г. Орел, Нугорское шоссе, 29

Ассистент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»

Тел.: +7 (4862) 419876

E-mail: vikorbit@gmail.com

M. V. MAYOROV, V. V. MISHIN, V. N. CHERNISHOV

WHEEL BEARING DIAGNOSTICS

Using of method for instrumental control of vehicle hub bearings. On the basis of the system approach the model is developed for revealing deviations in work of object of diagnosing.

Keywords: hub bearing, control of quality, neural net, diagnosis.

BIBLIOGRAPHY

1. Podmaster`ev, K. V. Elektroparametricheskie metody kompleksnogo diagnostirovaniya opor kacheniya [Tekst] / K. V. Podmaster`ev. - М.: Mashinostroenie-1, 2001. - 376 s.
2. SKF hub units equipped with tapered roller bearings [Elektronnyy resurs] /SKF // SKF materials. 2008. - №16698 EN. - Rezhim dostupa: <http://www.skf.com/files/686799.pdf>
3. Subrahmanyam M. Using neural networks for the diagnosis of localized defects in ball bearings [Text] / M. Subrahmanyam. - M. Subrahmanyam, C. Sujatha - Tribology International Vol. 30, No. 10, pp. 739-752, 1997
4. Bloch Heinz P. Machinery failure analysis and troubleshooting [Text] / P. Heinz Bloch, K. Fred Geitner. - 3rd ed.-(Practical machinery management for process plants; v. 2), Includes index

5. Frangu L. Artificial Neural Networks Applications in Tribology - A Survey [Text] / L. Frangu, M. Ripa. - NIMIA-SC2001-2001 NATO Advanced Study Institute on Neural Networks for Instrumentation, Measurement, and Related Industrial Applications: Study Cases Crema, Italy, 9-20 October 2001

6. Gorban', A. N. Kontrastirovanie neyronnykh setey [Tekst] / A. N. Gorban', E. M. Mirkes // Neyroinformatika i ee prilozheniya: Tez. dokl. III Vseross. seminara, 6-8 okt. 2005 g.- Krasnoyarsk: KGTU, 2005.-93 s.

Mayorov Maksim Valerevich

FGBOU VPO «State University – ESPC»

Assistent of IMM&S dep.

Tel.: +7 (4862) 419876

E-mail: stigmoto@gmail.com

Mishin Vladislav Vladimirovich

FGBOU VPO «State University – ESPC»

PhD, docent of IMM&S dep.

Tel.: +7 (4862) 419876

E-mail: vlad89290@gmail.com

Chernyshov Viktor Nikolaevich

FGBOU VPO «State University – ESPC», Orel

Assistent of IMM&S dep.

Tel.: +7 (4862) 419876

E-mail: vikorbit@gmail.com

*Продолжается подписка на журнал
«Мир транспорта и
технологических машин»*

Подписной индекс журнала:

16376 («Пресса России»)

Подписка через редакцию:

(с любого месяца)

Информация о подписке на нашем сайте

www.gu-unpk.ru

Тел. +7 (4862) 43-48-90

УДК 629.113

Н. М. ФИЛЬКИН, Т. П. ЧЕПИКОВА, Р. Ф. ШАИХОВ

КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ВЕРХНИХ ОПОР ПОДВЕСОК ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ОБОСНОВАНИЕ ПЕРСПЕКТИВ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ

Приведен анализ конструкций и характеристик верхних опор подвесок типа «качающаяся свеча» по имеющимся натурным образцам автомобилей, предложено улучшение конструкций для проектирования конкурентоспособных легковых автомобилей. Указано об актуальности создания методики проектирования и расчета верхней опоры амортизаторной стойки легкового автомобиля, с целью повышения эксплуатационных характеристик. Объемом исследований в работе является легковой автомобиль ИЖ - 2126 с колесной формулой 4x2. На базе этого автомобиля был разработан ходовой макет для испытания подвесок разной конструкции. В процессе работы была спроектирована новая верхняя опора амортизаторной стойки подвески легкового автомобиля. Проанализированы современные тенденции развития конструкции подвески автомобиля.

Ключевые слова: верхняя опора, подвеска легкового автомобиля, методика проектирования.

На сегодняшний день производство и эксплуатация легковых автомобилей связаны с большими затратами энергии и материалов. В связи с этим стоит остро вопрос экономии материалов и энергетических ресурсов. Данный вопрос решается путем совершенствования конструкции автомобиля, изменения технологических процессов, применения более дешевых материалов. Все это необходимо проводить при одновременном повышении технико-эксплуатационных качеств легкового автомобиля.

Значительная часть автомобильных дорог Российской Федерации являются дорогами с неусовершенствованным покрытием, на которых скорость движения, в основном, будет определяться качеством подвески. К подвеске автомобиля предъявляется ряд требований: комфортабельность, плавность хода, управляемость, устойчивость и безопасность движения, долговечность агрегатов, скорость движения и др.

По данным Ротенберга В.В. [3] расход топлива двигателем при движении по неровной дороге увеличивается на 10 %. Долговечность деталей и узлов автомобиля также зависит от величины и характера нагрузок, передаваемых подвеской колес.

В связи с изложенными обстоятельствами имеется практический интерес к разработке методики, позволяющей улучшить технико-эксплуатационные качества автомобиля. В частности, требуется разработка методики проектирования и расчета верхней опоры амортизаторной стойки легкового автомобиля с целью повышения ее эксплуатационных характеристик.

Конструкция подвески автомобиля зависит от того, для каких автомобилей она применяется, а точнее, в каком месте расположен силовой агрегат: в передней, задней части или посередине базы автомобиля. Также следует учитывать, какие колеса являются ведущими: передние, задние или все (полноприводные автомобили). Кроме того, различают зависимые и независимые подвески.

На сегодняшний день тенденция развития конструкции подвески легкового автомобиля такова, что независимая подвеска в настоящее время полностью вытеснила неразрезной передний мост (зависимая подвеска), который устанавливался на большинстве автомобилей до 40 годов. Хорошо известно, что основным недостатком переднего неразрезного моста служит тот факт, что он непосредственно соединяет одно колесо с другим. Это означает, что возмущающие силы, действующие на одно колесо, немедленно передаются другому колесу, которое может иметь обратную реакцию, увеличивая начальное движение. При определенных условиях это может создать сильное колебание неподрессоренных массы и самовозбуж-

дающиеся угловые колебания передних колес, что может привести к полной потере управляемости [4].

При создании подвески автомобиля необходимо заложить в ней возможности дальнейшей модернизации и внедрения новых прогрессивных решений базовой модели автомобиля (грузовой, грузопассажирский, спортивный и т.д.) и исполнений по заказу. То есть, задача состоит в создании семейства унифицированных подвесок, основанного на базовом варианте, наиболее полно отвечающем требованиям разрабатываемого автомобиля.

Вопросы задания нагрузок в элементах подвески и в несущей системе автомобиля при теоретических исследованиях, при решении проблемы снижения веса конструкции, могут решаться уже на стадии выбора схемы подвески. При этом следует учитывать, что кинематическая схема подвески, геометрические размеры элементов направляющего устройства, расположение и тип упругого элемента, способ крепления к кузову элементов подвески и ведущего моста – все это оказывает решающее влияние на нагруженность кузова, а также на некоторые другие характеристики автомобиля.

Теоретические исследования показали, что не только схема подвески, но и изменение размеров элементов направляющего устройства, их расположения и места установки приводят к изменению величин усилий, передаваемых на кузов автомобиля. При этом всегда имеет место перераспределение нагрузок, действующих на верхние и нижние рычаги.

Для проведения анализа различных подвесок на базе автомобиля ИЖ-2126 был разработан лабораторный образец для испытания подвесок разной конструкции.

Исходными общими данными, предъявляемыми к анализируемому и разрабатываемым подвескам, были следующие показатели:

- одинаковая вертикальная жесткость упругих элементов, приведенная к колесу (18-20 Н/мм для переднего и 18-22 Н/мм для заднего);
- одинаковые хода колес (180-200 мм для переднего и 240-260 мм для заднего);
- идентичная кинематическая характеристика;
- неизменность сопрягаемых функциональных групп (тормоза, трансмиссия, рулевое управление, кузов);
- унификация шарнирных соединений.

Доработка конструкции кузова автомобиля позволила без изменений общей компоновки и основных конструктивных параметров (базы, колеи, общего веса, моментов инерции, высоты центра тяжести, параметров стабилизации и др.) применять различные типы подвесок.

Для лабораторного образца автомобиля ИЖ-2126 были спроектированы и устанавливались на него два основных и наиболее распространенных типа передней подвески – независимая рычажно-пружинная и независимая пружинная типа «качающаяся свеча».

После разработки технической документации на оба варианта конструкции подвесок и их изготовления был проведен сравнительный анализ с серийными конструкциями и узлами автомобилей иностранного производства. Анализ подвесок показал, что варианты передних подвесок значительно не отличаются по массе, но существенно уменьшается число деталей у подвески типа «качающаяся свеча». Передняя подвеска этого типа может дать снижение массы деталей, входящих в силовую схему кузова, из-за более благоприятного распределения усилий.

Амортизаторные опоры работают, как правило, при действии на них комбинированных нагрузок [2]. К таким опорам относятся верхние опоры амортизаторных стоек подвесок автомобилей, которые воспринимают статические и динамические вертикальные нагрузки от веса автомобиля, а также горизонтальные динамические инерционные нагрузки при его разгоне и торможении.

Верхняя опора амортизаторной стойки передней подвески типа «качающаяся свеча» легкового автомобиля представляет собой резинометаллический шарнир, передающий часть веса кузова и способствующий поглощению вибраций, передаваемых от колеса на кузов. Верхняя опора играет немаловажную роль в конструкции подвесок автомобилей, так как

долговечность и комфортабельность автомобиля зависит от надежности и эффективности ее работы.

Рассмотрим конструкции опор некоторых иностранных производителей.

Верхняя опора автомобиля «Мазда» (рис. 1) состоит из наружной 1 и внутренней 3 обойм. К особенностям конструкции опоры относится то, что во внутреннюю обойму завальцован упорный подшипник, к которому крепится шток амортизатора. Это решение усложняет конструкцию и технологию изготовления, а так же повышает стоимость изделия: в случае замены опоры при эксплуатации, например, из-за разрыва резинового элемента, приходится менять дорогостоящий подшипник, что не экономично. Конструкция состоит из 8-ми деталей. Масса равна 0,93 кг, жесткость опоры в рабочем состоянии при нагрузке 3300 Н составляет 550 Н/мм.

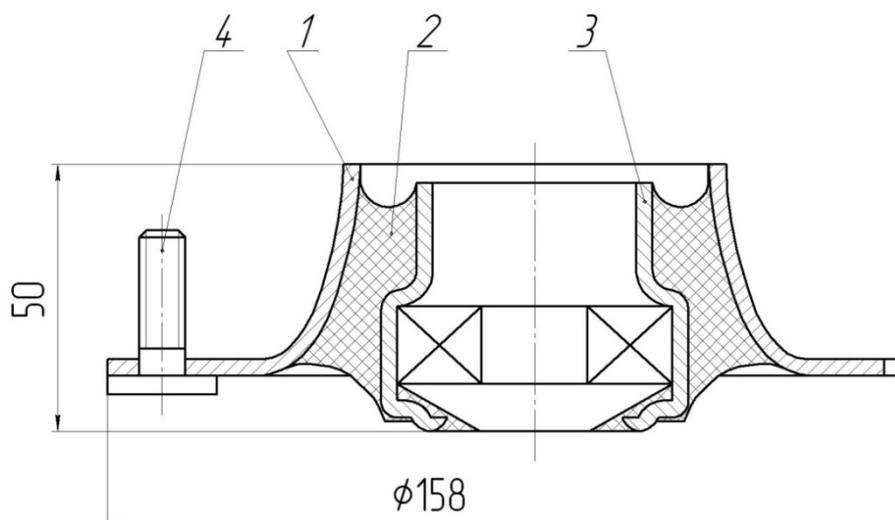


Рисунок 1 - Верхняя опора автомобиля «Мазда»

Верхняя опора «Вольво» (рис. 2) состоит из внутренней 3 и внешней 1 обойм и привулканизированного к внутренней обойме резинового элемента 2. Особенностью конструкции является то, что внутренняя обойма представляет собой металлокерамическую втулку, а внешняя обойма изготовлена из приваренных друг с другом стальных листовых штамповок. К опорной поверхности фланцев наружной обоймы приварены три гайки 4 для крепления опоры к кузову. Жесткость опоры при нагрузке 3500 Н составляет 750 Н/мм. Опора неразборная, состоит из 7-ми деталей, масса ее равна 0,56 кг.

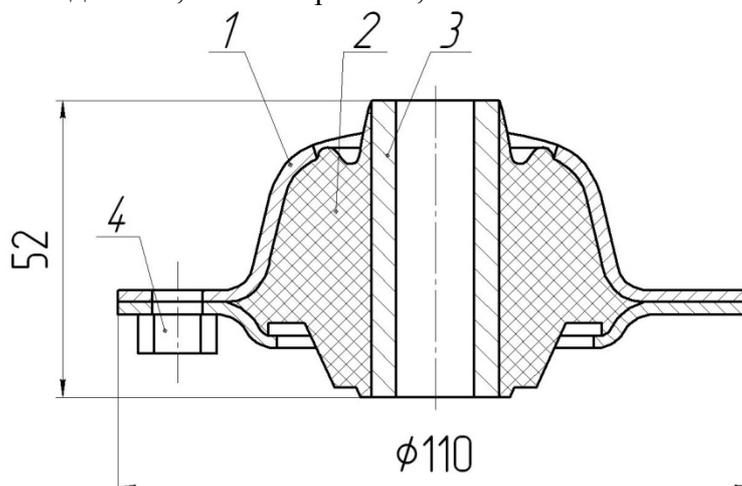


Рисунок 2 - Верхняя опора автомобиля «Вольво»

Конструкция верхней опоры автомобиля «ВАЗ-2108» (рис. 3) аналогична по конструкции опоре «Мазда», только вместо четырех точек крепления имеет 3, поэтому общее ко-

личество деталей составляет 7 шт. Масса опоры составляет 0,75 кг (с подшипником). Жесткость опоры при приходящейся на нее статической нагрузке 3350 Н составляет 310 Н/мм. Резиновый элемент изготовлен из синтетического каучука.

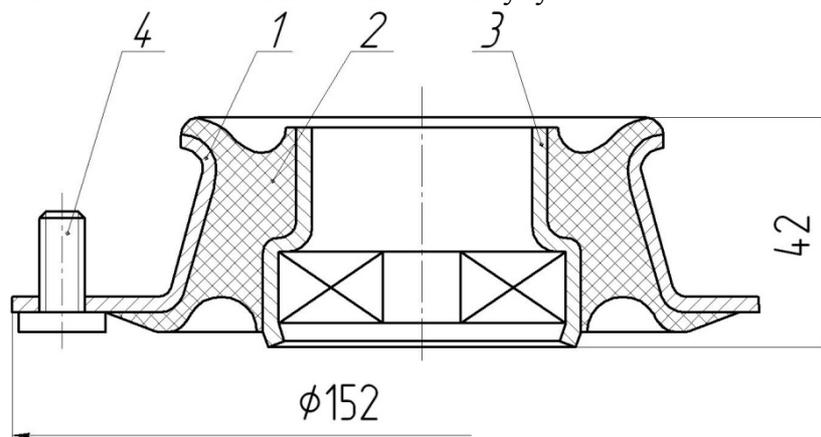


Рисунок 3 - Верхняя опора автомобиля «ВАЗ-2108»

Верхняя опора модели опытного образца (рис. 4) по конструкции аналогична многим опорам зарубежного производства, распространенным в автомобилестроении. Опора состоит из наружной 1 и внутренней 3 металлических обойм, между которыми завулканизирована резина 2. Внутренняя обойма состоит из двух приваренных друг к другу штампованных чашек. Наружная обойма состоит из штампованной фигурной втулки и штампованного опорного фланца, которые также приварены друг к другу. К фланцу приварены три болта 4 для крепления опоры к кузову. Опора неразборная, состоит из 8-ми деталей, масса составляет 1,3 кг. Осевая характеристика опоры имеет гистерезис. Жесткость опоры при статической нагрузке 3100 Н составляет 220 Н/мм. Резиновый элемент изготовлен из натурального каучука.

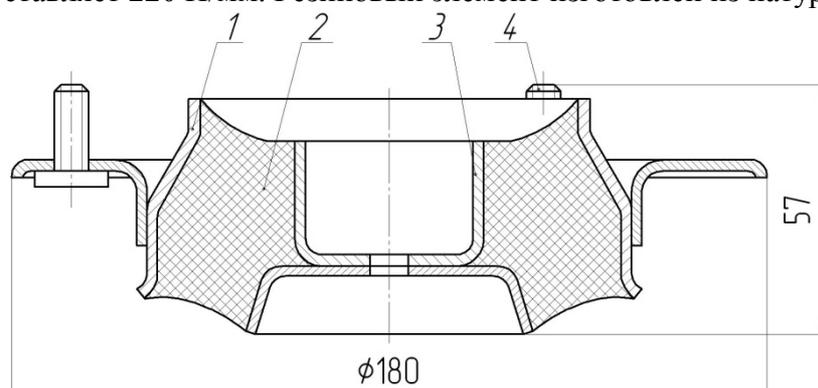


Рисунок 4 - Верхняя экспериментальная опора легкового автомобиля

Испытания верхней опоры проводились на стенде УММ-5 с целью определения силовых (осевых) характеристик сжатия опор. В процессе исследований выявлены некоторые преимущества мягких характеристик опор по сравнению с жесткими. Например, регрессивная (мягкая) характеристика с небольшим гистерезисом дает по сравнению с прогрессивной (жесткой) с большим гистерезисом меньшую жесткость и меньшее внутреннее трение в зоне рабочих нагрузок, что экспериментально подтверждено работоспособностью и долговечностью опор в подвесках автомобилей.

Автомобиль ИЖ-2126 предназначен для эксплуатации на дорогах асфальт-грунт. Как известно, при эксплуатации автомобиля на грунтовых дорогах в нише колеса образуется большое количество грязи. Поэтому шток стойки требуется надежно защищать. Для выполнения данного требования была спроектирована опора ИЖ-Э2126 (рис. 5).

Разработанная опора имеет некоторые конструктивные особенности, связанные с решением следующих задач: верхняя опора ИЖ-Э2126 состоит из 7-ми деталей. К фланцу опоры приварены три установочных болта, масса опоры с крышкой составляет 0,78 кг, жест-

кость опоры при нагрузке 3500 Н равна 300 Н/мм. Упругий элемент выполнен из резины марки 7-ИРП-1347.

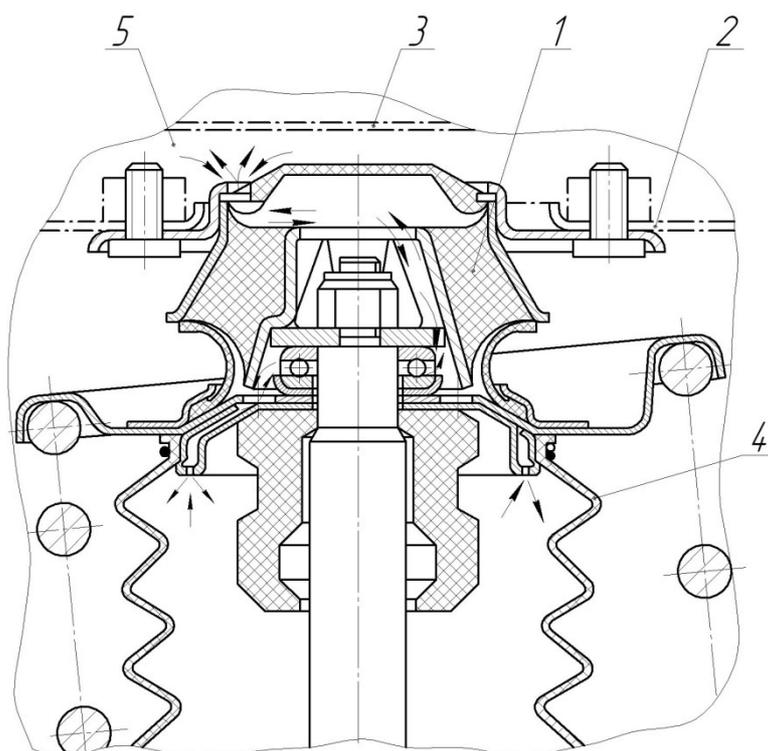


Рисунок 5 - Эскиз верхней части установки подвески колеса на автомобиль ИЖ-2126
 1 – подвеска колеса опора с амортизаторной стойкой; 2 – кузов (брызговик); 3 – кузов (капот)

Работоспособность конструкции данной опоры была проверена в составе передней подвески автомобиля ИЖ-2126. В месте крепления амортизаторной стойки уменьшение виброн нагруженности кузова автомобиля в среднем составило:

- в частотной полосе 2,5...5,6 Гц уменьшение составляет в 1,2 раза;
- в полосе 5,6...11,2 Гц уменьшение – в 5,3 раза;
- в полосе 11,2...22,4 Гц уменьшение – в 4 раза.

По полученным результатам испытаний можно сделать вывод, что опора ИЖ-Э2126 при этих частотах показала хорошие эксплуатационные характеристики.

В процессе дальнейшей работы по уменьшению металлоемкости спроектирована по аналогии с опорой ИЖ-Э2126 новая опора 2126-2905430 с крышкой (рис. 6).

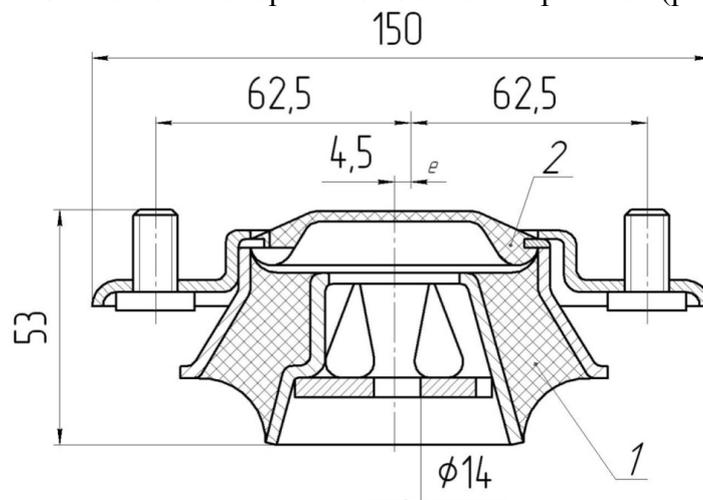


Рисунок 6 - Опора верхняя с крышкой
 1 – опора 2126-2905430, 2 – крышка 2126-2905420

Эта опора, без ухудшения функциональных особенностей, по сравнению с ранее спроектированными конструкциями, имеет следующие преимущества:

- снижена масса опоры за счет уменьшения ее габаритов и введения двух (вместо трех) установочных болтов. Масса опоры с крышкой составляет 0,68 кг;
- в опоре заложен эксцентриситет e (рис. 6) между осью отверстия крепления штока амортизаторной стойки и осью симметрии размера между установочными болтами для крепления ее к кузову. Этот эксцентриситет введен для изменения продольного угла наклона стойки в подвеске при установке ее на автомобиль.

Так как изготовление верхних опор относится к дорогостоящей продукции и при проектировании невозможно изготовление нескольких опытных вариантов конструкций для нахождения оптимального, то основные параметры конструкции данной опоры определялись расчетным путем по известным формулам, предложенным в работе [1]. Но при их применении были получены большие расхождения с экспериментальными данными. Поэтому в настоящее время авторами создается новая методика расчета верхних опор амортизаторных стоек.

В соответствии с проведенными исследованиями можно сделать следующие выводы:

1. Конструкции исследованных верхних опор амортизаторных стоек по способу закрепления упругого элемента могут быть разделены на два типа:

- резина (упругий элемент) завулканизирована между двумя конусами (ИЖ-2126, «Датсун»);
- резина поджимается между тремя поверхностями обойм («Рено», «Фольксваген Пассат»).

2. Количество деталей, входящих в узел верхней опоры колеблется от 7 до 9 штук. Большинство конструкций верхних опор неразборные, за исключением опоры автомобиля «Фольксваген Пассат».

3. Вес верхних опор автомобилей иностранного производства колеблется от 0,56 кг («Вольво») до 1,25 («Рено»).

4. Осевая характеристика верхней опоры ИЖ-2126 близка к характеристикам большинства опор других конструкций.

5. Все конструкции верхних опор не имеют элементов, кроме ИЖ-2126, обеспечивающих выхода воздуха из объема под чехлом штока амортизаторной стойки, что способствует попаданию пыли и воды на поверхность штока и, как следствие, усилению его износа и потере работоспособности амортизаторной стойки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лавендел, Э. Э. Расчет резинотехнических изделий [Текст] / Э. Э. Лавендел. — М.: Машиностроение, 1976. — 232 с.
2. Потураев, В. Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин [Текст] / В. Н. Потураев, В. И. Дырда — М.: Машиностроение, 1977. — 216 с.
3. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода [Текст] / Р. В. Ротенберг. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
4. Стрелков, М. Н. Разработка методики исследования взаимосвязанных колебаний подвески и трансмиссии легкового автомобиля [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук. Ижевск, 2007. — 210 с.

Филькин Николай Михайлович

Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова

Адрес: 426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7

Д-р техн. наук, профессор кафедры «Автомобили и металлообрабатывающее оборудование»

Тел.: +7 (3412) 593826

E-mail: fnm@istu.ru

Чепикова Татьяна Петровна

Чайковский технологический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова

Адрес: 617766 Пермский край, г. Чайковский, Декабристов, д. 23, корпус 6, аудитория 508

Канд. техн. наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт»
Тел.: +7 (342) 4120688
E-mail: shr84@list.ru

Шаихов Ринат Фидарисович

Чайковский технологический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова

Адрес: 617766, Пермский край, г. Чайковский, Декабристов, д. 23, корпус 6, аудитория 508
Канд. техн. наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт»
Тел.: +7 (342) 4120688
E-mail: shr84@list.ru

N. M. FILKIN, T. P. CHEPIKOVA, R. F. SHAIKH

**CRITICAL ANALYSIS OF STRUCTURES OF UPPER MOUNTS
SUSPENSION CARS AND RATIONALE PROSPECTS IMPROVE
THEIR PERFORMANCE CHARACTERISTICS**

The analysis of the structures and characteristics of the upper suspension towers like "swinging candle" on the available specimens of cars, proposed improvement designs for the design of competitive cars. Indicated the relevance of a method of designing and calculating the shock absorber upper support rack of the car, in order to improve performance. Object of study in a passenger car IG - 2126 with the wheel formula 4x2. On the basis of this car was designed chassis layout for the test suspensions of various designs. In operation, was designed by a new upper shock absorber bracket rack suspension car. Analyzed the current trends in design of car suspension.

Keywords: the top support, a car suspension bracket, a designing technique.

BIBLIOGRAPHY

1. Lavendel, E. E. Raschet rezinotekhnicheskikh izdeliy [Tekst] / E. E. Lavendel. - M.: Mashinostroenie, 1976. - 232 s.
2. Poturaev, V. N., Dyrda V.I. Rezinovye detali mashin [Tekst] / V. N. Poturaev, V. I. Dyrda - M.: Mashinostroenie, 1977. - 216 s.
3. Rotenberg, R. V. Podveska avtomobilya: Kolebaniya i plavnost` khoda [Tekst] / R. V. Rotenberg. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 392 s.
4. Strelkov, M. N. Razrabotka metodiki issledovaniya vzaimosvyazannykh kolebaniy podveski i trans-missii legkovogo avtomobilya [Tekst]: Dis. ... kand. tekhn. nauk. Izhevsk, 2007. - 210 s.

Filkin Nikolai Mikhailovich

Izhevsk State Technical University named MT Kalashnikov
Address: 426069, Izhevsk, ul. Student, 7
Dr. Sc. Sciences, Professor of "Cars and metalworking machinery"
Tel.: +7 (3412) 593826
E-mail: fnm@istu.ru

Chepikova Tatiana Petrovna

Tchaikovsky Technological Institute (branch) of the Izhevsk State Technical University named MT-theta Kalashnikov

Address: 617766, Perm, Tchaikovsky, the Decembrists, 23, Building 6, Room 508
Candidate. tehn. , assistant professor of "Road transport"
Tel.: +7 (342) 4120688
E-mail: shr84@list.ru

Shaikhov Rinat Fidarisovich

Tchaikovsky Technological Institute (branch) of the Izhevsk State Technical University named MT-theta Kalashnikov

Address: 617766, Perm Region, Tchaikovsky, the Decembrists, 23, Building 6, Room 508
Candidate. tehn. , assistant professor of "Road transport"
Tel.: +7 (342) 4120688
E-mail: shr84@list.ru

А. О. ПУГАЧЁВ

РАСЧЁТ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЩЁТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ПОРИСТОЙ СРЕДЫ

В статье рассматривается моделирование щёточных уплотнений с использованием методов вычислительной гидродинамики. Щёточный пакет рассматривается как пористая среда. Результаты приведены для различных щёточных уплотнений с нулевым и положительным номинальным радиальным зазором, установленных в комбинации с лабиринтным уплотнением. Приведён сравнительный анализ расчётных данных с экспериментальными значениями.

Ключевые слова: щёточное уплотнение, массовый расход, вычислительная гидродинамика, эксперимент.

ВВЕДЕНИЕ

Щёточные уплотнения находят все большее применение в турбомашиностроении как альтернатива стандартным лабиринтным уплотнениям. Замена лабиринтных уплотнений щёточными часто является экономически выгодным методом повышения КПД как при проектировании новых турбомашин, так и при модернизации уже существующих. На рисунке 1 представлено типичное щёточное уплотнение, основным элементом которого является пакет, набранный из большого количества волокон малого диаметра. Многие исследования показали, что щёточные уплотнения значительно уменьшают величину утечек по сравнению со стандартными лабиринтными уплотнениями.



Рисунок 1 – Фотография фрагмента щёточного уплотнения

Представление набора волокон в качестве непрерывной пористой среды является распространенным подходом при моделировании пакета щёточного уплотнения. В литературе были предложены различные выражения для коэффициентов сопротивления пористой среды потоку уплотняемой среды. Сравнительный анализ данных выражений в применении к расчёту расхода через щёточное уплотнение может быть найден в работе [2].

В данной работе сравниваются четыре конфигурации короткого щёточно-лабиринтного уплотнения. Конфигурации отличаются радиальными зазорами в лабиринте, а также геометрией щёточных уплотнений. Описывается модель для моделирования таких уплотнений с использованием методов вычислительной гидродинамики. Предложена модификация коэффициентов сопротивления в модели пористой среды. В работе сделан акцент на расчёте расходной характеристики, поэтому представлена модель не полноохватного уплотнения, а трёхмерного сегмента. Используемые экспериментальные данные взяты из работ [8,10].

ИССЛЕДУЕМЫЕ ЩЁТОЧНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Схемы рассматриваемых щёточных уплотнений показаны на рисунке 2. Щёточное уплотнение состоит из щёточного пакета, а также защитного и упорного колец. Параметры щёточных пакетов приведены в таблице 1.

Рассматриваются три конфигурации (В-1, В-2 и В-3), отличающиеся геометрией защитного и упорного колец. Кольца также имеют разный радиальный зазор. В щёточном уплотнении В-3 защитное кольцо фактически отсутствует. В представленных конфигурациях уплотнений предполагается, что щёточный пакет прилегает к упорному кольцу по всей длине. Существуют также другие геометрические исполнения упорных колец с полостями для уменьшения трения между кольцом и волокнами.

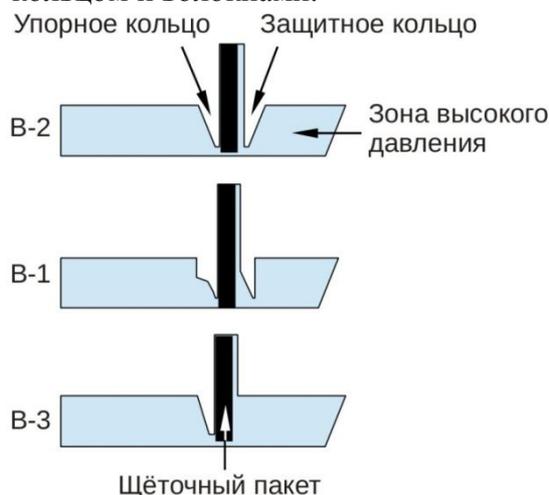


Рисунок 2 – Схемы рассматриваемых щёточных уплотнений

Таблица 1 – Параметры рассматриваемых щёточных пакетов

	В-1	В-2	В-3А	В-3В
Диаметр проволоки [мкм]	167,64	70	70	150
Угол наклона [°]	45	45	45	45
Плотность упаковки [шт/мм]	47,64	200	200	50
Номинальный радиальный зазор [мм]	0,0	0,31	0,21	0,21
Минимальный радиальный зазор колец [мм]	1,2	1,08	1,42	1,42

Пакет щёточного уплотнения составлен из большого числа тонких, металлических волокон, расположенных под углом в окружном направлении. Рассматриваются четыре пакета (В-1, В-2, В-3А и В-3В). Волокна в наборе закрепляются либо с помощью механического соединения (пакеты В-2, В-3А, В-3В), либо с помощью сварного соединения (пакет В-1). Пакет В-1 имеет нулевой радиальный зазор, другие пакеты собираются с положительным номинальным зазором. Пакеты В-1 и В-3В набраны из толстой проволоки с меньшей плотностью упаковки. Пакеты В-2 и В-3А отличаются геометрией защитного кольца.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЩЁТОЧНО-ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЁТА РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Схема расчётной модели уплотнения показана на рисунке 3. Короткое уплотнение состоит из двух гребешков на статоре, за которыми установлен щёточный пакет. Под вторым гребешком на валу располагается ступенька. Такая конфигурация характерна для надбандажных уплотнений турбин. Геометрические параметры рассматриваемых щёточно-лабиринтных уплотнений приведены в таблице 2. Диаметр статора составляет 192 мм. Длина уплотнения составляет 60 мм. Входная и выходная области имеют длину 30 мм и диаметр 210 мм. Ступенька на валу имеет высоту 3 мм и длину 6 мм. Ширина гребешков составляет 1 мм у основания и 0.3 мм на конце. Сужение гребешка на конце составляет 75°.

Рассматриваемые конфигурации незначительно отличаются диаметров вала. Главным отличием является радиальный зазор для гребешков. Уплотнение SSB-1 с щёточным пакетом В-1 имеет наибольший радиальный зазор в лабиринте. Уплотнение SSB-2 с щёточным пакетом В-2 имеет наименьший радиальный зазор в лабиринте.

Расчёт течения в щёточно-лабиринтном уплотнении выполняется в программе ANSYS CFX. ANSYS CFX – это коммерческий пакет, предназначенный для решения задач гидро- и аэродинамики общего назначения. В ANSYS CFX используется консервативный решатель, комбинирующий метод контрольных объёмов и метод конечных элементов. Для решения дискретизированных уравнений используется связанный многосеточный метод [1].

Модель включает в себя полную систему уравнений Навье-Стокса для сжимаемого газа, осредненных по Рейнольдсу. Система уравнений замыкается двухпараметрической моделью турбулентности SST [6], которая является комбинацией классических двухпараметрических моделей ($k-\varepsilon$) и ($k-\omega$). Воздух рассматривается как идеальный газ. В качестве граничных условий на входном и выходном сечениях задаётся перепад давления. Для простоты скорость вращения вала в данной работе не задаётся.

Расчётные сетки генерируются в программе ANSYS ICEM CFD. Размер структурированной сетки для сегмента щёточно-лабиринтного уплотнения, показанного на рисунке 3, составляет около 500 000 узлов.

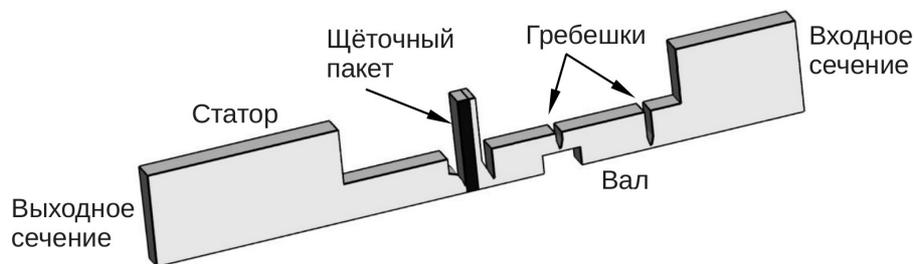


Рисунок 3 – Расчётная схема щёточно-лабиринтного уплотнения

Таблица 2 – Рассматриваемые щёточно-лабиринтные уплотнения

	SSB-1	SSB-2	SSB-3A	SSB-3B
Диаметр вала [мм]	179,86	180,05	179,98	179,98
Радиальный зазор гребешков [мм]	0,5	0,27	0,31	0,31

Пакет щёточного уплотнения моделируется как пористая среда. Данный подход не учитывает дискретную природу волокон в пакете, тем самым значительно упрощая моделирование щёточного уплотнения. Многие работы показали, что использование откалиброванной модели пористой среды позволяет с достаточной точностью предсказывать расходные характеристики щёточных уплотнений.

Одним из основных параметров пористой среды является значение пористости ε – отношение пустого объёма между волокнами к полному объёму пакета. Пористость щёточного уплотнения толщиной в осевом направлении b_b , собранного из волокон диаметра d , расположенных под углом φ , с плотностью упаковки N определяется как:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi d^2 N}{4b_b \cos \varphi}$$

Модель пористой среды описывает зависимость градиента давления от скорости среды, протекающей через пористую структуру. Пакет щёточного уплотнения обладает явной анизотропией. Соппротивление к потоку значительно меньше в направлении s (параллельно волокнам), чем в направлениях z и n (перпендикулярно волокнам). Используя обобщённую

модель Дарси, уравнение пористой среды в терминах линейного a_i и квадратичного b_i сопротивления записывается для щёточного пакета как:

$$-\frac{\partial p}{\partial i} = a_i \mu v_i + b_i \rho |v_i| v_i, \quad i = x, y, z, \quad (1)$$

где: p – давление;

μ – динамическая вязкость;

ρ – плотность;

v – скорость.

В данной работе предложены и используются следующие выражения для коэффициентов сопротивления:

$$\begin{aligned} a_{n,z} &= 72\tau C, & a_z &= \frac{6}{\varepsilon} \tau C, & C &= \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d^2} \\ b_{n,z} &= \frac{1}{2} \tau \left(\frac{3}{2} + \frac{1}{\beta^4} - \frac{5}{2\beta^2} \right) D, & b_z &= 0, & D &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3 d} \end{aligned} \quad (2)$$

Выражения для коэффициентов сопротивления в направлениях z и n взяты из работы [11]. Выражение для линейного коэффициента вдоль волокон получено путём уменьшения коэффициента $a_{n,z}$ аналогично тому, как было сделано в модели из работ [3,4], широко используемой для моделирования щёточных уплотнений. Параметр извилистости τ и коэффициент относительной заполненности β рассчитываются по следующим формулам [11]:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{2} \sqrt{1-\varepsilon} + \beta \sqrt{1-\varepsilon} \sqrt{\left(\frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon}} - 1 \right)^2 + \frac{1}{4}} \right) \\ \beta &= \frac{1}{1 - \sqrt{1-\varepsilon}} \end{aligned}$$

Основным недостатком модели пористой среды является её полуэмпирическая природа. Выражения в (2) выведены с использованием экспериментальных данных. Поэтому модель пористой среды для конкретного щёточного уплотнения, как правило, должна быть откалибрована для одного или более наборов рабочих параметров. Для выполнения процедуры калибровки должны быть в распоряжении некоторые экспериментальные данные. Альтернативным подходом является использование теоретических результатов, полученных с учётом дискретной структуры пакета, либо приближенных зависимостей, выведенных ранее при моделировании подобных щёточных уплотнений.

При калибровке могут быть использованы различные методы, например, изменение толщины щёточного пакета b_b , изменение свободного радиального зазора щёточного уплотнения (при наличии номинального радиального зазора), непосредственное изменение коэффициентов a_i и b_i в уравнении (1), выделение нескольких зон в пакете с разными коэффициентами сопротивления (например, зона между защитным и упорным кольцами, зона в свободном зазоре между кольцами и валом). Для проверки процесса калибровки чаще всего используются значения расхода через уплотнение.

В настоящей работе калибровка проводилась для одного перепада давления путём варьирования толщины щёточного пакета в осевом направлении. Для щёточных пакетов с положительным номинальным радиальным зазором использовались зависимости радиального зазора в щётке от перепада давления, полученные экспериментально (см. [9,10]). Параметры и результаты калибровки сведены в таблице 3, в которой также приведены значения минимальной теоретической толщины щёточного пакета, рассчитанные по следующей формуле [7]:

$$b_b^{\min} = d + \frac{\sqrt{3}d}{2} \left(\frac{dN}{\cos \varphi} - 1 \right)$$

Таблица 3 – Результаты калибровки модели пористой среды

	SSB-1	SSB-2	SSB-3A	SSB-3B
Давление на входе [МПа]	0,6	0,45	0,5	0,5
Экспериментальный зазор в щётке [мм]	0,0	0,03	0,01	0,08
Расчётная толщина щётки [мм]	1,755	1,425	1,855	1,525
Расчётная пористость [-]	0,153	0,236	0,413	0,181
Расчётный расход [г/с]	37,87	35,79	86,44	55,50
Экспериментальный расход [г/с]	37,72	35,61	86,20	55,65
Минимальная теор. толщина щётки [мм]	1,7	1,2	1,2	1,4

Калибровка была проведена для среднего значения давления на входе уплотнения из диапазона 0,2-1,0 МПа. Для всех трёх щёточных уплотнений с положительным номинальным радиальным зазором (В-2, В-3А и В-3В) наблюдается эффект закрытия зазора (опускание волокон в направлении к поверхности вала). Наибольший остаточный зазор имеет уплотнение SSB-3В с пакетом из толстой проволоки. Максимальное сжатие пакета наблюдается в уплотнениях SSB-2 (тонкая проволока, небольшой остаточный зазор) и SSB-3В (толстая проволока, отсутствие защитного кольца, присутствие заметного остаточного зазора). Пакет В-3А (тонкая проволока, отсутствие защитного кольца, практически полное закрытие зазора) сжимается незначительно. Пакет В-1 из толстой проволоки с нулевым номинальным зазором сжимается умеренно. Детальный анализ поведения щёточных пакетов и их расходных характеристик приведён в следующем разделе.

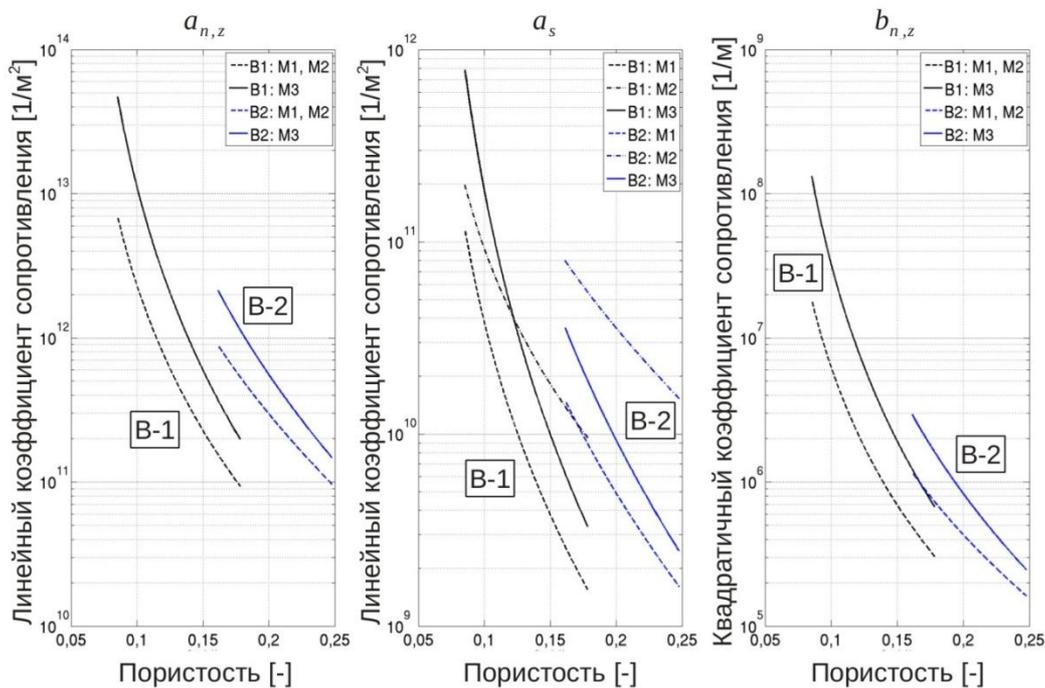


Рисунок 4 – Сравнение коэффициентов сопротивления для трех моделей пористой среды

Сравнение моделей пористой среды из работ [3,4] (модель М1) и [7] (модель М2) с моделью М3, представленной выражениями (2), показано на рисунке 4. Коэффициенты сопротивления приведены в зависимости от пористости для двух щёточных пакетов В-1 и В-2. Предложенная модель М-3. Для направлений n и z модель М3 имеет более высокие коэффициенты сопротивления. В направлении вдоль волокон модель М3 лежит между моделями М1 и М2, но в зоне малой пористости вновь демонстрирует наибольшие значения. Можно отметить, что отличия в моделях являются незначительными, и все три модели могут быть ус-

пешно использованы для расчёта расходных характеристик щёточных уплотнений. Однако в данной работе использование модели М-3 привело к более реалистичным значениям расчётной толщины щёточного пакета. Например, после калибровки уплотнения В-1 с использованием модели М-2 значение толщины пакета стало меньше минимального теоретического значения.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТА И СРАВНЕНИЕ С ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ДАННЫМИ

Расчёты для разных давлений на входе в щёточно-лабиринтное уплотнение были выполнены с использованием результатов калибровки, приведённых в таблице 3. Значения толщины щётки и радиального зазора не изменялись в зависимости от перепада давления в щёточном уплотнении.

На рисунке 5 представлены расчётные и экспериментальные расходные характеристики щёточно-лабиринтных уплотнений для различных перепадов давлений. Значения расхода приведены в терминах эффективного зазора, который рассчитывается по формуле:

$$h^{eff} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{\pi p_0 D_r Q'}, \quad Q = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R_s(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & \frac{p_0}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\frac{\gamma}{R_s} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, & \frac{p_0}{p_1} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases}$$

где: p_0 и T_0 – давление и температура воздуха на входе;

p_1 – давление на выходе (атмосферное);

D_r – диаметр вала;

R_s – удельная газовая постоянная;

γ – показатель адиабаты.

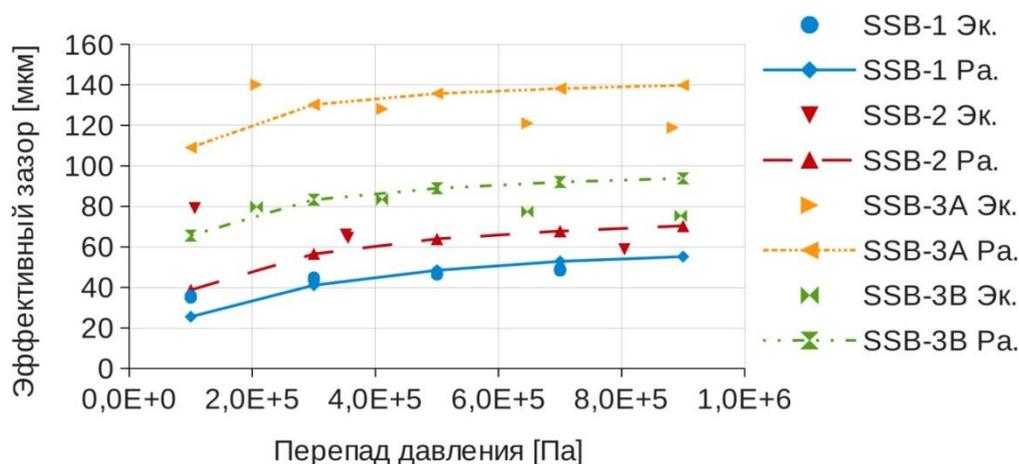


Рисунок 5 – Расходные характеристики щёточно-лабиринтных уплотнений

Как и можно было ожидать, уплотнение с щёточным пакетом В-1, установленным с нулевым зазором, имеет наименьшую расходную характеристику. Наибольший расход демонстрирует уплотнение SSB-3A с щёточным пакетом из тонкой проволоки без защитного кольца. Для сравнения, значения эффективных зазоров для чистого лабиринта с тремя гребешками и ступенькой на роторе с радиальным зазором под гребешками 0,27 мм и 0,5 мм составляет для перепада давления 0,5 МПа 155 мкм и 270 мкм соответственно [5].

Для уплотнения SSB-1 результаты расчётов хорошо согласуются с экспериментальными данными. Для конфигураций с щёточными уплотнениями, установленными с положи-

тельным номинальным зазором, наблюдаются отклонения между расчётными и экспериментальными данными в области низких и высоких давлений. Это связано с наблюдаемым эффектом закрытия зазора в щёточном уплотнении. Восходящая форма кривой эффективного зазора в области низких давлений характерна для чистых лабиринтов и щёточных уплотнений с нулевым зазором. Нисходящая форма кривой эффективного зазора является характеристикой щёточных уплотнений с положительным номинальным радиальным зазором и косвенным подтверждением эффекта закрытия свободного зазора. Поэтому в области низких давлений расчётные значения лежат ниже экспериментальных, в зоне высоких давлений – выше.

На рисунке 6 показаны расчётные распределение давления и структура потока в исследуемых щёточных пакетах для давления подачи 0,6 МПа. Сравнивая пакеты В-1 и В-2, можно наблюдать влияние геометрии защитного кольца на структуру потока. В щёточном уплотнении В-1 наблюдается дополнительная зона рециркуляции непосредственно перед пакетом, тогда как в уплотнении В-2 такая зона отсутствует. В щёточных уплотнениях без защитного кольца пакет является по сути продолжением второй камеры щёточного-лабиринтного уплотнения с увеличенной основной зоной рециркуляции. Можно сказать, что из-за отсутствия защитного кольца большая часть щёточного пакета участвует в понижении давления (особенно ярко это видно в уплотнении В-3В).

Сравнивая давления непосредственно перед щёточным пакетом, можно отметить, что в лабиринтах перед пакетом практически не происходит падения давления в уплотнениях SSB-1, SSB-2 и SSB-3В. Лишь в уплотнении SSB-3А заметно небольшое падение давления в камерах лабиринта. Это более наглядно показано на рисунке 7, где приведено распределение давления в осевом направлении в четырёх камерах (1 – входная зона, 2 – после первого гребешка, 3 – перед щёточным пакетом, 4 – выходная зона). В уплотнении SSB-1 в первых двух камерах давление практически не отличается от давления на входе. Перепад давления происходит лишь в щёточном пакете В-1, установленном с нулевым радиальным зазором. В конфигурациях с щёточными уплотнениями, установленными с номинальным радиальным зазором, наблюдается небольшое падение давления в первых двух камерах, однако основную работу по понижению давления выполняет опять же щёточный пакет.

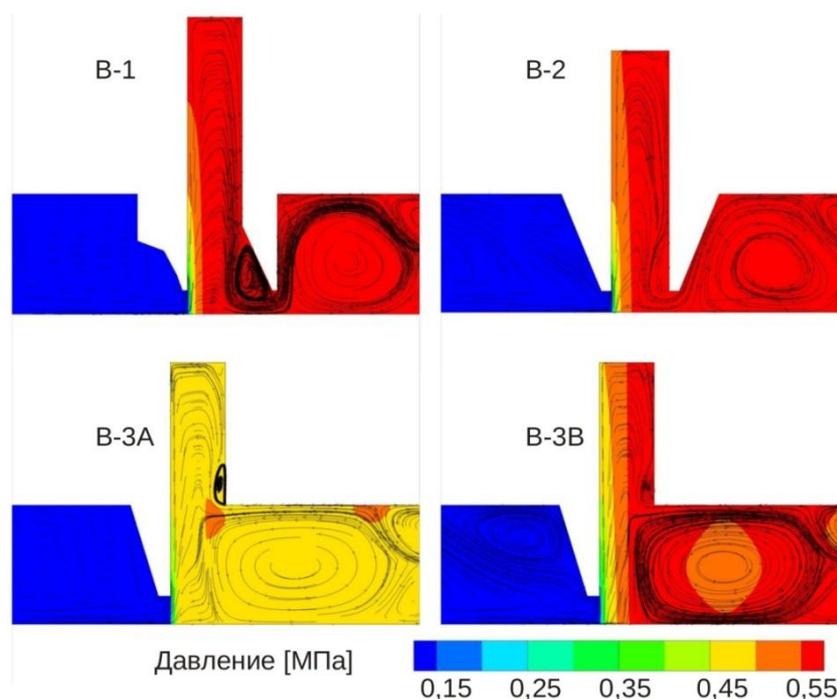


Рисунок 6 – Распределение давления и структура течения в различных щёточных пакетах

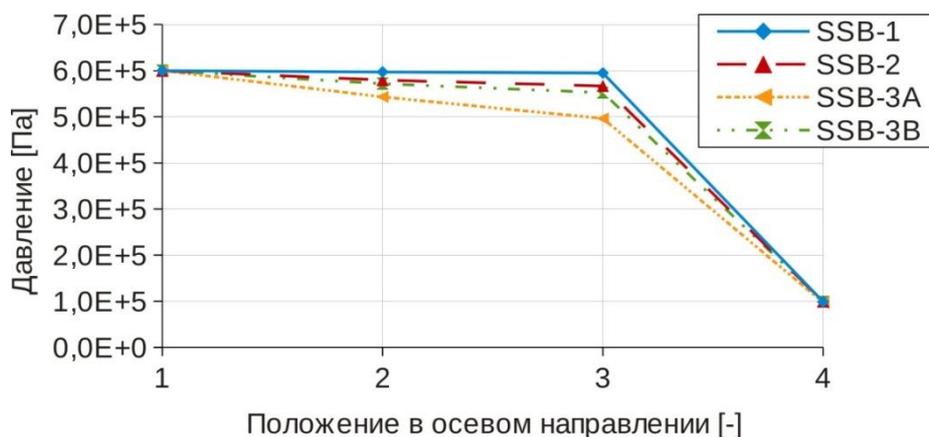


Рисунок 7 – Расчётное падение давления в осевом направлении для различных щёточно-лабиринтных уплотнений

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлен анализ расчётной модели щёточно-лабиринтного уплотнения для определения расходной характеристики. Для моделирования течения в уплотнении использовалось коммерческое программное обеспечение.

Приведённый анализ различных щёточно-лабиринтных уплотнений показал влияние конструкции щёточного уплотнения на расходную характеристику. Сравнивая результаты расчётов с экспериментальными значениями, можно сказать, что откалиброванная модель пористой среды позволяет удовлетворительно предсказывать расход щёточного уплотнения. Однако для щёточных уплотнений, устанавливаемых с положительным номинальным зазором, необходима дополнительная информация об эффекте закрытия свободного зазора при возникновении перепада давления. Для окончательной оценки способности предложенных выражений для коэффициентов сопротивления в модели пористой среды описывать течение в щёточном пакете необходим дополнительный анализ локальных характеристик (например, распределение давления в радиальном и окружном направлениях) и их сравнение с экспериментальными данными.

В представленной работе предполагалось концентричное положение вала. В реальных условиях вал, как правило, находится в эксцентричном положении. В этом случае в щёточном пакете может возникать несимметричная структура – функции толщины пакета в осевом направлении и свободного радиального зазора могут зависеть от окружной координаты. Данные изменения могут быть учтены в модели пористой среды с помощью соответствующих коэффициентов. Однако для определения значений таких коэффициентов необходимы дополнительные экспериментальные или численные исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [Text] / ANSYS, Inc. // Release 14.5. – 2012 (www.ansys.com).
2. Brush seal porosity modeling – Applicability and limitations [Text] / M. Neef [et al.] // Proceedings of the 7th European Conference on Turbomachinery. – 2007.
3. Chew, J. W. Porosity modeling of brush seals [Text] / Chew J.W., Hogg. S. // ASME J. Tribology. – 1997. – Vol. 119. – P. 769-775.
4. Chew, J.W. Mathematical modeling of brush seals [Text] / J.W. Chew, B. L. Lapworht, P. J. Millener // Int. J. Heat Fluid Flow. – 1995. – Vol. 16. – P. 493-500.
5. Gaszner, M. Experimental techniques for determining rotordynamic coefficients of gas seals: Results for short staggered labyrinth seals and comparison with CFD [Text] / M. Gaszner, A. O. Pugachev // Proceedings of IMechE Tenth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. – London, UK. – Paper C1326/019. – P. 456-466.
6. Menter, F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [Text] / F. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32. – No. 8. – P. 1598-1605.
7. Pröstler, S. Modellierung und numerische Berechnung von Wellenabdichtungen in Bürstenbauart. – Doctoral thesis. Germany: Ruhr-Universität Bochum, 2005.

8. Pugachev A.O., Deckner M. CFD prediction and test results of stiffness and damping coefficients for brush-labyrinth gas seals [Text] / Pugachev // Proceedings of ASME Turbo Expo. – Glasgow, Scotland, 2010. – Paper 2010-22667.

9. Pugachev, A. O. Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal [Text] / A. O. Pugachev, M. Deckner // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012. – Vol. 31. – P. 143-154.

10. Pugachev, A. O., Helm P. Calibration of porous medium models for brush seals [Text] / A. O. Pugachev, P. Helm // Proc. IMechE, Part A: Journal of Power and Energy. – 2009. – Vol. 223 (A1). – P. 83-91.

11. Wu J. A resistance model for flow through porous media [Text] / Wu J., Yu B., Yun, M. // Transp Porous Med. – 2008. – Vol. 71. – P. 331-343.

Пугачев Александр Олегович

ФГБОУ ВПО «Госунiversитет – УНПК»

Адрес: 302019, г. Орел, Наугорское шоссе, 29

Канд. техн. наук, соискатель кафедры мехатроники и международного инжиниринга

E-mail: pugachev@tum.de

A. O. PUGACHOV

PREDICTION OF LEAKAGE FOR BRUSH SEALS USING POROUS MEDIUM MODEL

The paper presents a study on modeling of brush seals using computational fluid dynamics. The bristle pack is treated as a porous medium. Predictions are presented for various brush seals with line-on-line and clearance arrangements. The brush seals are installed in combination with labyrinth fins. The comparison of predicted and measured leakage performance is provided.

Keywords: brush seal, leakage, computational fluid dynamics, measurements.

BIBLIOGRAPHY

1. ANSYS, Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [Text] / ANSYS, Inc. // Release 14.5. – 2012 (www.ansys.com).

2. Brush seal porosity modeling – Applicability and limitations [Text] / M. Neef [et al.] // Proceedings of the 7th European Conference on Turbomachinery. – 2007.

3. Chew, J. W. Porosity modeling of brush seals [Text] / Chew J.W., Hogg. S. // ASME J. Tribology. – 1997. – Vol. 119. – P. 769-775.

4. Chew, J.W. Mathematical modeling of brush seals [Text] / J.W. Chew, B. L. Lapworht, P. J. Millener // Int. J. Heat Fluid Flow. – 1995. – Vol. 16. – P. 493-500.

5. Gaszner, M. Experimental techniques for determining rotordynamic coefficients of gas seals: Results for short staggered labyrinth seals and comparison with CFD [Text] / M. Gaszner, A. O. Pugachev // Proceedings of IMechE Tenth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. – London, UK. – Paper C1326/019. – P. 456-466.

6. Menter, F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [Text] / F. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32. – No. 8. – P. 1598-1605.

7. Pröstler, S. Modellierung und numerische Berechnung von Wellenabdichtungen in Bürstenbauart. – Doctoral thesis. Germany: Ruhr-Universität Bochum, 2005.

8. Pugachev A.O., Deckner M. CFD prediction and test results of stiffness and damping coefficients for brush-labyrinth gas seals [Text] / Pugachev // Proceedings of ASME Turbo Expo. – Glasgow, Scotland, 2010. – Paper 2010-22667.

9. Pugachev, A. O. Experimental and theoretical rotordynamic stiffness coefficients for a three-stage brush seal [Text] / A. O. Pugachev, M. Deckner // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012. – Vol. 31. – P. 143-154.

10. Pugachev, A. O., Helm P. Calibration of porous medium models for brush seals [Text] / A. O. Pugachev, P. Helm // Proc. IMechE, Part A: Journal of Power and Energy. – 2009. – Vol. 223 (A1). – P. 83-91.

11. Wu J. A resistance model for flow through porous media [Text] / Wu J., Yu B., Yun, M. // Transp Porous Med. – 2008. – Vol. 71. – P. 331-343.

Pugachev Alexander Olegovich

FGBOU VPO "State University - UNPK"

Address: 302019, Oryol, Naugorskoe Highway 29

Candidate. tehn. Science, seeker of international engineering and mechatronics

E-mail: pugachev@tum.de

Ю. В. РОДИОНОВ, С. В. ТИМОХИН

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ХОЛОДНОЙ ОБКАТКИ ДИЗЕЛЯ Д-144 СО СТАТИКО-ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ

Представлены результаты исследований альтернативного запатентованного способа холодной обкатки дизелей, заключающегося в создании в цилиндрах ДВС гидроимпульсов высокого давления с заданной частотой и амплитудой, вызывающих колебательные перемещения деталей цилиндра-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Приведена функционально-кинематическая схема стенда для холодной обкатки дизелей.

Ключевые слова: дизель, холодная обкатка, статико-динамическое нагружение, результаты исследований.

Одним из наиболее существенных недостатков типовых технологий обкатки является повышенный скоростной режим ($500 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$) первой ступени холодной обкатки ДВС. В начальный период приработки сопряжений, когда поверхности прирабатываемых деталей характеризуются наибольшей шероховатостью и макрогеометрическими отклонениями формы деталей в условиях затрудненной подачи смазочного масла в зону трения, это приводит к интенсивному контактированию микронеровностей, быстрому нагреву поверхностей, схватыванию и вырыванию металла и, как следствие, повышенному износу. Кроме того, электрические стенды для проведения холодной обкатки по типовым технологиям имеют большую мощность и повышенное энергопотребление.

В связи с этим актуальной задачей является разработка способов холодной обкатки ДВС и средств для ее реализации, направленных на повышение качества приработки, сокращение ее продолжительности и снижение капитальных и текущих затрат на ее проведение [1].

Для решения этой задачи предложен способ обкатки ДВС со статико-динамическим нагружением (СДН), при котором в цилиндрах ДВС создаются гидроимпульсы высокого давления с заданной частотой и амплитудой, вызывающие колебательные перемещения деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ), приводящие к выборке зазоров в сопряжениях и их соударениям, наклепу поверхностей, повышению износостойкости и снижению последующего приработочного износа [2].

Цикл статико-динамического нагружения сопряжений ДВС – это совокупность тактов наброса давления масла в цилиндры ДВС с затратой возникающего индикаторного крутящего момента на преодоление момента механических потерь, динамического момента и момента закрутки торсиона и такта сброса давления, с затратой момента раскрутки торсиона на преодоление момента механических потерь, момента от сил выталкивания масла из цилиндра и динамического момента.

Сущность предлагаемой холодной обкатки ДВС заключается в непрерывном осуществлении циклов СДН с требуемой величиной нагрузки, переносной и относительной угловой скорости коленчатого вала в пределах одного или нескольких кинематических циклов КШМ ДВС, при сверхнизкой переносной угловой скорости коленчатого вала, при этом расчетные нагрузки и скорости скольжения прирабатываемых поверхностей обеспечиваются не за счет прокрутки коленчатого вала от внешних приводных станций большой мощности ($30 \dots 100 \text{ кВт}$) на сравнительно высоких частотах вращения ($400 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$), и как следствие инерционных и газовых нагрузок, а за счет гидроимпульсов высокого давления воздействующих на поршень обкатываемого ДВС, коленчатый вал которого прокручивается со сверхнизкой частотой ($0,2 \dots 1,5 \text{ мин}^{-1}$) в пределах одного или нескольких полных оборота коленчатого вала.

В результате действия гидроимпульсов обеспечиваются высокочастотные ($10 \dots 30 \text{ Гц}$) колебания деталей ЦПГ и КШМ, их нагружение и приработка. Подача масла в цилиндры ДВС осуществляется гидропульсатором высокого давления (до $10 \dots 15 \text{ МПа}$) обкаточного стенда, при этом торсион, установленный между коленчатым валом и выходным валом червячного

редуктора приводной станции, обеспечивает расчетную тормозную нагрузку сопряжений, относительное колебательное движение деталей ЦПГ и КШМ, а также передачу момента прокрутки коленчатого вала ДВС от приводной станции небольшой мощности (1...1,5 кВт).

В процессе приработки скорость поршня и угловая скорость коленчатого вала, а, следовательно, и их ускорения будут циклически изменяться по величине и направлению, вызывая дополнительные инерционные знакопеременные нагрузки на детали и сопряжения, действующие в условиях достаточной смазки сопряжений и обеспечивающие их приработку преимущественно за счет пластического деформирования поверхностей и их наклепа, а не их истирания.

Данный способ холодной обкатки направлен на исправление микро – и макрогеометрии поверхностей трения деталей КШМ и ЦПГ, увеличение их микротвердости и снижение приработочного износа [3].

Программа экспериментальных исследований включала:

- лабораторные исследования автоматизированной системы СДН с целью определения токовременных и потенциальных параметров импульсов управления клапанами электрогидрораспределителя 2P50 системы импульсной подачи масла высокого давления;
- моторные исследования процессов СДН с целью определения основных закономерностей изменения параметров процесса СДН и требований к параметрам автоматизированной системы статико-динамического нагружения для холодной обкатки ДВС;
- моторные сравнительные исследования по определению показателей качества приработки капитально отремонтированного ДВС при типовой и экспериментальной холодных обкатках.

Объектом исследования является процесс СДН сопряжений капитально отремонтированного дизеля Д-144 (4Ч 10,5/12) серийного исполнения и штатной комплектации при холодной обкатке с СДН.

Моторные исследования проводились согласно ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний».

Целью сравнительных исследований являлась оценка степени приработки поверхностей поршневых колец, шатунных и коренных вкладышей, закономерностей изменения момента прокрутки на режимах типовой и экспериментальной холодных обкаток дизеля Д-144 (4Ч 10,5/12).

Холодная обкатка испытуемого ДВС на режимах, рекомендованных ГОСНИТИ, проводилась на обкаточно-тормозном стенде серийного исполнения KS – 56/4, укомплектованном всеми штатными контрольно-измерительными приборами.

Функционально-кинематическая схема стенда для реализации предлагаемого способа обкатки с СДН приведена на рисунке.

Она содержит последовательно соединенные мотор-редуктор 1, червячный редуктор 2, торсион 3, а также приводной электродвигатель 6 масляного насоса 8, гидравлический выход которого соединен с гидравлическим входом электрогидрораспределителя 5, управление которым осуществляется автоматизированной системой 7.

при исследованиях коленчатые валы имели ремонтные размеры Н2, Р1 и Р2, комплекты коренных и шатунных вкладышей также были взяты из одной партии.

В качестве параметров, определяющих нагрузочно-скоростной режим приработки, были приняты: длительность управляющих импульсов, давление масла в линии нагружения СИПМВД и частота вращения выходного вала приводной станции.

В качестве оценочных показателей качества приработки приняты: мощность механических потерь (момент прокрутки) до и после проведения экспериментальных холодных обкаток; общая площадь приработанных поверхностей поршневых колец, шатунных и коренных вкладышей, а также характер ее распределения по поверхности сопряжений; масса поршневых колец и длина просветов до и после приработки; масса шатунных и коренных вкладышей до и после приработки, а также визуальный контроль поверхностей поршневых колец, зеркала цилиндров, коренных и шатунных вкладышей ДВС.

Визуальный контроль поверхностей поршневых колец, зеркала цилиндров, коренных и шатунных вкладышей ДВС до и после проведения сравнительных исследований осуществлялся фотографированием поверхностей деталей через микроскоп.

Фотографирование этих поверхностей проводилось с помощью микроскопа стереоскопического МБС – 9 и цифрового фотоаппарата Nikon Coolpix L10.

Определение величины износа деталей ДВС при проведении сравнительных исследований по типовой и разрабатываемой технологиям холодной обкатки осуществлялось путем взвешивания наиболее изнашиваемых деталей ДВС – поршневых колец, коренных и шатунных вкладышей.

Перед взвешиванием все детали в комплектах были пронумерованы с целью предотвращения их обезличивания, кроме того, до и после приработки проводилось обезжиривание поверхностей исследуемых деталей. Взвешивание деталей осуществлялось до и после холодной обкатки ДВС электронными лабораторными весами GR – 200.

Момент прокрутки (мощность механических потерь) до и после экспериментальных холодных обкаток определялась путем прокрутки коленчатого вала двигателя динамометрическим ключом по шкале которого и определялся момент прокрутки. Поворот динамометрического ключа каждый раз осуществлялся на 60°, т.е. в пределах одного оборота коленчатого вала получали 6 значений момента прокрутки, по которым находили среднюю величину момента.

Общая площадь приработанных поверхностей поршневых колец, коренных и шатунных вкладышей после проведения сравнительных холодных обкаток определялась путем наложения на них целлулоидной пленки, на поверхности которой была нанесена сетка размером 1×5 мм. Данное определение основано на суммировании ячеек сетки, находящихся на приработанной площади поверхностей деталей.

Для проведения лабораторных исследований разработана экспериментальная установка, включающая экспериментальный образец блока управления автоматизированной системы СДН, электрогидрораспределитель марки 2P50, датчики напряжения и тока, аналого-цифровой преобразователь LA2-USB с блоком согласования и коммутации сигналов датчиков, персональный компьютер и электронно-лучевой осциллограф С1-68 5.

Моторные и сравнительные моторные исследования проводились с использованием обкаточно-тормозного стенда KS – 56/4, дополнительно содержащего торсион, соединяющий коленчатый вал ДВС с выходным валом приводной станции, включающей мотор-редуктор, червячный редуктор и торсион, насосную станцию с системой трубопроводов, переливной клапан, электрогидрораспределитель, систему подачи масла низкого давления, блок автоматизированной системы управления электрогидрораспределителем, амперметр, потенциометрический датчик угла поворота коленчатого вала типа ПЛ 2.2, тензометрический датчик давления масла в цилиндре конструкции ЦНИДИ, стрелочный манометр, тензоусилительную станцию 8 АНЧ-7М, электронно-лучевой осциллограф С1-68, аналого-цифровой преобразователь LA 2-USB и персональный компьютер.

В процессе моторных исследований определялась взаимосвязь между параметрами управляющих импульсов, формируемых блоком автоматизированной системы управления электрогидрораспределителем, давлением масла в цилиндре ДВС и углом поворота коленчатого вала.

Сравнительные исследования показателей приработки дизеля проводились на режимах холодной обкатки, рекомендованных ГОСНИТИ, и режимах холодной обкатки с СДН.

В качестве параметров, определяющих нагрузочно-скоростной режим холодной обкатки с СДН, были приняты: длительность управляющих импульсов, давление масла в линии нагружения СИПМВД и частота вращения выходного вала приводной станции.

За оценочные показатели качества приработки сопряжений после холодной обкатки приняты: мощность механических потерь (момент прокрутки) до и после проведения экспериментальных холодных обкаток; общая площадь приработанных поверхностей поршневых колец, шатунных и коренных вкладышей, а также характер ее распределения по поверхности сопряжений; масса поршневых колец и длина просветов между поршневыми кольцами и калибром до и после приработки.

Кроме этого оценивались мощности, потребляемые стендами, в процессе холодной обкатки, и рассчитывалось энергопотребление. При сравнительных исследованиях показателей качества холодной обкатки дизеля Д-144 после капитального ремонта, заключающегося в смене коленчатого вала, гильз цилиндров, поршней, поршневых пальцев, поршневых колец, коренных и шатунных вкладышей согласно разработанной программы и методики были проведены: холодная обкатка на режимах, приведенных в руководстве по капитальному ремонту тракторных и комбайновых дизелей [4], и холодная обкатка со статико-динамическим нагружением.

Результаты сравнительных исследований показывают, что в процессе экспериментальных обкаток момент механических потерь (момент прокрутки) снижается и в конце обкаток стабилизируется.

Результаты сравнительной оценки износа поршневых колец весовым способом до и после проведения экспериментальных холодных обкаток, представленные в таблице 5.2, показали, что после типовой холодной обкатки вес первого компрессионного хромированного кольца снижается на 0,198%, второго – 0,149%, третьего – 0,095% по отношению к начальному, а после холодной обкатки с СДН снижение веса первых компрессионных колец соответственно составляет 0,021%, 0,018% и 0,003%, что говорит о значительно меньшей величине износа компрессионных поршневых колец при холодной обкатке с СДН по отношению к типовой холодной обкатке.

Анализ результатов сравнительной оценки износа вкладышей коленчатого вала двигателя весовым способом до и после проведения экспериментальных холодных обкаток, представленных в таблице 5.3, показал, что снижение веса верхних (В) и нижних (Н) вкладышей коленчатого вала двигателя после холодной обкатки с СДН значительно меньше по сравнению с типовой холодной обкаткой, и составило после типовой холодной обкатки для верхних коренных вкладышей $209 \cdot 10^{-5}\%$ и $506 \cdot 10^{-5}\%$, нижних $195 \cdot 10^{-5}\%$ и $4221 \cdot 10^{-5}\%$, верхнего шатунного – $655 \cdot 10^{-5}\%$, нижнего – $324 \cdot 10^{-5}\%$ по отношению к начальному. После холодной обкатки с СДН это снижение веса составило соответственно для верхних коренных вкладышей – $71 \cdot 10^{-5}\%$ и $81 \cdot 10^{-5}\%$, нижних – $159 \cdot 10^{-5}\%$ и $480 \cdot 10^{-5}\%$, верхнего шатунного $441 \cdot 10^{-5}\%$, а для нижнего – $537 \cdot 10^{-5}\%$.

Снижение веса коренных вкладышей коленчатого вала, устанавливаемых на второй коренной шейке, имеет большие значения по сравнению со снижением веса вкладышей, устанавливаемых на первой коренной шейке, во всех случаях сравнительных холодных обкаток, при этом у верхних коренных вкладышей снижение имеет меньшие значения по отношению к нижним, у верхних шатунных вкладышей после типовой холодной обкатки снижение веса имеет большее значение по сравнению с нижними, а после холодной обкатки с СДН имеет место обратная зависимость.

Общая площадь приработанных цилиндрических поверхностей первых компрессионных колец после экспериментальных обкаток составляла 100% от всей поверхности, вторых и третьих 40, 65 и 40, 40 соответственно для типовой холодной обкатки и обкатки с СДН.

Величина износа компрессионных поршневых колец на 1 м^2 приработанных поверхностей после холодной обкатки с СДН имела меньшие значения по отношению к данному показателю после типовой холодной обкатки и составляла соответственно для экспериментальных обкаток $8,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ и $81,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, вторых и третьих соответственно $2,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, $16 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ и $80 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, $82,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$.

Общая площадь приработанных поверхностей составляла от площади всей поверхности верхних шатунных вкладышей после холодной обкатки дизеля на типовых режимах и с СДН 8,8% и 16,6%, нижних шатунных вкладышей – 1,3% и 2,4%, верхних коренных вкладышей – 3,4% и 18,6%, нижних коренных вкладышей – 3,5% и 18,4% соответственно.

Величина износа вкладышей коленчатого вала на 1 м^2 приработанной поверхности, после типовой холодной обкатки и обкатки с СДН составляла для верхних вкладышей первой и второй коренных шеек коленчатого вала $23,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, $64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ и $1,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, $4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, нижних – $38,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, $393 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ и $20 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, верхних шатунных – $20 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ и $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$, нижних – $55 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ и $30 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$ соответственно.

На прирабатываемых поверхностях гильз цилиндров после проведения сравнительных холодных обкаток отсутствуют следы задиров и продольные риски. В зоне трения поршневых колец – едва заметные следы хонингования. В верхней и нижней частях стенок гильз, за пределами хода поршневых колец следы хонингования сохранились почти без изменения. После холодной обкатки с СДН поверхность зеркала гильз цилиндров оказалась более чистой, чем после типовой холодной обкатки, при которой поперечные риски имеют более выраженный характер.

Анализ результатов исследований состояния цилиндрических поверхностей поршневых колец показал, что первые компрессионные хромированные кольца после холодной обкатки с СДН имели равномерный по периметру цилиндрической поверхности приработочный пояс, вторые и третьи компрессионные кольца также имели равномерный приработочный пояс одинаковой ширины по всему периметру.

После обкатки на типовых режимах у первых компрессионных хромированных колец наблюдается равномерный по периметру цилиндрической поверхности приработочный пояс, но при этом хромированное покрытие в значительной степени стертое, а на некоторых участках по всему периметру кольца наблюдается его отсутствие. На поверхностях вторых и третьих компрессионных колец, после типовой холодной обкатки, наблюдается неравномерность пояса по всему периметру цилиндрической поверхности при различных колебаниях его ширины (0,1 до 1,2 мм).

Анализ результатов исследований поверхностей верхних и нижних коренных вкладышей показал, что после холодной обкатки с СДН на поверхностях верхних коренных вкладышей имеются пятна приработки с хорошим качеством приработанной поверхности, после холодной обкатки на типовых режимах на прирабатываемых поверхностях наблюдаются следы вкраплений и риски в плоскости вращения коленчатого вала двигателя. На прирабатываемых поверхностях нижних коренных вкладышей, после типовой холодной обкатки, наблюдаются явно выраженные риски в направлении вращения коленчатого вала, а после холодной обкатки с СДН риски практически отсутствуют, а пятна приработки характеризуются хорошим качеством приработанной поверхности.

На ненагруженных нижних шатунных вкладышах следы контактирования практически отсутствуют, а на верхних имеются линейные следы контакта. Наличие задиров и следов перегрева вкладышей не обнаружено. После холодной обкатки с СДН на поверхностях верхних шатунных вкладышей имеются пятна полной приработки (в зоне перпендикулярной плоскости разьема) с качеством приработанной поверхности, значительно лучшим, чем после типовой холодной обкатки.

Мощность, потребляемая стендом из сети, при типовой холодной обкатке на первой и второй скоростных ступенях составила 18,5 и 16,2 кВт, соответственно, а суммарное энергопотребление 9,97 кВт·ч. При холодной обкатке с СДН суммарная мощность стенда составила 3,2 кВт, а энергопотребление за весь период обкатки 2,1 кВт·ч.

Таким образом, сравнительные исследования холодных обкаток показали, что при холодной обкатке с СДН получены значительно лучшие результаты по показателям приработки, чем при типовой холодной обкатке. Установлено, что при проведении холодной обкатки с СДН общая площадь приработанных поверхностей коренных и шатунных вкладышей, при значительно меньшем снижении веса, существенно превышает значения полученные при типовой холодной обкатке, при этом величина износа на 1 м² приработанной поверхности имеет меньшие значения; значения общей площади приработанных цилиндрических поверхностей компрессионных колец значительно меньше, чем при типовой холодной обкатке, но при меньших значениях снижения веса и величины износа на 1 м² приработанной поверхности; момент прокрутки и суммарная протяженность просветов между поршневыми кольцами и калибром имеют меньшие значения, а суммарная мощность стенда и энергопотребление за весь период холодной обкатки значительно снижаются.

Экспериментальный образец стенда для холодной обкатки дизелей с СДН принят к внедрению ОАО «Завод коммунальной энергетики» г. Пензы и ГНУ ГОСНИТИ г. Москва. Расчетный экономический эффект от внедрения стенда с СДН на одну холодную обкатку дизеля Д-144 составляет 5069 рублей в ценах 2012 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Родионов, Ю. В. Технология раздельной обкатки двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Ю. В. Родионов // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 4. – С. 24–27.
2. Патент 66527 РФ полезную модель G01M15/00, F02B79/00. Устройство для холодной приработки цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания [Текст] / С.В. Тимохин, А.Н. Морунков, О.А. Царев (РФ); Заявл. 15.06.07; № 2007122656; Оpubл. 10.09.07; Бюл. № 25.
3. Патент 87017 РФ на полезную модель G01M15/00. Устройство для холодной приработки цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания [Текст] / С. В. Тимохин, Р. Ю. Соловьев, О. А. Царев, К. Л. Моисеев (РФ); Заявлено 30.06.09; № 2009125173; Оpubл. 20.09.09; Бюл. № 26.
4. Дизель Д-144 и его модификации. Технические требования на капитальный ремонт [Текст]. ТК 10-05.0001.016-87. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 92 с.

Родионов Юрий Владимирович

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г.Пенза, ул. Титова, 28
Д-р техн. наук, профессор, директор автомобильно-дорожного института
Тел.: +7 (8412) 498330
E-mail: dekauto@pguas.ru

Тимохин Сергей Викторович

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г.Пенза, ул. Титова, 28
Д-р техн. наук, профессор кафедры «Тракторы, автомобили и теплоэнергетика»
Тел.: +7 (8412) 628517
E-mail: dspgsha@mail.ru

YU. V. RODIONOV, S. V. TIMOKHINA

RESULTS OF COLD RUNNING DIESEL D-144 WITH STATIC-DYNAMIC LOADING

The results of studies of alternative patented method of cold-rollers diesel engines, is to create in the cylinders of internal combustion engines with high pressure gidroimpulsov set of frequencies and amplitudes, causing oscillatory movement of parts cylinder-piston and crank mechanism. Shows the functional kinematics stand for cold running diesels.

Keywords: diesel, cool running, static and dynamic loading, the results of research.

BIBLIOGRAPHY

1. Rodionov, YU. V. Tekhnologiya razdel'noy obkatki dvigateley vnutrennego sgoraniya [Tekst] / YU. V. Rodionov // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. - 2004. - № 4. - S. 24-27.
2. Patent 66527 RF poleznuyu model' G01M15/00, F02V79/00. Ustroystvo dlya kholodnoy prirabotki tsilindroporshnevoy gruppy i krivoshipno-shatunnogo mekhanizma dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Tekst] / S.V. Timokhin, A.N. Morunkov, O.A. Tsarev (RF); Zayavl. 15.06.07; № 2007122656; Opubl. 10.09.07; Byul. № 25.
3. Patent 87017 RF na poleznuyu model' G01M15/00. Ustroystvo dlya kholodnoy prirabotki tsilindroporshnevoy gruppy i krivoshipno-shatunnogo mekhanizma dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Tekst] / S. V. Timokhin, R. YU. Solov'ev, O. A. Tsarev, K. L. Moiseev (RF); Zayavleno 30.06.09; № 2009125173; Opubl. 20.09.09; Byul. № 26.
4. Dizel' D-144 i ego modifikatsii. Tekhnicheskie trebovaniya na kapital'nyy remont [Tekst]. TK 10-05.0001.016-87. - M.: GOSNITI, 1988. - 92 s.

Rodionov Yuri Vladimirovich

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Dr. Sc., Professor, Director of the Automobile and Road Institute

Tel.: +7 (8412) 498330

E-mail: dekauto@pguas.ru

Timohin Sergey Viktorovich

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Dr. Sc., Professor of the Department "Tractors, cars, and combined heat and power"

Tel.: +7 (8412) 628517

E-mail: dspgsha@mail.ru

*Продолжается подписка на журнал
«Мир транспорта и
технологических машин»*

Подписной индекс журнала:

16376 («Пресса России»)

Подписка через редакцию:

(с любого месяца)

Информация о подписке на нашем сайте

www.gu-unpk.ru

Тел. +7 (4862) 43-48-90

В. И. МИРКИТАНОВ, Ю. В. ПЕРЧАТКИН, В. И. РАССОХА, А. Я. ХИТЬКО

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПУСКА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ГИЛЬЗОВЫМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕМ

Показаны преимущества двигателя внутреннего сгорания с гильзовым газораспределением. Предложена конструкция такого двигателя, обеспечивающая эллиптическую траекторию движения гильз при помощи неравноплечего коромысла с верхним расположением пальца привода гильзы, снижающая таким образом коробление гильзы и предрасположенность ее к овализации. Приведены результаты модернизации двигателя ВАЗ-21116 на основе данного предложения.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, гильзовое газораспределение, привод гильзы, траектория движения гильзы, сферический подшипник.

ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания с гильзовым газораспределением в настоящее время практически не применяются в автомобилестроении, несмотря на ряд их преимуществ [1, 2].

Сравнительные испытания двигателей внутреннего сгорания с традиционным газораспределительным механизмом и гильзовым газораспределением показывают следующее [2]:

– при использовании одного моторного топлива, оптимальных опережении зажигания и составе смеси, двигатель с тарельчатыми клапанами на режиме максимальной мощности работает на границе детонации, в то время как двигатель с гильзовым газораспределением не имеет следов детонации даже при опережении зажигания, увеличенном до значения, вызывающего падение крутящего момента;

– в двигателе с гильзовым газораспределением можно поднять степень сжатия на единицу (до границы появления детонации), используя то же топливо, что и для двигателя с тарельчатыми клапанами;

– в двигателе внутреннего сгорания с тарельчатыми клапанами оптимальное опережение зажигания составляет 31° , скорость нарастания давления около $0,176$ МПа/град.; в двигателе внутреннего сгорания с гильзовым газораспределением оптимальное опережение зажигания составляет 14° , а скорость нарастания давления - $0,316$ МПа/ град.; отсюда следует, что у двигателя с традиционным газораспределительным механизмом степень турбулизации заряда ниже, а у двигателя с гильзовым газораспределением даже выше оптимальной.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Триботехнический анализ цилиндро-поршневой группы двигателей с клапанным газораспределительным механизмом и гильзовым газораспределением показывает, что последний превосходит двигатель с клапанным газораспределительным механизмом как по долговечности, так и по устойчивости работы, т.к. двигатель с подвижной гильзой имеет значительно меньшие затраты на трение, при этом практически исключается граничное трение. Однако сложность конструкции привода гильзового газораспределения сделало эту схему в настоящее время неконкурентной.

МЕТОД РЕШЕНИЯ

Авторами предлагается использовать верхнее расположение пальца привода гильзы (рис. 1), в то время, как в известных конструкциях используется только нижнее расположение.

Наряду с упрощением конструкции, верхнее расположение пальца позволит снизить коробление гильзы вследствие замены сил растяжения силами сжатия, а также уменьшить предрасположенность гильзы к овализации.

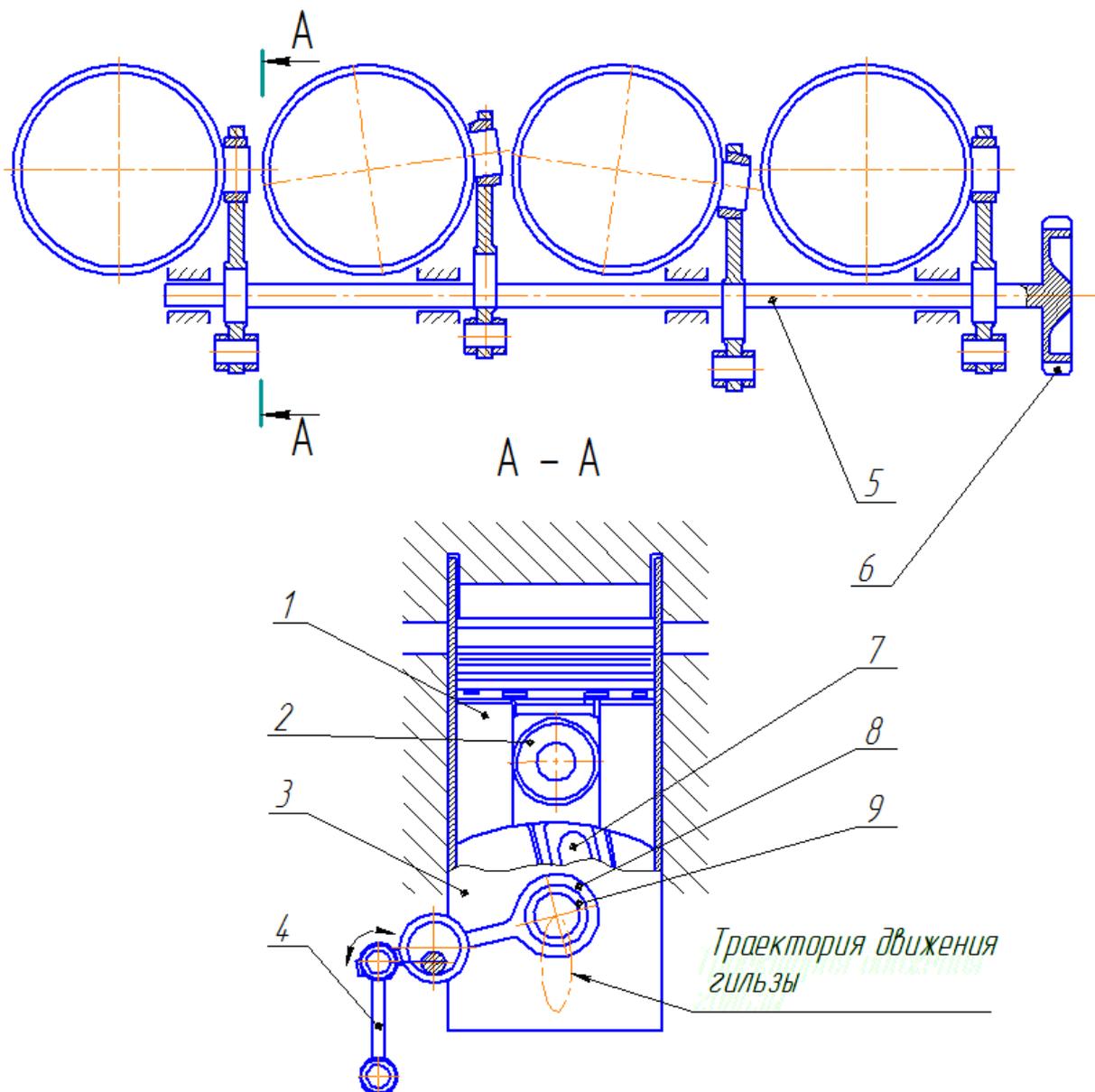


Рисунок 1 – Привод с эллиптической траекторией движения гильзы

1 - поршень; 2 - палец; 3 - гильза; 4 - ограничитель движения гильзы; 5 - эксцентриковый вал; 6 - шестерня привода вала; 7 - шатун; 8 - коромысло; 9 - сферический шарнир

Исследование и анализ гильзового газораспределительного механизма как альтернативного варианта совершенствования четырехтактных двигателей внутреннего сгорания были проведены для двигателя ВАЗ-21116, у которого степень сжатия была поднята до 11,1, т.е. стала на 0,6 выше, чем у штатного двигателя.

Привод гильз в четырехтактных двигателях внутреннего сгорания с гильзовым газораспределением имеет траекторию, близкую к окружности, что обеспечивается кривошипом, который вращается по окружности. Однако не обязательно гильзе с комбинированным движением сообщать равные пути по двум координатам, т.е. движение по окружности. Оптимальным решением следует признать привод гильзы с эллиптической траекторией движения с отношением высоты хода гильзы к ее ширине приблизительно 5:1 [2], поскольку данная траектория обеспечивает наилучшие условия смазки и движения гильзы. Привод с использованием кривошипа конструктивно не может создать нужную эллиптическую траекторию. Для достижения требуемой траектории можно использовать механизм, представленный на рисунке 1.

Расположенный вдоль основания цилиндров эксцентриковый вал 5 (по эксцентрику на цилиндр) обеспечивает эллиптическую траекторию движения гильз с помощью промежу-

точного элемента. Промежуточный элемент представляет собой коромысло 8, осью которого является эксцентрик распределительного вала. В предлагаемой конструкции коромысло не является равноплечим. Длинное плечо коромысла шарнирно соединено с гильзой 3. Конец короткого плеча коромысла соединен шарнирно с ограничителем движения гильзы 4.

Для осуществления эллиптической траектории гильзы необходимо, чтобы ведомый палец опирался на сферический шарнир.

Вертикальное движение гильзы определяется ходом коромысла, от которого она приводится. Причем, чем больше отношение длинного плеча коромысла к короткому, тем больше относительный вертикальный ход гильзы.

Форма траектории зависит также от величины эксцентриситета вала.

Таким образом, кинематическими характеристиками механизма являются две величины, зависящие от траектории движения гильз:

- вертикальный ход, определяющий высоту или глубину окон;
- вращательное движение, которое влияет на ширину и на число окон.

При любой скорости движения гильзы площадь окон обуславливается исключительно вертикальным движением, тогда как угловое движение определяет не общую площадь, а число окон. В частности, вертикальный ход гильзы для двигателя ВАЗ-21116 конструктивно ограничивается в нижнем положении гильзы щеками коленчатого вала, а в верхнем положении гильзы – маслосъемным кольцом (при работе двигателя гильза не должна перемещаться выше поршневых колец, иначе это приведет к их поломке). Максимальный вертикальный ход гильзы, на который необходимо ориентироваться при конструировании привода для двигателя ВАЗ-21116, составляет 42 мм.

По конструктивным и технологическим причинам большое число окон является нежелательным. При этом ширина любого окна должна быть такой, чтобы уплотнительные кольца головки блока проходили их безопасно. Размер окна не должен быть слишком большим, в противном случае гильза имеет возможность выдавливания и разрушения.

Очевидно также, что любое или все окна гильзы могут использоваться в качестве окон общего назначения; тогда общая эффективная площадь окна почти удвоится, т.е. каждое окно в гильзе может попеременно управлять открытием как впускного, так и выпускного окна в цилиндре. Но для осуществления этого необходимо наличие чередующихся впускных и выпускных каналов и коллекторов вокруг всего цилиндра, что для компоновки модернизируемого двигателя (четырёхцилиндровый рядный) неприемлемо. На практике обычно используют только одно окно общего назначения.

В предложенной конструкции привода гильзы двигателя ВАЗ-21116 окно общего назначения располагается не горизонтально, а наклонно, при этом угол наклона должен быть уточнен по итогам испытаний. Кроме этого, в верхней части гильзы введен охлаждающий пояс для снижения уровня детонации.

Подобран сферический подшипник для гильзового механизма серии GXS. Предлагается конструкция соединения коромысла с данным подшипником с надежным обеспечением смазки узла (рис. 2).

Смазка сферического подшипника осуществляется под давлением через канал в коромысле, при совпадении отверстия в распределительном вале и коромысле.

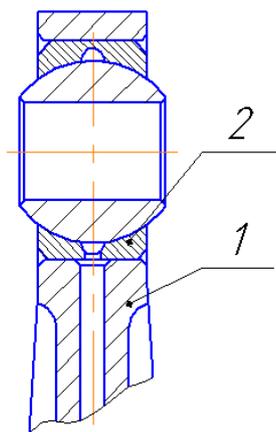


Рисунок 2 – Соединение коромысла со сферическим подшипником
1 - коромысло; 2 - сферический подшипник

РЕЗУЛЬТАТЫ

На основании расчетов установлено, что в двигателе с гильзовым газораспределением горючей смеси мощность возрастет на 9,8 % (73,2 кВт у модернизированного двигателя против 66 кВт у штатного), эффективный крутящий момент возрастает на 9,6 %. Одновременно устраняется опасность поломки двигателя при возможном ударе поршня о клапана при обрыве ремня газораспределительного механизма по причине отсутствия последних.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенная модернизация двигателя ВАЗ-21116 существенно повышает его основные технические характеристики и делает его более конкурентоспособным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер, И. А. Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность : пособие для инженеров [Текст] / И. А. Биргер, И. Н. Дружинин, В. К. Житомирский и др. – М.: Оборонгиз, 1950. – 871 с.
2. Риккардо, Г. Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания [Текст] : учебное пособие; пер. с англ. / Г.Р. Риккардо. – М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1960. – 411 с.

Миркитанов Владимир Ильич

Оренбургский государственный университет

Адрес: 460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13, ОГУ

Д-р техн. наук, профессор кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей

E-mail: vmirkitanov@gmail.com

Перчаткин Юрий Викторович

Орский гуманитарно-технологический институт (филиал) Оренбургского государственного университета

Адрес: 462403, г. Орск Оренбургской обл., пр. Мира, 15А, ОГТИ

Канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства

E-mail: 3537359014@mail.ru

Рассоха Владимир Иванович

Оренбургский государственный университет

Адрес: 460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13, ОГУ

Д-р техн. наук, доцент, заведующий кафедрой автомобилей и безопасности движения

E-mail: cabin2012@yandex.ru

Хитько Александр Яковлевич

Орский гуманитарно-технологический институт (филиал) Оренбургского государственного университета

Адрес: 462403, г. Орск Оренбургской обл., пр. Мира, 15А, ОГТИ

Старший преподаватель кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства
E-mail: aax@ogti.orsk.ru

V. I. MIRKITANOV, Y. V. PERCHATKIN, V. I. RASSOKHA, A. Y. HITKO

IMPROVEMENT OF PROCESS OF THE ADMISSION OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH GILZOV GAS DISTRIBUTION

Advantages of an internal combustion engine with gilzovy gas distribution are shown. The design of such engine providing an elliptic trajectory of movement of sleeves by means of a neravnoplechy yoke with the top arrangement of a finger of the drive of a sleeve, reducing thus a buckling of a sleeve and its predisposition to ovalization is offered. Results of modernization of the engine VAZ-21116 on the basis of this offer are given.

Keywords: *internal combustion engine, gilzovy gas distribution, sleeve drive, trajectory of movement of a sleeve, spherical bearing.*

BIBLIOGRAPHY

1. Birger, I. A. Aviatsionnye porshnevyye dvigateli. Kinematika, dinamika i raschet na prochnost' : posobie dlya inzhenerov [Tekst] / I. A. Birger, I. N. Druzhinin, V. K. Zhitomirskiy i dr. - M.: Oborongiz, 1950. - 871 s.
2. Rikkardo, G. R. Bystrokhodnyye dvigateli vnutrennego sgoraniya [Tekst] : uchebnoe posobie; per. s angl. / G.R. Rikkardo. - M.: GNTI mashinostroitel'noy literatury, 1960. - 411 s.

Mirkitanov Vladimir Ilyich

Orenburg State University
Address: 460018, Orenburg, 13 Pobeda Av., OSU
Doctor of technical sciences, professor, professor of chair of technical operation and car repairs
E-mail: vmirkitanov@gmail.com

Perchatkin Yury Viktorovich

Orsk humanitarian institute of technology (branch) of the Orenburg State University
Address: 462403, Orsk Orenburg Region, Mira Av., 15A, OGTI
Ph.D., associate professor, head of chair of motor vehicles and automobile economy
E-mail: 3537359014@mail.ru

Rassokha Vladimir Ivanovich

Orenburg State University
Address: 460018, Orenburg, 13 Pobeda Av., OSU
Doctor of technical sciences, associate professor, head of chair of motor vehicles and traffic safety
E-mail: cabin2012@yandex.ru

Hitko Alexander Yakovlevich

Orsk humanitarian institute of technology (branch) of the Orenburg State University
Address: 462403, Orsk Orenburg Region, Mira Av., 15A, OGTI
Senior teacher of motor vehicles and automobile economy
E-mail: aax@ogti.orsk.ru

УДК 62-83::621.313.3

А. С. КОСМОДАМИАНСКИЙ, В. И. ВОРОБЬЕВ, А. А. ПУГАЧЕВ, Г. П. ВОЛОХОВ

АНАЛИЗ И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В статье приводится обзор возможных вариантов электроприводов, пригодных для их использования на тяговом подвижном составе. Представлена сравнительная оценка различных электроприводов. Показаны методы уменьшения мощности потерь в электроприводах с асинхронными двигателями и преобразователями частоты.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, электропривод, тяговый подвижной состав, минимизация потерь.

Выбор типа электродвигателя и системы его управления для реализации тяговых или вспомогательных целей является ключевым вопросом при проектировании электрической передачи транспортного средства.

Тяговый электропривод должен соответствовать следующим возлагаемым на него требованиям:

- высокий момент при низких частотах вращения для решения задач пуска и подъема на уклон, а также высокая мощность, реализуемая при движении с высокой скоростью;
- высокий диапазон регулирования частоты вращения, включая зону работы с постоянством моментом и зону работы с постоянством мощности;
- быстрая реакция момента на изменение задания;
- высокая энергоэффективность во всем диапазоне регулирования частоты вращения и момента;
- высокая энергоэффективность в тормозных режимах;
- высокая надежность и робастность при различных условиях работы;
- приемлемые массогабаритные показатели;
- умеренная стоимость.

Наиболее общие признаки, отличающие большинство электроприводов вспомогательных агрегатов подвижного состава следующие:

- заметное снижение момента нагрузки и мощности на валу двигателя при переходе на пониженные частоты вращения;
- длительный режим работы с неизменным моментом сопротивления;
- отсутствие режимов реверса;
- относительно ограниченный диапазон регулирования частоты вращения;
- отсутствие перегрузок, при этом величина момента нагрузки на заданной скорости может быть определена заранее;
- время пуска не лимитировано, предпочтительным является пуск с ограничением динамических нагрузок.

Кроме этого, к электроприводам вспомогательных агрегатов также предъявляются требования высокой энергоэффективности, надежности, робастности, умеренной стоимости.

Если для тягового привода достаточно давно и успешно применяют отдельные виды систем частотного управления, в наиболее полной мере удовлетворяющих приведенным выше требованиям, то в отношении вспомогательного электропривода такого единообразия пока не наблюдается.

Обзор современного состояния проблемы разработки регулируемых электроприводов вентиляторов для систем охлаждения локомотивов, проведенный в работе [1], показал, что из широкого разнообразия схем, реализующих плавное регулирование частоты вращения

асинхронного двигателя, перспективными являются схемы электроприводов с преобразователями частоты. Но их применение долгое время сдерживалось высокой стоимостью самих преобразователей и необходимостью наличия высококвалифицированного персонала для их наладки и обслуживания. Поэтому выбор рационального решения этой проблемы до настоящего времени является актуальным.

В работе [2] предложен электропривод вентилятора, содержащий асинхронный электродвигатель, выполненный по схеме с поворотным статором. Такой электропривод не содержит полупроводниковых преобразователей в силовом канале, регулирование частоты вращения вниз от номинальной осуществляется поворотом статора. К бесспорным достоинствам его следует отнести простоту и высокую надежность в эксплуатации. На основе анализа информации, содержащейся в источниках [1 – 6], на рисунке 1 изображены зависимости КПД различных видов регулируемых электроприводов от частоты вращения в установившихся режимах работы, в таблице 1 приведены интегральные показатели качества.

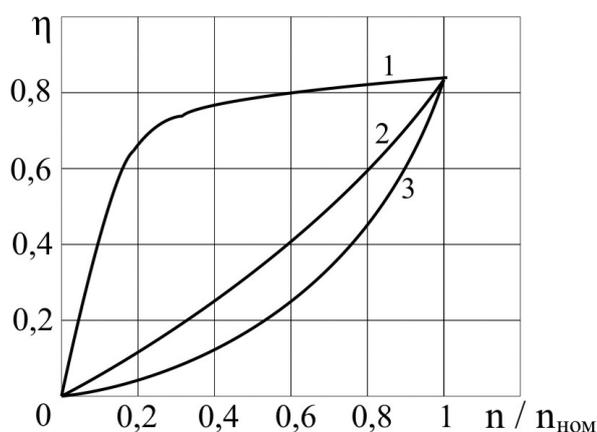


Рисунок 1 – КПД электроприводов

Таблица 1 – Показатели качества электроприводов

Интегральный показатель качества	1	2	3
Удельный вес, кг / кВт	11...13	12...14	10...11
Удельная стоимость, тыс.р. / кВт	13...15	11...12	8...9

1 – частотно-регулируемый электропривод, реализующий постоянство абсолютного скольжения; 2 – электропривод с асинхронным двигателем, имеющим поворотный статор; 3 – электропривод с тиристорным преобразователем в цепи обмотки статора.

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: η – КПД электропривода, n , $n_{ном}$ – текущая и номинальная частоты вращения вала ротора.

Исходя из данных, представленных на рисунке 1 и таблице 1, очевидно, что в наибольшей мере требованиям, предъявляемым к электроприводу вспомогательных агрегатов, соответствуют электроприводы с преобразователем частоты.

КПД электроприводов зависит не только от частоты вращения вала, момента сопротивления, но также от параметров схемы замещения, условий эксплуатации, режимов работы, установленной мощности электродвигателя и др.

В работе [3] также были проведены расчеты КПД асинхронных электродвигателей вентиляторов охлаждения электрооборудования электровозов переменного тока при частотном управлении в режиме компенсации падения напряжения в активных сопротивлениях обмотки статора, которые показали, что из-за снижения частоты вращения вала ротора электродвигателя КПД электродвигателей АНЭ225L4УХЛ2 снижается с 88 % в номинальном режиме до 53 % при частоте тока 25 Гц.

Увеличение потерь с ростом температуры, как результат увеличения активных сопротивлений обмоток, неизбежно ведет к снижению КПД: при возрастании температуры в диа-

пазоне 0... 180 °С КПД снижается с 89 до 77 %. Одновременно уменьшается и момент на валу двигателя [4].

В целом, можно принять, что КПД асинхронных машин в номинальном режиме работы находится в диапазоне от 75% для машин мощности до 0,75 кВт до значений, превышающих 95 % для машин мощности 100 кВт и больше. В это же время во всем указанном диапазоне установленных мощностей КПД полупроводниковых преобразователей частоты превышает 95 % в широком диапазоне частот вращения и нагрузочных моментов. Очевидно, что при оптимизации электроприводов допустимо не учитывать мощность потерь энергии в преобразователях.

В связи с тем, что в последнее время наметилась устойчивая тенденция к использованию частотно-регулируемых асинхронных приводов (это обусловлено многими факторами, в том числе снижением потребления энергии при внедрении таких электроприводов), авторы работы провели сравнительную оценку различных систем регулируемого электропривода с алгоритмами скалярного, векторного управления и прямого управления моментом (как наиболее перспективных и современных) с асинхронным двигателем как исполнительно-регулирующего устройства систем охлаждения. Ясно, что при этом возникает задача оценки потребления электроэнергии в процессе работы электропривода для обоснования его экономической эффективности.

При скалярном регулировании управление асинхронным двигателем осуществляется без использования информации о его текущем состоянии (ток и напряжение обмоток статора, магнитный поток в воздушном зазоре и т.д.), что соответствует отсутствию обратной связи в системе управления. При управлении с разомкнутым контуром частота вращения электродвигателя регулируется изменением частоты выходного напряжения таким образом, что реальная частота вращения вала будет определяться моментом нагрузки и выходной частотой преобразователя. Выходное напряжение зависит от частоты в соответствии с соотношением, определяемым выбранным законом регулирования. Очевидные преимущества этого способа – простота и надежность, а также отсутствие влияния изменения параметров схемы замещения асинхронного двигателя на устойчивость работы электропривода в разомкнутой системе. Недостатки – невозможность управления моментом в динамических режимах, большие колебания момента, низкая энергоэффективность.

Для получения требуемого момента M у асинхронных машин во всех режимах работы, включая динамические, необходимо обеспечить управление не только амплитудой, но и фазой вектора тока статора, т.е. оперировать векторными величинами. Этим и обусловлено введение для такого способа управления термина «векторное» в отличие от рассмотренного выше скалярного управления, основанного на изменении частоты и амплитуды питающего двигателя напряжения. Разделение тока статора на составляющие может осуществляться различными способами.

Одним из таких способов является разделение пространственного вектора тока на составляющие по положению в пространстве вектора магнитного потока ротора (рис. 2, а). Одна из этих составляющих, являющаяся проекцией вектора тока на направление вектора магнитного потока, является намагничивающим током (пропорциональна напряжению задания u_{1x}), аналогичным току возбуждения двигателя постоянного тока. Другая ортогональная составляющая вектора тока статора является составляющей (пропорциональна напряжению задания u_{1y}), образующей момент двигателя, аналогичной току якоря двигателя постоянного тока. Таким образом, для построения системы векторного управления, кроме токов i_1 в обмотках статора, необходимо измерять положение пространственного вектора магнитного потока ротора ψ_2 в асинхронном двигателе АД, а также частоту вращения вала ротора f (для этой цели служит датчик частоты вращения ДЧВ).

В середине 80-х годов прошлого столетия впервые был применен метод прямого управления моментом (DTC – direct torque control). В основе работы DTC положено поддержание постоянных значений электромагнитного момента M и потока статора ψ_1 (в пределах

петли гистерезиса), которое осуществляется выбором одного из шести ненулевых или двух нулевых векторов двухуровневого инвертора (рис. 2, б). Для формирования большего количества оптимальных векторов напряжения в последние годы начали применять трехуровневые инверторы.

В работе [7] показано, что, основываясь на измерении мгновенных значений тока и напряжения обмотки статора, возможно получить требуемые значения момента и потока за определенный промежуток времени. Вычисленный при этом вектор оптимального напряжения генерируется при помощи алгоритмов пространственно-векторной модуляции (рис. 2, в).

Другим вариантом улучшения работы системы прямого управления моментом может являться вариант, предложенный в работе [8]. В установившемся режиме работы система прямого управления моментом последовательно коммутирует нулевые и ненулевые векторы напряжений. Ненулевой вектор, как правило, выбирается для увеличения значения момента. Достигнув верхней границы петли гистерезиса, к обмотке статора прикладывается нулевой вектор напряжения и момент начинает уменьшаться. Вычислив оптимальное время для переключения между векторами напряжения, можно добиться минимизации колебаний момента (рис. 2, г).

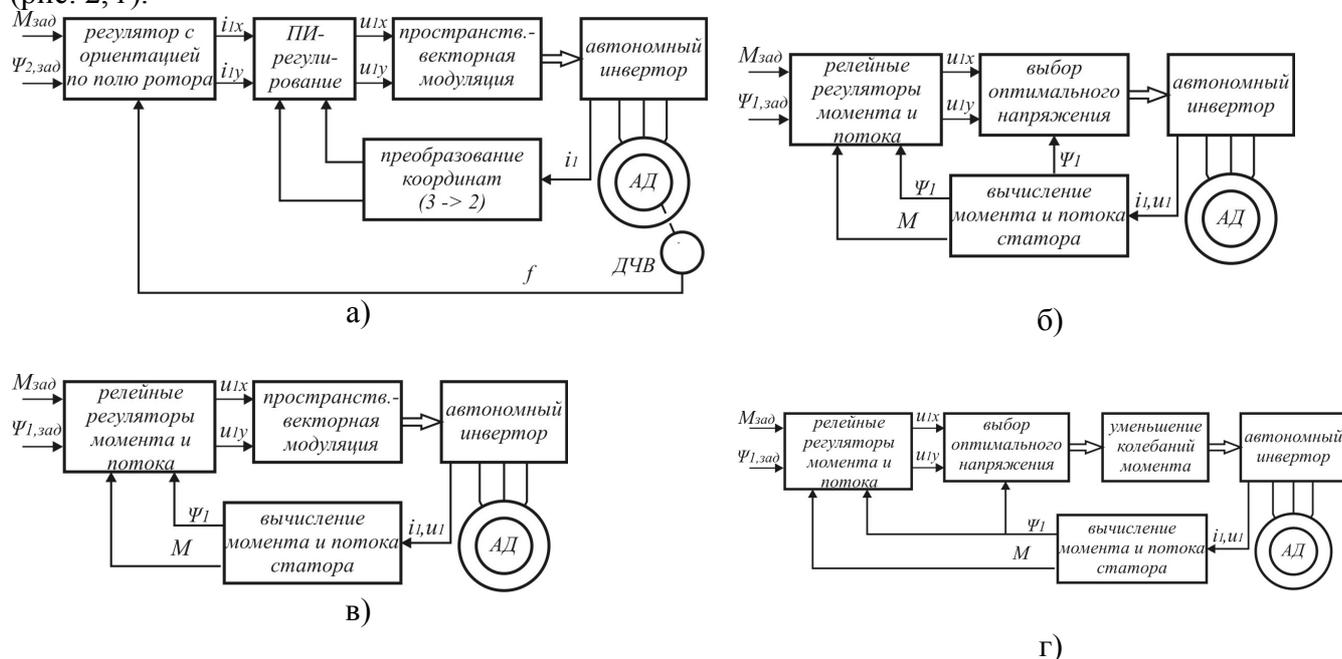


Рисунок 2 – Функциональные схемы электроприводов

(а – векторное управление с ориентацией по потокосцеплению ротора, б – прямое управление моментом, в – прямое управление моментом с пространственно-векторной модуляцией, г – прямое управление моментом с минимизацией колебаний момента)

Преимущества и недостатки способов частотного регулирования асинхронным двигателем, показанные на рисунке 2, сведены и представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Сравнительная оценка частотно-регулируемых электроприводов

Система	Преимущества	Недостатки
Рисунок 2, а	- относительно простая высокочастотная схема; - хорошо апробированная методика, используемая довольно продолжительное время	- относительно низкое быстродействие контуров из-за применения ПИ-регуляторов; - изменение параметров схемы замещения способно вызвать значительные ошибки поддержания момента и потокосцепления
Рисунок	- высокое быстродействие контура момента;	- сильное искажение фазных токов,

2, б	- относительная простота; - не требуется датчик частоты вращения	невозможность их контроля; - большие колебания момента; - переменная частота коммутации силовых ключей
Рисунок 2, в	- высокое быстродействие контура момента (эквивалентно схеме стандартного DTC); - невысокие колебания момента и искажения тока (эквивалентно схеме классического векторного управления); - постоянная частота коммутации силовых ключей; - более робастная система к изменению параметров схемы замещения, чем классическое векторное управление; - не требуется датчик частоты вращения	- алгоритм управления очень сложен, по отношению к сравниваемым вариантам. Требуется быстродействующий и высокоразрядный микропроцессор для осуществления приемлемой частоты коммутации силовых ключей
Рисунок 2, г	- высокое быстродействие контура момента; - низкие колебания момента в статических режимах работы	- гораздо большие колебания потока сцепления по отношению к алгоритму DTC; - очень сильное искажение тока

За последние полтора-два десятка лет вышло достаточно большое количество разнообразных научных работ, посвященных проблеме минимизации мощности потерь энергии в электроприводе с асинхронным двигателем [3, 4, 6, 9 – 11]. Несмотря на то, что в ряде из них получены приемлемые для практической реализации результаты, все еще нет единого общепризнанного подхода для решения проблемы. В этой связи можно выделить три наиболее популярных и широко распространенных принципа оптимизации работы асинхронного двигателя в электроприводе с полупроводниковым преобразователем частоты, направленных на повышение его энергоэффективности.

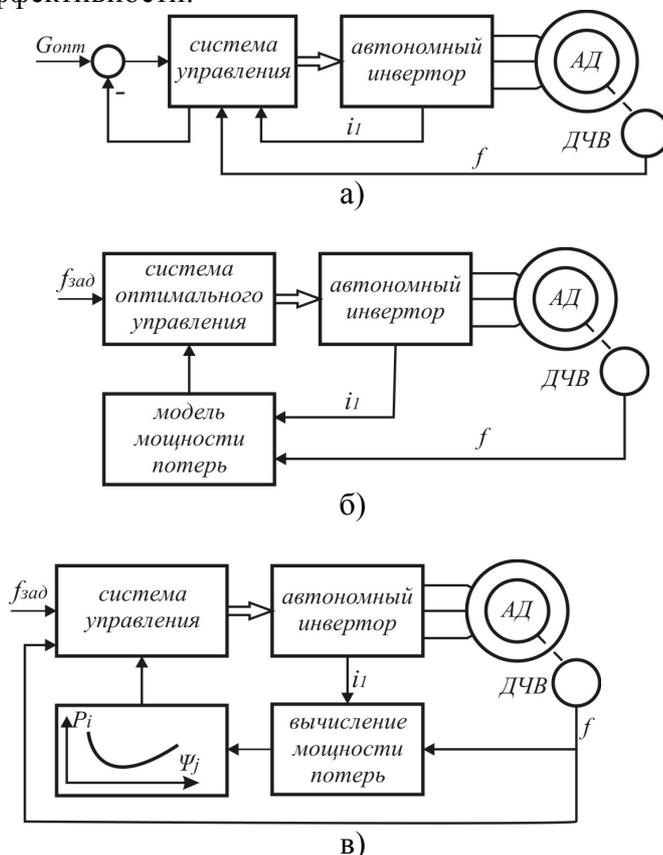


Рисунок 3 – Функциональные схемы электроприводов повышенной энергоэффективности (а – скалярный

метод, б – аналитический метод, в – поисковый метод)

Исторически первым из них является подход [9], основанный на поддержании постоянной одной из переменных асинхронной машины *Gonm* (рис. 3, а). Эта переменная измеряется или вычисляется, ее значение используется для организации обратной связи в контуре ее регулирования. Наиболее часто используемые переменные при таком варианте построения системы управления – это частота скольжения, коэффициент мощности, ток обмотки статора и др. Выбор той или иной переменной зависит от наличия необходимой измерительной базы, быстродействия и разрядности средств вычисления и т.д. Данный подход наиболее прост, однако он дает приемлемые результаты в очень узком диапазоне рабочих режимов. Также, данный подход очень чувствителен к изменениям параметров схемы замещения асинхронной машины, которые зависят, в первую очередь, от температуры обмоток и ярма, насыщения магнитной системы, частоты тока ротора. Наибольшее применение этот способ нашел при реализации скалярных систем управления, поддерживающих заданное значение абсолютного скольжения или тока статора.

Второй метод основан на использовании модели мощности потерь энергии электропривода в целом или асинхронной машины в частности (аналитический метод). Функциональная схема системы, построенной таким образом, приведена на рисунке 3, б. Данный метод является наиболее быстродействующим, т.к. параметры и настройки оптимального управления высчитываются напрямую из модели потерь [10]. Кроме того, что само вычисление оптимальных параметров – комплексная и трудоемкая задача, главной проблемой такого решения является влияние изменения параметров схемы замещения на работу электропривода.

Третий метод – поисковый – базируется на расчете оптимального режима работы в режиме реального времени (рис. 3, в). Оптимизируемая переменная – поток статора или ротора, ток статора или ротора (в зависимости от реализуемого алгоритма формирования управляющих сигналов на автономный инвертор) – дискретно с малым приращением уменьшается или увеличивается до тех пор, пока не наступит оптимальный по энергоэффективности режим работы. Данный способ является менее быстродействующим, чем второй, но обладает важным преимуществом по отношению ко всем остальным – его работа не зависит от изменения параметров асинхронного двигателя [11].

Данные методы уменьшения потерь энергии рассчитаны на статические режимы работы. В динамических процессах для тягового электропривода в первую очередь ставится задача по реализации силы тяги, предотвращению буксования и проскальзывания в условиях действующих ограничений по максимальным мощности, скорости и моменту, поэтому в этих режимах настройки, оптимизирующие потребление энергии, отключаются. В противном случае необходимо применение принципов динамического программирования, что существенно усложняет систему управления. В электроприводах вспомогательных механизмов, где переходные режимы могут быть известны заранее, возможно применение модифицированных скалярного и аналитического методов с учетом действующих ограничений. Следует отметить, что если момент сопротивления и частота вращения близки к своим номинальным значениям, то магнитный поток также близок к номинальному значению вне зависимости от того, какой метод или алгоритм управления используется. Наибольший выигрыш приведенные выше методы энергоэффективного управления асинхронным двигателем дают при работе на пониженных частотах вращения и/или с пониженными моментами сопротивления за счет регулирования в необходимых пределах магнитного потока или соответствующего тока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Космодамианский, А. С. Сравнительная оценка электроприводов вспомогательных агрегатов подвижного состава [Текст] / А. С. Космодамианский [и др.] // Электроника и электрооборудование транспорта, № 1 – 2011. – С. 31 – 34.

№2(41)2013 (апрель-июнь) Технологические машины

2. Пугачев, А. А. Регулируемый электропривод вспомогательных агрегатов подвижного состава с асинхронным двигателем, имеющим поворотный статор [Текст] / А. А. Пугачев // дисс... канд. техн. наук. – Москва. 2009. – 153 с.
3. Орленко, А. И. Энергосбережение в цепях вспомогательных машин электровозов переменного тока на основе ступенчатого управления производительностью вентиляторов [Текст] / А. И. Орленко // дисс... канд. техн. наук. – Иркутск. 2004. – 196 с.
4. Чащин, В. В. Повышение эффективности работы асинхронного тягового электродвигателя с учетом его теплового состояния [Текст] / В.В. Чащин // дисс. ... канд. техн. наук. – Москва, 2004. – 179 с.
5. Козярук, А. Е. Современное и перспективное алгоритмическое обеспечение частотно-регулируемых электроприводов [Текст] / А.Е. Козярук, В.В. Рудаков; под ред. А.Г. Народицкого. – СПб.: С.-Петербург. электро-техн. компания, 2004. – 128 с.
6. Виноградов, А. Б. Оптимизация тягового асинхронного электропривода с учетом потерь и насыщения стали [Текст] / А.Б. Виноградов [и др.] // Электроприводы переменного тока: труды международной пятнадцатой научно-технической конференции. – Екатеринбург, 2012. – С. 285 – 288.
7. Direct torque control of induction machines using space vector modulation / T.G. Habetler [et al.]//IEEE Trans. Industry Applications. Vol. 28, No. 5, Sept/Oct 1992.
8. New direct torque control of induction motor for minimum torque ripple and constant switching frequency / J-K. Kang and S-K. Sul // IEEE Trans. Industry Applications, Vol. 35, No. 5, Sept/Oct 1999
9. An efficiency-optimization controller for induction motor drives / M.E.H. Benbouzid, N.S. Nait Said // IEEE Power Engineering Review, Vol. 18, Issue 5, pp. 63 –64, 1998.
10. Robust DSP-based efficiency optimization of variable speed induction motor drive / S.N. Vukosavic, E Levi // IEEE Transaction of Ind. Electronics, Vol.50, No.3, pp. 560-570, 2003
11. Adaptive Fuzzy Controller for Efficiency Optimization of Induction Motors / D.A. Sousa [et al] // IEEE Transaction on Industrial Electronics, Vol. 54, No.4, pp. 2157-2164, 2007.

Космодамианский Андрей Сергеевич

Российская открытая академия транспорта (филиал МГУПС) (РОАТ МИИТ)
Адрес: 125808, г. Москва, ул. Часовая, 22/2
Д-р техн. наук, зав. кафедрой «Тяговый подвижной состав» РОАТ МИИТ

Воробьев Владимир Иванович

Брянский государственный технический университет (БГТУ)
Адрес: 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, д. 7
Канд. техн. наук, доцент кафедры «Локомотивы»
E-mail: alexander-pugachev@rambler.ru

Пугачев Александр Анатольевич

Брянский государственный технический университет (БГТУ)
Адрес: 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, д. 7
Канд. техн. наук, доцент кафедры «ЭРЭиЭС»
E-mail: alexander-pugachev@rambler.ru

Волохов Г.П.

A. S. KOSMODAMIANSKIY, V. I. VOROBIEV, A. A. PUGACHEV, G. P. VOLOHOV

ANALYSIS OF ELECTRIC POWER AND ORDERING LOCOMOTIVES

The article deals with the survey of some different electric drives kinds appropriated for using the tractive rolling stock. The comparative assessment of the various electric drives are presented. The techniques to minimize power loss of electric drives with induction motors and frequency converters are shown.

Key words: induction motor, electric drive, tractive rolling stock, power loss minimization

BIBLIOGRAPHY

1. Kosmodamianskiy, A. S. Sravnitel'naya otsenka elektroprivodov vspomogatel'nykh agregatov podvizhnogo sostava [Tekst] / A. S. Kosmodamianskiy [i dr.] // Elektronika i elektrooborudovanie transporta, № 1 - 2011. - S. 31 - 34.

2. Pugachev, A. A. Reguliruemyy elektroprivod vspomogatel'nykh agregatov podvizhnogo sostava s asinkhronnym dvigatelyem, imeyushchim povorotnyy stator [Tekst] / A. A. Pugachev // diss... kand. tekhn. nauk. - Moskva. 2009. - 153 s.
3. Orlenko, A. I. Energoberezhenie v tsepyakh vspomogatel'nykh mashin elektrovozov peremennogo toka na osnove stupenchatogo upravleniya proizvoditel'nost'yu ventilyatorov [Tekst] / A. I. Orlenko // diss... kand. tekhn. nauk. - Irkutsk. 2004. - 196 s.
4. Chashchin, V. V. Povyshenie effektivnosti raboty asinkhronnogo tyagovogo elektrodvigatelya s uchetoм ego teplovogo sostoyaniya [Tekst] / V.V. Chashchin // diss. ... kand. tekhn. nauk. - Moskva, 2004. - 179 s.
5. Kozyaruk, A. E. Sovremennoe i perspektivnoe algoritmicheskoe obespechenie chastotno-reguliruemyykh elektroprivodov [Tekst] / A.E. Kozyaruk, V.V. Rudakov; pod red. A.G. Naroditskogo. - SPb.: S.-Peterb. elektro-tekhn. kompaniya, 2004. - 128 s.
6. Vinogradov, A. B. Optimizatsiya tyagovogo asinkhronnogo elektroprivoda s uchetoм poter' i nasyshcheniya stali [Tekst] / A.B. Vinogradov [i dr.] // Elektroprivody peremennogo toka: trudy mezhdunarodnoy pyatna-dtsatoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. - Ekaterinburg, 2012. - S. 285 - 288.
7. Direct torque control of induction machines using space vector modulation / T.G. Habetler [et al.]//IEEE Trans. Industry Applications. Vol. 28, No. 5, Sept/Oct 1992.
8. New direct torque control of induction motor for minimum torque ripple and constant switching frequency / J-K. Kang and S-K. Sul // IEEE Trans. Industry Applications, Vol. 35, No. 5, Sept/Oct 1999
9. An efficiency-optimization controller for induction motor drives / M.E.H. Benbouzid, N.S. Nait Said // IEEE Power Engineering Review, Vol. 18, Issue 5, pp. 63 -64, 1998.
10. Robust DSP-based efficiency optimization of variable speed induction motor drive / S.N. Vukosavic, E Levi // IEEE Transaction of Ind. Electronics, Vol.50, No.3, pp. 560-570, 2003
11. Adaptive Fuzzy Controller for Efficiency Optimization of Induction Motors / D.A. Sousa [et al] // IEEE Transaction on Industrial Electronics, Vol. 54, No.4, pp. 2157-2164, 2007.

Kosmodamianskiy Andrew Sergeevich

Russian Academy of open transport (branch MGUPS) (ROAP MIIT)

Address: 125808, Moscow, ul. Hourly, 22/2

Dr. Sc. sciences and head. Department "Traction rolling stock" ROAP MIIT

Vorobiev Vladimir Ivanovich

Bryansk State Technical University (State Technological University)

Address: 241035, Bryansk, parkway 50th anniversary of October, 7

Candidate. tehn. , Associate Professor of the Department "Locomotives"

E-mail: alexander-pugachev@rambler.ru

Pugachev Alexander Anatolievich

Bryansk State Technical University (State Technological University)

Address: 241035, Bryansk, parkway 50th anniversary of October, 7

Candidate. tehn. , Associate Professor of the Department "EREiES"

E-mail: alexander-pugachev@rambler.ru

Н. В. ПОЛЯКОВ, Д. А. ПОПОВ, Е. В. СНЯТКОВ

АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ ТРЕНИЯ ПРИ ПОВТОРНО-КРАТКОВРЕМЕННЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

В статье авторами рассматривается проблема тепловыделения во время фрикционного взаимодействия пар трения при повторно-кратковременных торможениях. Предлагается вариант аналитической модели определения температуры контактирующих поверхностей с учетом отдачи тепла в окружающую среду. Модель показала работоспособность на различных режимах торможения.

Ключевые слова: трение, тепловыделение, поверхностная температура.

Актуальность тепловых расчётов тормозов, в том числе и тормозов дорожно-строительных машин не требует доказательств. При этом методы тепловых расчётов наиболее полно разработаны для однократных торможений [1-3]. Тепловые процессы при повторно-кратковременных торможениях менее изучены в основном из-за их сложности.

В настоящей статье сделана попытка аналитического определения максимальной температуры поверхностей трения тормозов при повторно-кратковременных торможениях.

Если рассмотреть задачу взаимодействия пятна контакта с полупространством, то такую ситуацию можно смоделировать как взаимодействие полубесконечного стержня с полупространством. В том случае, когда теплообмена с окружающей средой, подчиняется закону Ньютона, количество тепла, теряемого стержнем, рассчитанное на единицу длины и времени равно:

$$F_0 = h(u - \theta),$$

где: $\theta(x, t)$ – температура окружающей среды, как правило, принимается равной нулю;
 h – коэффициент теплообмена материала стержня с окружающей средой.

Будем рассматривать случай, когда параметры материала стержня не зависят от температуры и стержень является однородным, то есть в этом случае уравнение теплопроводности для стержня полубесконечной длины запишется в виде:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \alpha u + f(x, t),$$

где: $a^2 = \frac{k^2}{c^2 \rho^2}$;

$$a = \frac{h}{c\rho};$$

$$f(x, t) = \frac{F(x, t)}{c\rho};$$

$F(x, t)$ – плотность источников тепла на поверхности стержня;

k, c, ρ – физические параметры стержня.

При постоянных коэффициентах уравнения теплопроводности исходное уравнение подстановкой

$$u = e^{-\alpha t} v,$$

приводится к уравнению теплопроводности канонического типа

$$\frac{\partial v}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + f(x, t).$$

В процессе однократного торможения происходит практически мгновенный выброс некоторого количества тепловой энергии, которая распределяется между стержнем и полупространством пропорционально теплофизическим характеристикам их материалов. Это означает, что в произвольный момент времени t_0 в сечении $x = 0$ приложен точечный источник тепла. Для задачи о стержне плотность источников тепла на поверхности стержня будет задаваться функцией вида

$$F(x, t) = Q_0 \delta(x) \delta(t - t_0),$$

где: $\delta(x)$ и $\delta(t - t_0)$ – дельта-функция.

Тогда уравнение теплопроводности запишется в виде

$$\frac{\partial v}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{Q_0}{c\rho} \delta(x) \delta(t - t_0).$$

Найдем решение этого уравнения при нулевом начальном условии

$$v(x, 0) = 0.$$

Согласно [1] решение данного уравнения имеет вид

$$v(x, t) = \frac{Q_0}{2c\rho\sqrt{\pi a^2(t - t_0)}} e^{-\frac{x^2}{4a^2(t - t_0)}}. \quad (1)$$

Согласно полученного решения в точке $t = t_0$, наблюдается неопределенность. Раскрывая неопределенность, находим предел и получаем значение $v(x, t)$ в данной точке

$$v(x, t) = \lim_{t \rightarrow t_0} \frac{Q_0}{2c\rho\sqrt{\pi a^2(t - t_0)}} e^{-\frac{x^2}{4a^2(t - t_0)}} = \frac{Q_0}{2c\rho\sqrt{\pi a^2}}. \quad (2)$$

Процесс повторно-кратковременного торможения представляет собой многократное последовательное воздействие на тормозную систему. Будем считать, что за однократное нажатие тормоза происходит мгновенное выделение некоторого количества тепла в зоне контакта. Распределение температуры при этом будет описываться выражением (1) с температурой в начальный момент времени определяемой выражением (2). За несколько нажатий тормоза произойдет выделение тепла в моменты этих нажатий, которые обозначим через t_i . Согласно принципу суперпозиции [3] температурное поле за n нажатий будет определяться выражением

$$v(x, t) = \sum_{i=1}^n H(t - t_i) \left(\frac{Q_0}{2c\rho\sqrt{\pi a^2(t - t_i)}} e^{-\frac{x^2}{4a^2(t - t_i)}} \right), \quad (3)$$

где: $H(t - t_i)$ – единичная функция, равная 1, если ее аргумент положителен или равен 0 и нулю в противном случае.

На рисунке 1 приведен пример расчета температурного поля по формуле (3), то есть в данном случае рассеиванием тепла с поверхности фрикционной пары пренебрегали. Для примера физические параметры материала принимаются следующие: $\rho = 7800 \text{ кг / м}^3$; $c = 400$

Н / м · град; $Q_0 = 4000000$ Дж / м². Первое нажатие тормоза происходит при $t_1 = 0$; последующие с интервалом в 5 с всего осуществлялось пять нажатий, то есть $n = 5$.

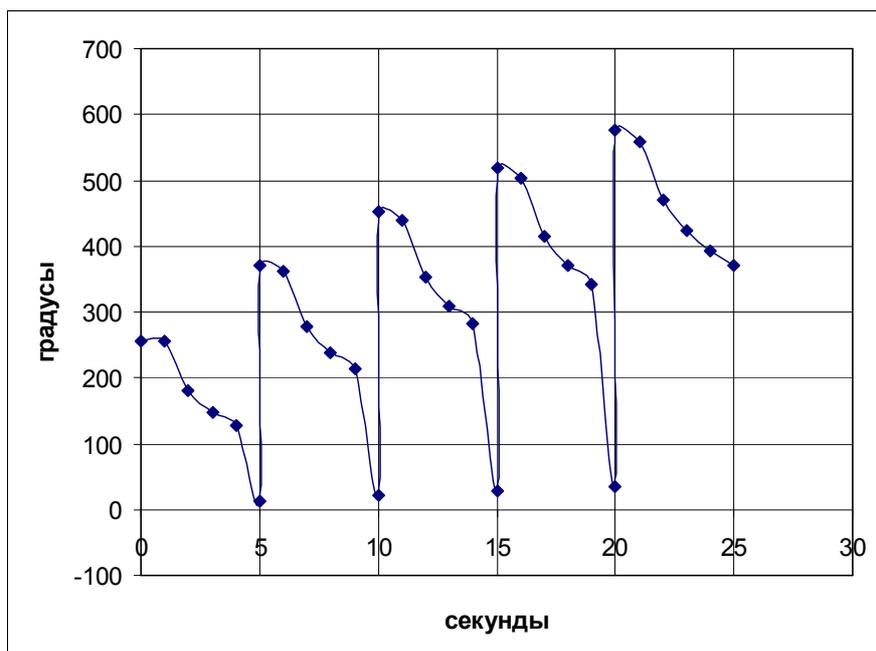


Рисунок 1 – Результаты расчёта температуры по формуле (3) при $n = 5$

Рассмотрим влияние рассеивания тепла в процессе фрикционного контакта, то есть воспользуемся выражением (1). В этом случае выражение (3) примет вид

$$v(x, t) = \sum_{i=1}^n H(t - t_i) \cdot e^{-\alpha(t-t_i)} \left(\frac{Q_0}{2c\rho\sqrt{\pi a^2(t-t_i)}} e^{-\frac{x^2}{4a^2(t-t_i)}} \right). \quad (4)$$

Для того же материала пример расчета температурного поля по формуле (4) представлен на рисунке 2.

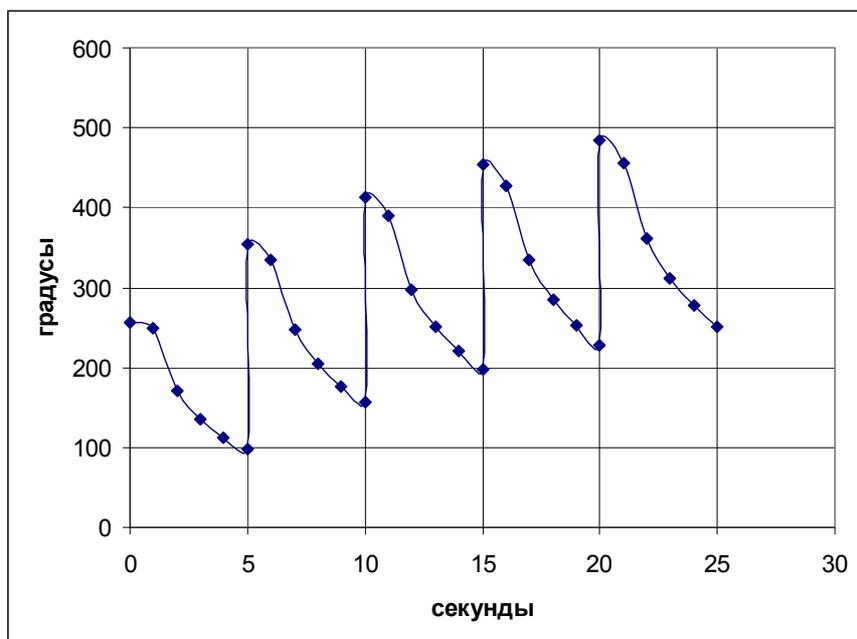


Рисунок 2 – Результаты расчёта температуры по формуле (4) при $n = 5$

На рисунке 3 приведен пример расчета температурного поля по формуле (4), то есть с учетом рассеивания тепла с поверхности фрикционной пары. Физические параметры материала те же, что и предыдущем примере, только нажатие тормоза происходит с интервалом в 10.

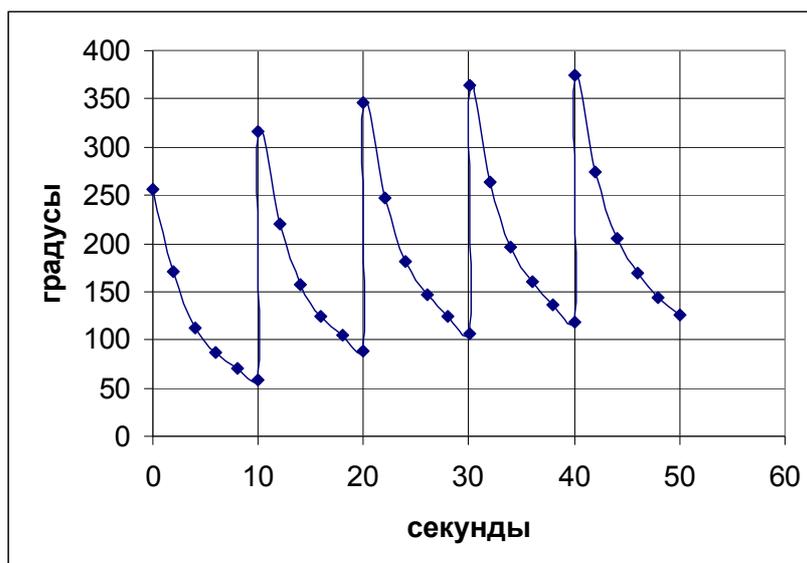


Рисунок 3 – Результаты расчёта температуры по формуле (4) с интервалом торможения 10 с

В случае неперiodического нажатия тормоза в моменты времени $t_i = 0; 7; 18; 24; 33$ с, распределение температурных полей при тех же исходных данных приведено на рисунке 4.

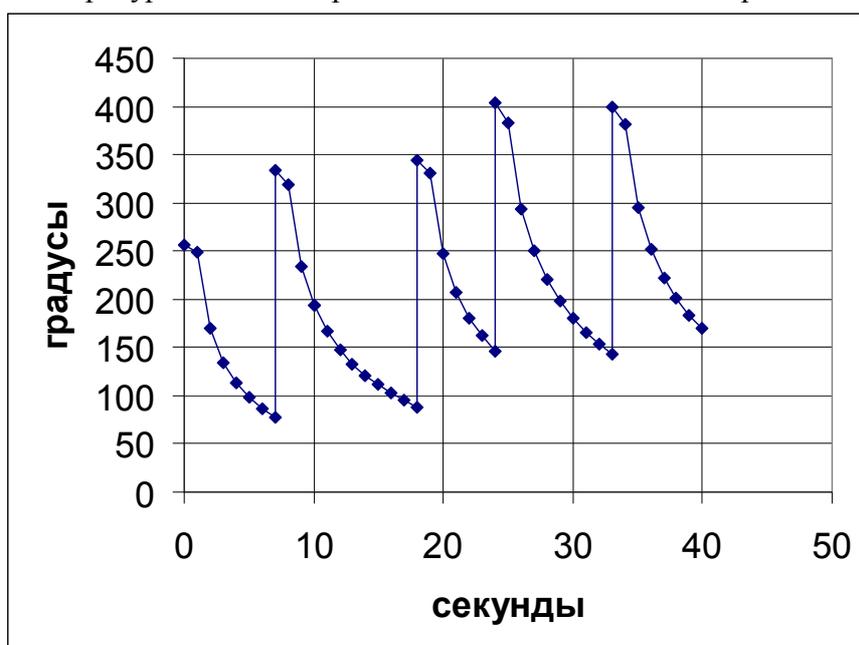


Рисунок 4 – Результаты расчёта температуры по формуле (4) в случае неперiodического нажатия $t_i = 0; 7; 18; 24; 33$ с

Из рисунков 2-4 видно, что формула (4) показывает свою работоспособность при различных условиях тепловыделения и охлаждения.

Предлагаемое аналитическое решение может быть использовано для расчета температур поверхностей трения тормозных узлов автотракторной и авиационной техники при повторно-кратковременных торможениях

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чичинадзе, А. В. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар [Текст] / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург, З. В. Игнатъева. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
2. Поляков, Н. В. К вопросу расчета теплонагруженности фрикционного контакта при повторно-кратковременных торможениях [Текст] / Н. В. Поляков, Д. А. Попов, Е. В. Снятков // Мир транспорта и технологических машин, 2012. - №1(36).- С. 31-35.

3. Polyakov, N. V. Calculation-experiment definition of calorific intensity of the stopping bracings of tractor T-330 – in book Decision problems of heat dynamics and modeling of friction and wear [Text]/ N. V. Polyakov, A. V. Chichinadze. – M., Nauka, 1980. – 6 s.

Поляков Николай Викторович,

Воронежская государственная лесотехническая академия
Адрес: 394087, г.Воронеж, ул. Тимирязева, д. 8
Канд. техн. наук, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин
Тел.: +7 (473) 2565089

Попов Дмитрий Анатольевич

Воронежская государственная лесотехническая академия
Адрес: 394087 г.Воронеж, ул. Тимирязева, д. 8
Канд. техн. наук, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин
Тел.: +7 (960) 1132145
E-mail: qaz.7@mail.ru

Снятков Евгений Вячеславович

Воронежская государственная лесотехническая академия
Адрес: 394087, г.Воронеж, ул. Тимирязева, д. 8
Канд. техн. наук, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин
Тел.: +7 (920) 2281159

N. I. POLYAKOV, D. A. POPOV, E.V. SNYATKOV

ANALYTICAL CALCULATION OF CALORIFIC INTENSITY OF FRICTION AFTER REBREAKINGS

In the article the author looks into the problem of the heat intensity during friction contact in short breakings. The variant of analytical determination of surface temperature considering a heat return in the environment is presented.

Keywords: friction, heat intensity, surface temperature, heat return.

BIBLIOGRAPHY

1. Chichinadze, A. V. Raschet, ispytanie i podbor friktsionnykh par [Tekst] / A. V. Chichinadze, E. D. Braun, A. G. Ginzburg, Z. V. Ignat'eva. - M.: Nauka, 1979. - 268 s.
2. Polyakov, N. V. K voprosu rascheta teplonagruzhennosti friktsionnogo kontakta pri povtorno-kratkovremennykh tormozheniyakh [Tekst] / N. V. Polyakov, D. A. Popov, E. V. Snyatkov // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin, 2012. - №1(36).- S. 31-35.
3. Polyakov, N. V. Calculation-experiment definition of calorific intensity of the stopping bracings of tractor T-330 - in book Decision problems of heat dynamics and modeling of friction and wear [Text]/ N. V. Polyakov, A. V. Chichinadze. - M., Nauka, 1980. - 6 s.

Polyakov Nicolay Victorovich

Voronezh forest academy
Adress: 394087, Voronezh, Timirazeva st., 8
Dr. Sc. (Tech.), Dos.
Tel.: +7 (473) 2565089

Popov Dmitry Anatolevich

Voronezh forest academy
Adress: 394087, Voronezh, Timirazeva st., 8
Dr. Sc. (Tech.) Dos
Tel: +7 (960) 1132145
E-mail: qaz.7@mail.ru

Snyatkov Evgeny Vacheslavovich

Voronezh forest academy
Adress: 394087, Voronezh, Timirazeva st., 8
Dr. Sc. (Tech.) Dos
Tel: +7 (920) 2281159

Л.А. САВИН, Д.О. БАЗЛОВ, Р.Н. ПОЛЯКОВ

БАЗОВЫЕ ПРИНЦИПЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АДАПТИВНЫХ ОПОР РОТОРОВ

Сделан анализ возможностей совершенствования роторных машин агрегатов путем применения подшипниковых узлов с изменяемыми в процессе работы функциональными характеристиками. Предложена классификация адаптивных опор роторов в зависимости от вида управления, физических и конструктивных признаков. Рассмотрены особенности функционирования и применения различных видов саморегулируемых и активно управляемых опор.

Ключевые слова: адаптивные опор; саморегулирование; надежность; роторные машины; подшипники качения; подшипники скольжения; электромагнитные опоры.

Практически все машинные агрегаты транспортных и технологических комплексов имеют в своем составе узлы вращения с опорными элементами, обеспечивающими постоянство положения ротора относительно корпуса, передачу радиальных и осевых сил, демпфирование колебаний, а также минимальный уровень энергетических потерь на трение. В значительной мере работоспособность, прежде всего, быстроходных машин зависит от способности опор роторов выполнять свои функции на переходных и нерасчетных режимах, включая этапы пуска и останова, переход через резонансные частоты, зоны нелинейных колебаний. Следует заметить, что все традиционные виды подшипников не могут в полной мере обеспечить всего комплекса требований к опорам высокооборотных роторов. В частности, подшипники качения стандартного и специального исполнения имеют ограниченную предельную быстроходность ($D_0 \times n \leq 2 \cdot 10^6$ мм·об/мин) и низкую демпфирующую способность, что затрудняет их применение в условиях высоких частот вращения ($n \geq 0,5 \dots 1$ кГц), значительных нагрузок и ресурса. Особая сложность применения этих подшипников связана с решением вопросов смазки и охлаждения при работе с криогенными средами и высокотемпературными расплавами, а также в условиях возможного ударного или динамического нагружения и функционирования на закритических скоростях. Подшипники скольжения жидкостного трения, имея практически неограниченный ресурс, быстроходность и высокие динамические качества, не обеспечивают высоких КПД и безизносности рабочих поверхностей на переходных режимах.

Роторные машины новых поколений, в частности, турбонасосы и компрессоры транспортных средств, турбодетандеры технологических установок требуют появления нетрадиционных подходов к созданию опорных узлов. Под адаптивной опорой ротора понимается подшипниковый узел, который может в режиме автоматического или саморегулирования изменять функциональные характеристики, включая грузоподъемность, потери мощности на трение и прокачку, расход смазочного материала, демпфирующую способность и возможность гасить различные виды нелинейных колебаний (табл. 1).

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки эти опоры в общем случае разделяются на радиальные, осевые (упорные) и радиально-осевые. Изменение параметров (переключение режимов) может происходить под действием центробежных, электромагнитных или гидравлических сил, упругих деформаций, эффектов памяти формы, пьезоэлектрических, магнитострикционных, электродинамических явления и т.д. Обобщенная классификация адаптивных опор роторов приведена на рисунке 1.

Гидродинамические подшипники можно также рассматривать как саморегулируемую систему, в которой при уменьшении минимального зазора (толщины смазочной пленки) происходит увеличение давления в несущем слое и подъемной силы, что приводит к дополнительному всплытию вала. Адаптивные возможности гидродинамического подшипника, однако, на этом ограничиваются. Дело в том, что с повышением температуры смазки в ре-

зультате тепловыделения уменьшается вязкость, а следовательно несущая способность и минимальный зазор.

Таблица 1 – Параметры адаптации

№	Параметр	Обозначение	Размерность
1	Предельная быстроходность	$[D_0 \times n]$	мм·об/мин
2	Грузоподъемность	W	H
3	Ресурс / Долговечность	L / L _h	млн. об. / час
4	Расход смазочного материала	Q	м ³ /час
5	Потери мощности / Момент трения	$\Delta N / T_{тр}$	Вт / Н·м
6	Коэффициенты жесткости и демпфирования	C _{ij} / B _{ij}	H/м H·м/с
7	Предел устойчивости	n*	об/мин

В лепестковых газодинамических (рис. 2) подшипниках режим саморегулирования обеспечивается упругими деформациями лепестков или поворотом подвижных сегментов под действием гидродинамических, гравитационных и инерционных сил [1]. Электромагнитные подшипники (рис. 3) по своей природе обладают свойством адаптации и обеспечивают на программном уровне с использованием силовой электроники необходимое положение вращающегося ротора относительно неподвижных частот [2, 3]. Эти виды опор имеют сравнительно невысокую несущую способность, но при этом могут приспособиться к возникновению бигармонических колебаний и обеспечить устойчивое вращение ротора.

Отдельную группу составляют опоры роторов с активным управлением, принципиальная структурно-функциональная схема которых (рис. 3) содержит обратную связь и включает информационно-измерительную систему с сенсорными элементами (как правило, датчики перемещений), систему управления на основе программного комплекса и вычислительного устройства, а также исполнительные механизмы, формирующие силовое воздействие на опорную часть вала. В настоящее время находят практическое применение активные магнитные подшипники (АМП), в которых отсутствует система смазки, износ элементов и потери на трение. Однако ёмкая по массогабаритам силовая электроника позволяет использовать эти опоры в основном в стационарных агрегатах. Следует заметить, что теоретическому и экспериментальному исследованию АМП уделяется в современной науке значительное внимание [4].

Можно констатировать повышение интереса к активным гидростатическим подшипникам, которые позволяют радикально повысить точность металлорежущих станков, надежность и ресурс тяжелых энергетических агрегатов, а также динамические качества высокоскоростных турбомашин. Исследование опор роторов с активным управлением является достаточно перспективным направлением, но задачи данной публикации не предполагали подробное описание данной темы. Это относится также к представленным на рисунке 1 адаптивным опорам с управляемыми параметрами демпфирования.

НАПРАВЛЕНИЕ НАГРУЗКИ



СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ



ФИЗИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ АДАПТАЦИИ



СТРУКТУРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА



Рисунок 1 – Адаптивные опоры роторов

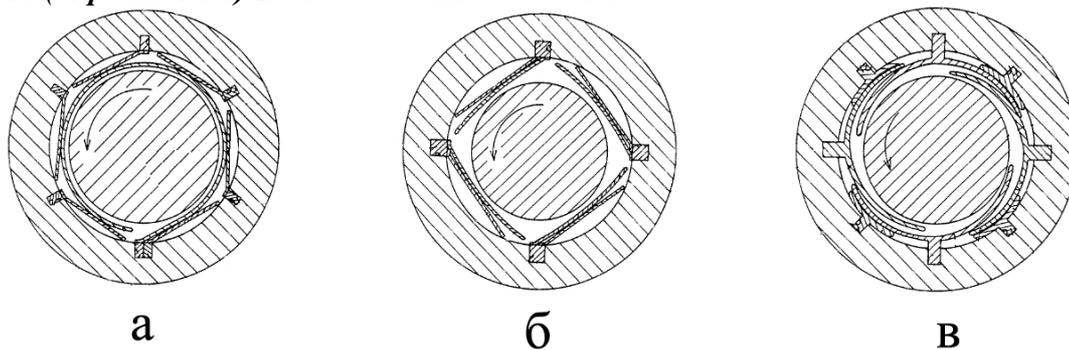


Рисунок 2 – Конструкции лепестковых газодинамических подшипников

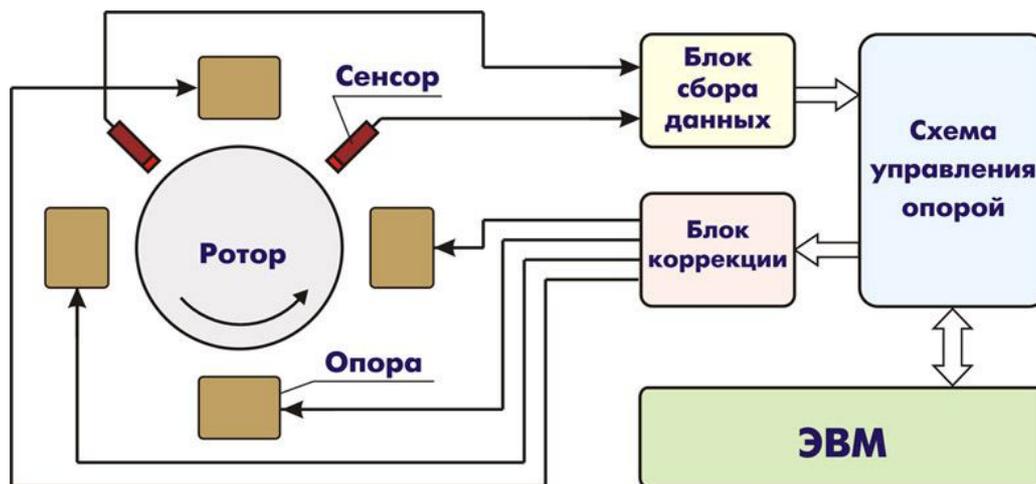


Рисунок 3 – Схема активного магнитного подшипника

Рассмотрим конструктивные особенности и принципы функционирования комбинированных опор, содержащих подшипники качения и скольжения, а также механизмы переключения центробежного и гидростатического типа [4]. Основная идея этих подшипниковых узлов заключается в возможности осуществлять пуск и останов роторной машины на подшипниках качения, обеспечивающих минимальный момент трения и отсутствие износа, с последующим переходом при определенной скорости вращения или давлении питания смазочного материала на работу только с подшипниками жидкостного трения. Это позволяет обеспечить практически неограниченный ресурс и предельную быстроходность.

Адаптивные комбинированные опоры с автоматическим переключением на основе центробежного эффекта могут иметь различные конструктивные исполнения. Один из вариантов предполагает использование упругих эллиптических втулок с различными инерционными характеристиками в окружном направлении (рис. 4).

Комбинированная опора состоит из корпуса 1, в котором установлены подшипник качения 2, втулка подшипника скольжения 3 и фрикционное кольцо 4, которое запрессовано во внутреннее кольцо подшипника качения 2. С помощью штифтов 5 на шейке вала 7 устанавливается упругое эллиптическое равножесткое кольцо 6 к которому, в местах отверстий для штифтов 5, привариваются центробежные грузы 8. При монтаже упругое эллиптическое равножесткое кольцо 6 в результате деформации входит во фрикционное кольцо 4 и прижимается к его внутренней поверхности.

Устройство работает следующим образом: при запуске машины центрирование шейки вала 7 и передача нагрузки на корпус 1 осуществляется через упругое эллиптическое равножесткое кольцо 6 и подшипник качения 2, внутри которого установлено фрикционное кольцо 4. В это время между ними нет относительного перемещения, а момент трения в подшипнике преодолевается за счет сил сцепления, возникающих при монтажном сжатии упомянутого упругого равножесткого кольца 6. С увеличением скорости вращения вала 7 происходит деформация упругого равножесткого кольца 6 под действием центробежных сил в направлении

ях расположения центробежных грузов 8. При этом фрикционное кольцо 4, теряет сцепление с упругим равножестким кольцом 6 и может вращаться с меньшей частотой. При последовательном расположении подшипника скольжения 3 и подшипника качения 2 последний в этом случае фактически выключается из работы, а передача нагрузки и центрирование шейки вала 7 осуществляется посредством смазочного слоя подшипника скольжения 3.

Подобным образом работает адаптивная комбинированная опора с центробежными переключателями (рис. 5) с тем отличием, что центрирование вала в подшипниках качения происходит посредством подпружиненных колодок. На основном режиме под действием центробежных сил колодки отжимаются и передача нагрузки с вала на корпус осуществляется через смазочный слой гидродинамического подшипника, то есть происходит структурная адаптация опорного узла.

На рисунке 6 представлена адаптивный гидростатический подшипник с активным программным управлением по давлению [5], в котором система управления реагирует на смещение оси вала от оси подшипника и стремится путем корректирующих пульсаций давления вернуть вал в стабильное положение.

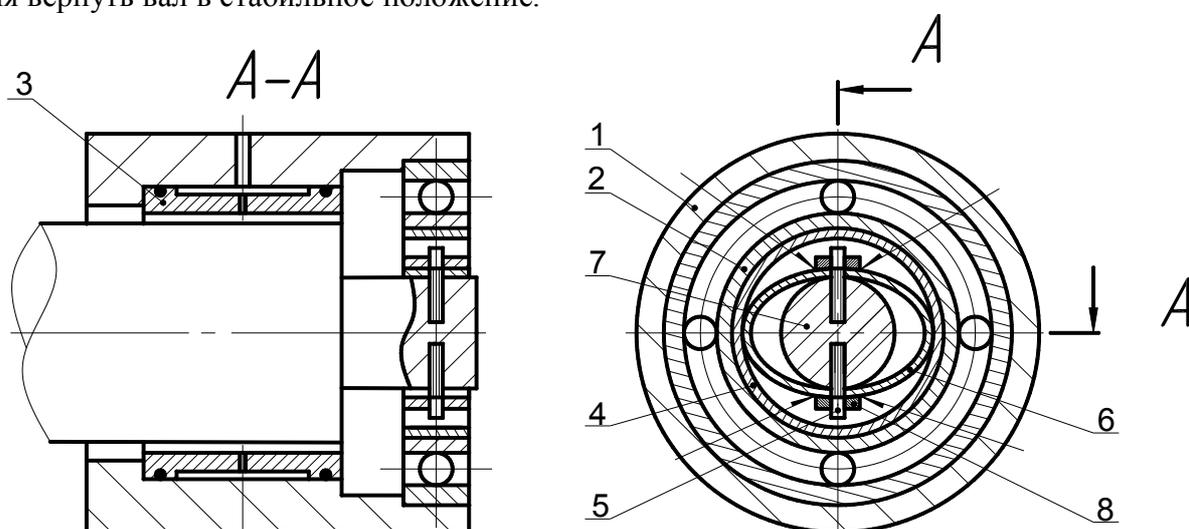


Рисунок 4 – Адаптивная комбинированная опора с упругой втулкой

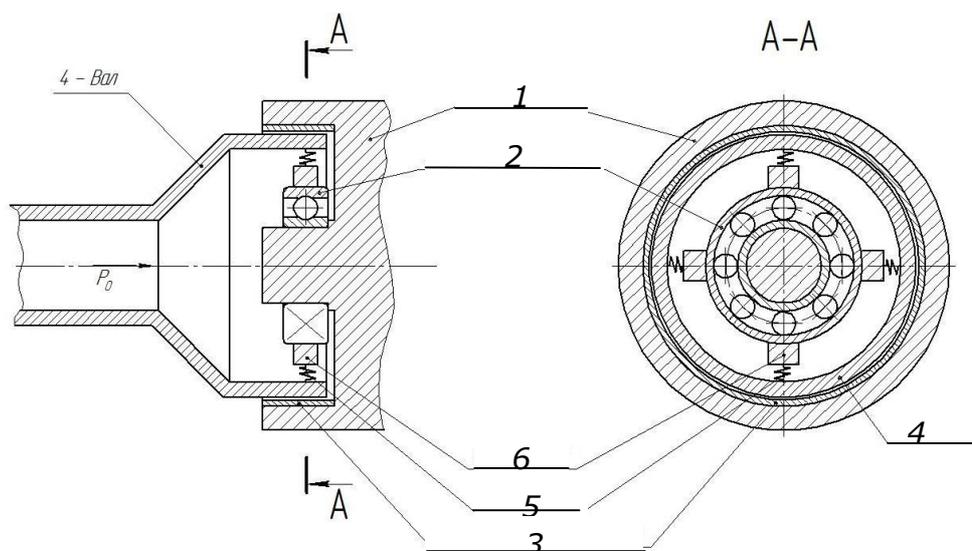


Рисунок 5 – Адаптивная комбинированная опора с центробежными переключателями
 1 – корпус; 2 – подшипник качения; 3 – гидродинамический подшипник; 4 – цапфа ротора;
 5 – пружины; 6 – колодки

Можно сделать вывод о том, что адаптивные опорные узлы позволяют существенно повысить работоспособность роторной системы, увеличить ресурс опорного узла, способность выполнять свои функций в условиях возникновения аварийных ситуаций. Более детальному изучению, моделированию и анализу полученных результатов будут посвящены следующие работы авторов.

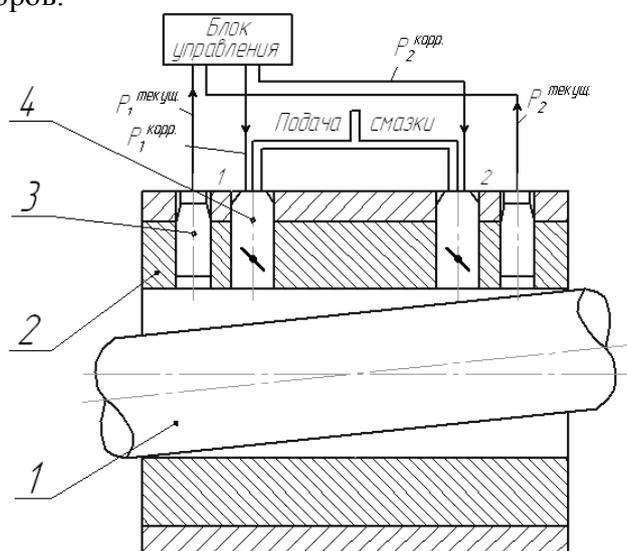


Рисунок 6 – Мехатронная опора скольжения
1 – вал; 2 – корпус подшипника скольжения; 3 – датчики давления;
4 – управляемые дроссели

Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.0430.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Савин, Л. А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения [Текст]: монография / Л. А. Савин, О. В. Соломин. М.:Машиностроение-1, 2005 г. – 320 с.
2. Журавлев, Ю. Н. Активные магнитные подшипники. Теория, расчет, применение [Текст] / Ю. Н. Журавлев // Политехника – 2003. ISBN 5-7325-0655-1. 206 с.
3. Савин, Л. А. Активные магнитные подшипники: принципы функционирования и моделирования [Текст] / Л. А. Савин, О. В. Соломин, Л. В. Дорофеев // «Мехатроника, автоматизация, управление» №2, 2009. С. 33-37.
4. Поляков, Р. Н. Динамические качества и ресурс комбинированных опорных узлов [Текст]: монография / Р. Н. Поляков // Издательство LAP Lambert Academic Publishing GmbH & Co. KG Heinrich-Bocking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Germany. ISBN: 978-3-659-14623-7. Saarbrücken 2012. – 161 с.
5. Савин Л.А., Шутин Д.В., Поляков Р.Н. Алгоритмы управления мехатронными гидростатическими подшипниками [Текст] / Л. А. Савин, Д. В. Шутин, Р. Н. Поляков // 7-я Международная конференция «Мехатронные системы и материалы», Каунас, Литва, 2011. – С. 111-112.

Савин Леонид Алексеевич

ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
Адрес: 302019, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Д-р техн. наук, зав. кафедрой «Мехатроника и международный инжиниринг»
E-mail: savin@ostu.ru

Поляков Роман Николаевич

ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
Адрес: 302019, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Канд. техн. наук, доцент кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»
E-mail: pmpl@ostu.ru

Базлов Денис Олегович

ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
Адрес: 302019, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Старший преподаватель кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»

L. A. SAVIN, R. N. POLYAKOV, D. O. BAZLOV

THE BASIC PRINCIPLES OF ADAPTIVE BEARINGS FUNCTIONING

The possibilities of rotor machines and units improvement by means of application of bearings with alterable functional characteristics are analyzed. The adaptive bearings classification based on control types, physical and constructive features is offered. The features of functioning and applying different types of self-regulated and active bearings are considered.

Keywords: *adaptive bearings, self-regulation, reliability, rotor machines, rolling bearings, sliding bearings, electromagnetic bearings*

BIBLIOGRAPHY

1. Savin, L. A. Modelirovanie rotornykh sistem s oporami zhidkostnogo treniya [Tekst]: monografiya / L. A. Savin, O. V. Solomin. M.: Mashinostroenie-1, 2005 g. - 320 s.
2. ZHuravlev, YU. N. Aktivnye magnitnye podshipniki. Teoriya, raschet, primeneniye [Tekst] / YU. N. ZHuravlev // Politehnika ? 2003. ISBN 5-7325-0655-1. 206 s.
3. Savin, L. A. Aktivnye magnitnye podshipniki: printsipy funktsionirovaniya i modelirovaniya [Tekst] / L. A. Savin, O. V. Solomin, L. V. Dorofeev // "Mekhatronika, avtomatizatsiya, upravleniye" №2, 2009. S. 33-37.
4. Polyakov, R. N. Dinamicheskie kachestva i resurs kombinirovannykh opornykh uzlov [Tekst]: monografiya / R. N. Polyakov // Izdatel'stvo LAP Lambert Academic Publishing GmbH & Co. KG Heinrich-Bocking-Str. 6-8, 66121 Saarbrucken, Germany. ISBN: 978-3-659-14623-7. Saarbrucken 2012. 161 s.
5. Savin L.A., Shutin D.V., Polyakov R.N. Algoritmy upravleniya mekhatronnymi gidrostaticheskimi podshipnikami [Tekst] / L. A. Savin, D. V. Shutin, R. N. Polyakov // 7-ya Mezhdunarodnaya konferentsiya "Mekhatronnye sistemy i materialy", Kaunas, Litva, 2011. C. 111-112.

Savin Leonid Alexeevich

VPO "State University - teaching and scientific-industrial complex"

Address: 302019, Oryol, Naugorskoe Highway 29

Dr. Sc. sciences and head. Department "Mechatronics and international engineering"

E-mail: savin@ostu.ru

Polyakov Roman Nikolaevich

VPO "State University - teaching and scientific-industrial complex"

Address: 302019, Oryol, Naugorskoe Highway 29

Candidate. tehn. , assistant professor of "Mechatronics and international engineering"

E-mail: pmpl@ostu.ru

Bazlov Denis Olegovich

VPO "State University - teaching and scientific-industrial complex"

Address: 302019, Oryol, Naugorskoe Highway 29

Senior lecturer in "Mechatronics and international engineering"

E-mail: deydoo@rambler.ru

М. А. БУРНАШОВ, А. Н. ПРЕЖБИЛОВ

МЕТОД ОЧИСТКИ ПОВЕРХНОСТИ ВОДОЛЕДЯНОЙ СТРУЕЙ С ЗАРАНЕЕ ПОДГОТОВЛЕННЫМИ ЧАСТИЦАМИ ЛЬДА И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НЕГО

В статье рассматривается перспектива применения в машиностроении способа очистки поверхностей высоконапорной водоледяной струей с заранее подготовленными частицами льда. Так же рассматривается все многообразие оборудования для промышленного получения искусственного льда.

Ключевые слова: гидроструйная очистка, ледяная частица, получение льда, льдогенератор, замораживание, лед, трехмерная модель, водоледяная очистка.

Очистка поверхностей деталей машин и механизмов при их эксплуатации и ремонте является трудоемким и достаточно дорогим процессом. Поскольку чаще всего загрязняющий слой представляет собой совокупность различных материалов, обладающих разными свойствами.

Среди множества причин образования загрязняющих покрытий можно выделить наиболее распространенные: эмульсионные и масляные пленки, попадание загрязнений из окружающей среды, термическое разложение масел, окисление поверхности металлов, литейный пригар, остатки краски, накипь и т.д. С целью обобщения, загрязнение деталей можно представить как смесь твердых мелких частиц с полимеризованными остатками масел и жиров. Удаление такого покрытия является ресурсоемким процессом.

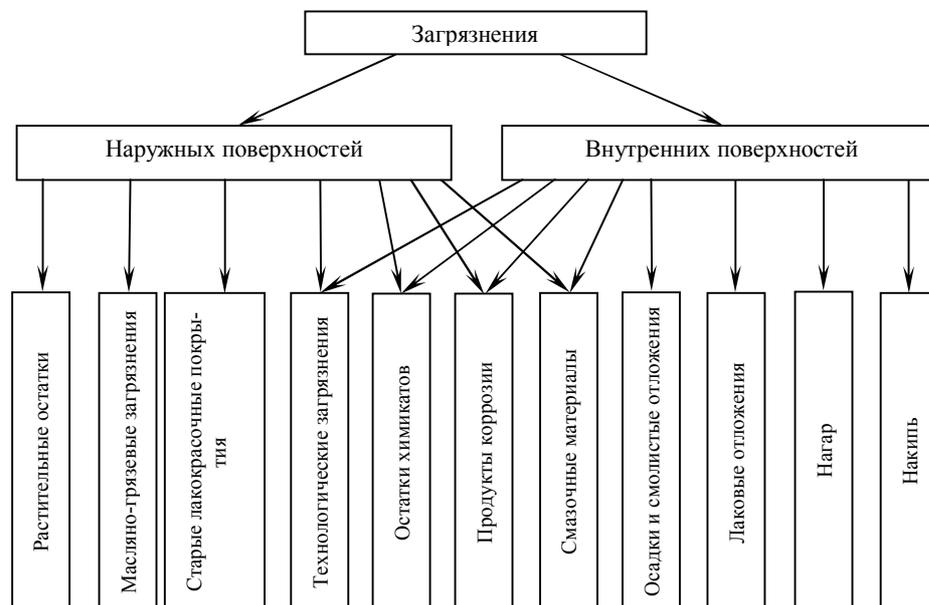


Рисунок 1 - Виды загрязнений твердых поверхностей

Наиболее перспективными среди всех методов очистки являются струйные. Из них наиболее распространены: пневмоабразивная очистка (пескоструйная, дробеструйная), очистка сухим льдом, очистка содой, термоабразивная очистка, гидроструйная и гидроабразивная очистка (ГАО). Последний метод считается самым универсальным и эффективным. Но у гидроабразивной очистки есть ряд существенных недостатков, таких как: высокая стоимость абразивного материала, его безвозвратный расход, а так же проблема утилизации отработанного абразива.

Развитием ГАО может быть метод водолеяной очистки с заранее подготовленными частицами льда. Он лишен недостатков гидроабразивной очистки. И так же является экологически чистым методом.

Формирование водолеяной струи для очистки поверхности деталей машин происходит следующим образом: высоконапорная струя воды диаметром 0,15 – 0,3 мм смешивается с увлекаемым потоком ледяных частиц по принципу эжекции, в результате чего образовывалась двухфазная структура – водолеяная струя. Для данного процесса оптимальным является использование заранее подготовленных ледяных частиц размерами от 1,5 до 2 мм.



Рисунок 2 – Фотография ледяной частицы

Искусственный лед получают замораживанием воды в теплообменных аппаратах-льдогенераторах при температурах от -8 до -30⁰С.

Льдогенераторы производят следующие виды технического и пищевого льда: блочный, трубчато-блочный, плитный и трубчато-плитный, малогабаритный - дробленый кусковой и пластинчатый, трубчатый, скорлупный, брикетный, кубиковый, чешуйчатый.

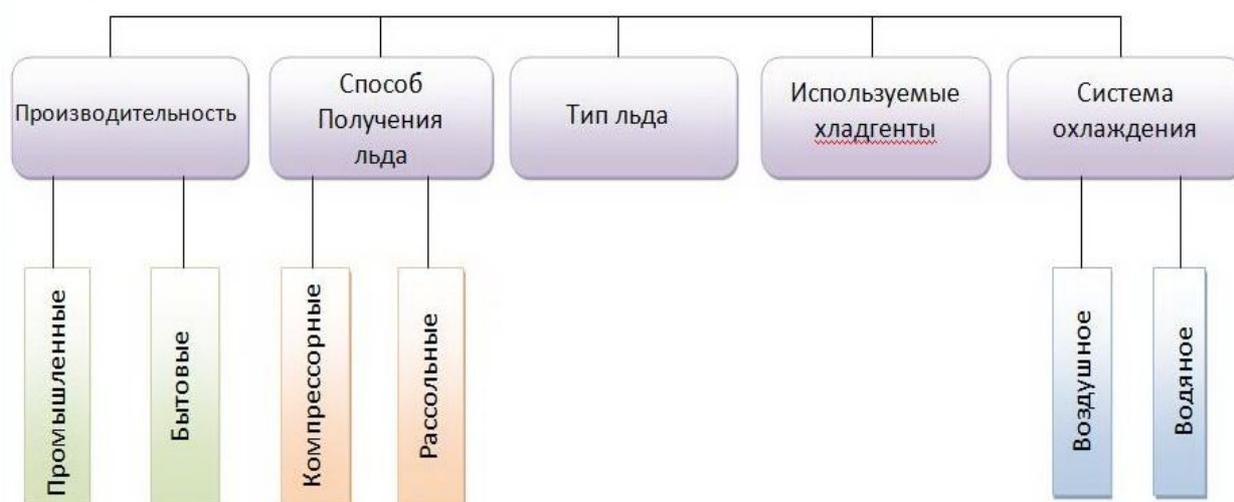


Рисунок 3 – Классификация льдогенераторов

Льдогенераторы классифицируют по следующим признакам: способам получения льда, типам льда, используемым хладагентам, типам систем охлаждения, принципам работы.

В барабанном льдогенераторе получают чешуйчатый лед.

№2(41)2013 (апрель-июнь) Технологические машины

При работе льдогенератора, насос подает воду в коллектор. Проходя через форсунки, вода распыляется на наружную часть вращающегося барабана, который охлаждается хладагентом, испаряющимся в рубашке. При этом на внешней поверхности барабана образуется тонкий слой льда, который затем срезается ножом. Избыток воды собирается в ванну и поступает на рециркуляции, а полученный переохлажденный лед выбрасывается наружу (в бункер) через выходное окно.

Гранулированный или колотый лед получают в шнековых льдогенераторах.

При работе льдогенератора вода самотеком поступает во внутреннюю часть цилиндра испарителя. При этом на внутренней стенке цилиндра, которая охлаждается хладагентом, испаряющимся в змеевике, образуется лед. Лед, намерзший на стенке цилиндра, соскребается шнеком, приводимым в действие электродвигателем, и переносится в верхнюю часть цилиндра, где он подпрессовывается, дозамораживается, колется и выбрасывается наружу (в бункер) через выходное окно.

Для получения плиточного льда воду замораживают в отсеках, охлаждаемых рассолом или непосредственно хладагентом. Блочный лед чаще изготавливают в формах, помещенных в танки с циркулирующим рассолом.

Основная часть рассольного льдогенератора - металлический бак, в котором размещены испарительная система, батареи металлических льдоформ и мешалки для циркуляции рассола. В качестве рассола используется раствор поваренной соли плотностью 1.11-1.13 г/см³. Температура рассола в баке -8...-12⁰С, скорость его циркуляции 0,1...0,2 м/с. Рассол охлаждается вертикально-трубным либо листотрубным погружным испарителем с температурой кипения аммиака или фреона 22 около -15⁰С.

Металлические формы наполняют водой и погружают в бак с холодным рассолом. После того как вода в формах замерзла, батареи при помощи тельфера поднимают из бака, погружают в оттаивательный сосуд, затем устанавливают на опрокидыватель и освобождают от блоков льда [2].

Самыми эффективными являются генераторы чашуйчатого льда. Но такие частицы не подходят для использования их в процессе водоледяной очистки, поскольку имеют плоскую форму и малую толщину. Такой лед будет разрушаться во время процесса на очень малые частицы, которые не способны будут нести необходимую энергию для разрушения удаляемого слоя.

Единственным выходом является механическое дробление массива льда на частицы требуемого размера. Таким образом, для процесса водоледяной очистки с заранее подготовленными частицами льда подходят льдогенераторы для производства блочного, трубчато-блочного, плитного и трубчато-плитного, кускового и пластинчатого, трубчатого, брикетного и кубикового льда.

После дробления ледяные частицы необходимо подвергнуть просеиванию через сита, для получения фракции строго определенного интервала размеров.

Для изучения ледяных частиц подготовленных методом механического дробления был проведен эксперимент.

Было произведено фотографирование на цифровую фотокамеру с 15-20 кратным увеличением 30 ледяных частиц размером 1,5 – 2 мм с различных ракурсов, с тем условием чтобы данные изображения давали максимальное представление о реальной частице [3].

На основе полученных изображений и данных был проведен анализ геометрических параметров ледяных частиц, выведены средние геометрические свойства и построена трехмерная модель среднестатистической частицы.

В итоге, среднестатистическая ледяная частица имеет форму правильного многогранника с хаотичным расположением поверхностей и следующими параметрами:

- Количество граней 20 – 27
- Форма – правильный многоугольник
- Углы пересечения граней: 93 – 150⁰

- Форма граней – плоские поверхности
- Величина среднего угла $122,27^{\circ}$
- Преобладающие углы – тупые

Так же было определено, что вероятность наличия у частицы одного острого угла не превышает 11%, возможность образования большего количества таких углов крайне мала и в дальнейшем не рассматривалась, диапазон значений острых углов: $60-90^{\circ}$ [4].

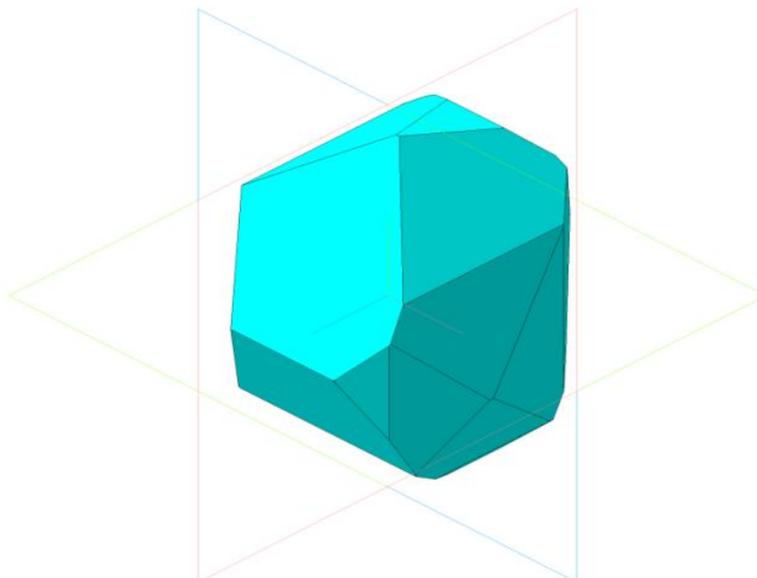


Рисунок 4 – Изометрия модели ледяной частицы

Результаты экспериментальных исследований показали положительный эффект применения частиц льда взамен абразивных материалов. Так производительность очистки водоледяной струей «проигрывала» производительности ГАО в среднем на 12%. При учете необходимости безвозвратных затрат на приобретение и дальнейшую утилизацию абразива это является положительным результатом и дает предпосылки для дальнейших научных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов, Ю. С. Прогрессивные технологии гидроструйного резания материалов [Текст] / Ю. С. Степанов, М. А. Бурнашов, К. А. Головин. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2009. – 318 с.
2. Чумак, И. Г., Чепуренко В.П. Холодильные установки [Текст] / И. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, под ред. И. Г. Чумака. - 3е изд., переаб. и доп. - М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
3. Прежбилов, А. Н. Исследование структуры ледяной частицы для реализации процесса водоледяной очистки поверхности деталей машин [Текст] / А. Н. Прежбилов // Фундаментальные проблемы техники и технологии. - Орел: ГУ-УНПК, 2012, № 3. Часть 2. – С. 84–90.
4. Бурнашов, М. А. Модель ледяной частицы в программной среде Компас-3D [Текст] / М. А. Бурнашов, А. Н. Прежбилов // Высокие технологии в машиностроении: Материалы международной науч.-техн. конф. – Курган: Изд-во Курганского гос. Ун-та, 2012. – С. 55-58.

Бурнашов Михаил Анатольевич

Технологический институт имени Н.Н. Поликарпова ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»

Адрес: 302020, Орел, ул. Московская, д. 34

Д-р техн. наук, профессор кафедры «Технология машиностроения и конструкторско-технологическая информатика»

Тел.: +7(4862) 541503

E-mail: tmsi@ostu.ru

Прежбилов Александр Николаевич

Технологический институт имени Н.Н. Поликарпова ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»

Адрес: 302020, Орел, ул. Московская, д. 34

M. A. BURNASHOV, A. N. PREZHBILOV

SURFACE TREATMENT METHOD ICE WATER JETS WITH PREPARED ICE PARTICLES AND EQUIPMENT FOR IT

The article discusses the prospect of applications in machine method of cleaning surfaces ice water high-pressure jet with prepared ice particles. Just consider the variety of equipment for the industrial production of artificial ice.

Keywords: *cleaning, water jetting, ice particles, freezing, ice, three-dimensional model, ice water cleaning.*

BIBLIOGRAPHY

1. Stepanov, Yu Advanced technologies jetting cutting materials [Text] / S. Stepanov, MA Burnashov, KA Golovin. - Tula Tula State University Publishing House, 2009. - 318 p.
2. Chumak, IG, VP Chepurensko Refrigeration plants [Text] / IG Chumak, VP Chepurensko, ed. IG Chumaka. - 3rd ed., Pereab. and add. - M. Agropromizdat, 1991. - 495 sec.
3. Prezhbilov, AN Investigation of the structure of ice particles to implement the process vodoledyanoy surface cleaning machine parts [Text] / AN Prezhbilov // Fundamental problems of engineering and technology. - Eagle: PG-ESPC, 2012, № 2 3.Chast. - S. 84-90.
4. Burnashov, MA Model of ice particles in the software environment Kompas-3D [Text] / M. Bourne-seam AN Prezhbilov // High-Tech in Mechanical Engineering: Proceedings of the International Scientific-Technical. Conf. - Kurgan: Publishing House of the Kurgan State. University Press, 2012. - S. 55-58.

Michael Anatolevich Burnashov

SW Polikarpov Technological Institute FSEI HVT «State University – ESPC»

Address: 302020, Eagle Street. Moscow, 34

Doctor of Technical Sciences, Professor of "Mechanical Engineering Design and Technology Computer Science"

Tel.: +7 (4862) 541503

E-mail: tmsi@ostu.ru

Alexander Nikolaevich Prezhbilov

SW Polikarpov Technological Institute FSEI HVT «State University – ESPC»

Address: 302020, Eagle Street. Moscow, 34

Student

E-mail: stker@rambler.ru

М. И. БОРЗЕНКОВ, Е. В. БРУМА, М. П. ДУДИН, О. П. МУЛЮКИН

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ: ТЕКУЩЕЕ СОСТОЯНИЕ И ОБЛАСТИ ПРИЛОЖЕНИЯ

Представлен обзор текущего состояния и областей приложения методов оценки и прогнозирования конструкционной прочности агрегатов транспортной техники с учетом специфики их нагружения.

Ключевые слова: транспортная техника; гидропневмотопливный агрегат; конструкционная прочность; методика расчета по допускаемым напряжениям; теория предельного равновесия; теория приспособляемости; предельные нагрузки; расчет по предельному состоянию; ползучесть; релаксация; упругие и пластические деформации; теория пластичности; сложное напряженное состояние.

Интенсификация работ по поэтапному внедрению на российских высокоскоростных железнодорожных магистралях газотрубовозов, работающих на криогенном топливе (сжиженный природный газ, а в перспективе – жидкий водород) предопределяют актуальность научных исследований по оценке и прогнозированию конструкционной прочности деталей агрегатов транспортной техники в расширенном температурном диапазоне криогенных сред, увеличения давления и расхода рабочих сред в трактах пневмогидросистем и использования «всепогодных» синтетических жидкостей и масел с повышенными агрессивными и токсичными свойствами [1-3].

Конструкционная прочность – одно из доминирующих требований, предъявляемых к агрегатам транспортной техники, причем выполнение данного требования сопряжено с решением различных альтернативных задач типа «прочность - масса», «нагрузка - ресурс», «нагрузка - быстродействие», «нагрузка – герметизирующая способность». Это обуславливает необходимость использования в процессе проектирования гидропневмотопливных агрегатов (ГПТА) транспортной техники наиболее совершенных методов их расчета, которые наиболее полно учитывают реальные условия работы конструкции и механические свойства материалов входящих в нее элементов и узлов [4].

Из систематизированных авторами данных [5, 6] следует, что ресурс срабатывания ГПТА лимитируется допустимым числом циклов срабатывания $[z]$ наиболее нагруженных узлов и деталей. Так, например, величина $[z]$ составляет: $3 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^5$ циклов – для металлических сильфонов; $10^5 - 10^7$ – для резиновых мембран, работающих при давлениях 0,5 – 0,6 Мпа; 100 – 1000 циклов – для разнопрофильных затворов, уплотняемых фторопластам и резинами. Там же отмечается, что широко используемые в практике прочностные методы расчета и вероятностные методы теории часто не дают необходимой точности в оценке долговечности агрегатов транспортной техники. В частности, по данным [7] коэффициент вариации ресурса приводов горных машин по машинному времени колеблется в весьма значительных пределах, при этом большие значения коэффициентов вариации приходятся на высоконагруженные трансмиссии этого оборудования.

Следует отметить, что детали современных агрегатов транспортной техники, особенно корпусные конструкции, являются, по сути, сложными пространственными структурами с многочисленными местными концентраторами напряжений, что обуславливает видоизменение традиционных алгоритмов расчета. В частности, когда целевой функцией расчета является минимум массы при мощном потоке дестабилизирующих факторов [8], то в условиях ограниченного ресурса нередки случаи нахождения расчётных деформаций деталей за пределами упругости.

Известно, что в методиках расчета по допускаемым напряжениям за предельное состояние конструкции принимают такое, при котором эквивалентное напряжение в наиболее нагруженной точке детали, изготовленной из пластичного материала, достигает величины предела текучести. Коэффициент запаса прочности в этом случае вычисляют как отношение предела текучести σ_T к максимальному эквивалентному напряжению σ_3^{max} . В случае неоднородного напряженного состояния возникновение пластических деформаций в одной наиболее напряженной точке еще не означает наступления предельного состояния конструкции. Это обусловлено тем, что после наступления текучести в локальной зоне деталь еще может сопротивляться внешним силам до момента, когда пластические деформации охватят значительную часть ее объема.

В ориентировочных расчетах (на этапе эскизного проектирования будущей конструкции) широко практикуется назначение запаса конструкционной прочности детали по одному из прочностных показателей нагруженного материала, меньшего (а, в ряде случаев, равного) предела текучести σ_T . В частности, удельное давление $R_{уд}$ на поверхность упругого уплотнителя, обеспечивающее требуемую герметичность клапанного уплотнителя, на предварительном этапе проектирования ГПТА принимается несколько меньшим предела прочности $\sigma_{сж}$ материала уплотнителя с учетом принятого запаса по прочности n [5]:

$$R_{уд} < \frac{\sigma_{сж}}{n}.$$

В последующем данное допущение уточняется по результатам экспериментальной отработки клапанного уплотнения на ресурс.

Теория предельного равновесия, широко используемая в настоящее время в основном для расчета на прочность строительных конструкций, позволяет определить их несущую способность при однократном нагружении. Отдельное ответвление этой теории, рассматривающее задачу о влиянии повторного воздействия нагружения на пластическую деформацию конструкции, получило название теории приспособляемости. В этой теории исследуются условия, при которых после одного или нескольких циклов нагружения в теле возникает такое поле остаточных напряжений, что последующие циклы нагружения вызывают только упругую деформацию. Причем если нагрузка выходит за пределы приспособляемости, то может возникнуть знакопеременная пластичность или одностороннее накопление пластической деформации по мере циклов нагружения. Как в первом, так и втором случае после определенного числа циклов последует разрушение конструкции, не смотря на то, что ни одно из значений нагрузки не достигало предельного.

В современной теории приспособляемости в дополнении к гипотезе об идеальной пластичности, используемой в теории предельного равновесия, принимается допущение о неизменности диаграммы деформирования при повторных нагружениях.

Для деталей, выполненных из сравнительно хрупких материалов, за предельное состояние принимается такое, при котором наступает разрушение, а нагрузки, соответствующие этому состоянию называют предельными нагрузками.

При расчете по предельному состоянию вначале определяют величину предельной нагрузки, после чего коэффициент запаса вычисляют как отношение этой нагрузки к действительной. Данный метод расчета по сравнению с методом допускаемых напряжений позволяет создать более экономичные по массогабаритным характеристикам конструкции, поскольку в нем за основу положены предельные нагрузки, при которых исчерпывается несущая способность деталей. Следует отметить, что поскольку предельное состояние наступает после образования в детали пластических деформаций, то вычисления предельных нагрузок тесно связаны с расчетами за пределами упругости.

Практика показывает, что в эксплуатации при длительном нагружении деталей при повышенных температурах возникают необратимые деформации, в результате чего напряжения могут изменяться во времени. Это явление изменения во времени деформаций и на-

пряжений, возникающих при нагружении, называют ползучестью. В ряде случаев за счет ползучести деформации деталей резко возрастают, что нарушает расчетные условия нормальной эксплуатации конструкций.

В [1] отмечается, что в результате временной нестабильности может наступить ослабление стыка деталей, осуществляемого с помощью упругого натяга, например, в стыке агрегата в виде герметизируемых при помощи чечевидного металлического уплотнительного кольца 6 корпуса 1 и патрубка 5, соединяемых при помощи шпильки 3, гайки 4, и стальной пластинчатой контровки 2 (рис. 1).

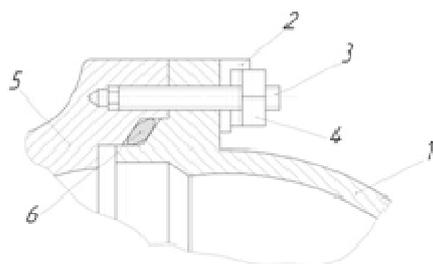


Рисунок 1 – Типовая конструкция герметизируемого стыка агрегата.

Ослабление стыка сопровождается его разгерметизацией в условиях нагрузки давлением или температурой, наступающей через несколько часов после нагружения из-за пластической деформации в элементах герметизируемого стыка, в том числе в контровочном элементе.

В ряде случаев разрушение детали происходит по истечении значительного промежутка времени после нагружения, причем напряжения и деформации в этот момент могут отличаться от их значений при нагружении. Это обуславливает при анализе разрушения необходимость учета перераспределения напряжений за счет ползучести материала, расчет которой тесно связан с расчетами за пределами упругости.

Из вышеизложенного следует, что расчетные модели должны учитывать возможность возникновения в нагруженных элементах агрегатов транспортной техники процессов релаксации напряжений, существенно изменяющих эксплуатационные свойства агрегатов.

На процесс релаксации влияют механические, физические и химические факторы. На вид диаграмм «напряжения – деформации ($\sigma - \varepsilon$)», релаксации ($\sigma - t$) существенно влияют режимы (скорости нагружения), при этом выражение для релаксирующих напряжений при постоянном значении деформации имеет вид [9]:

$$\sigma(t) = E \varepsilon_k \left[1 - \int_0^t T(\tau) d\tau \right]$$

где: E – модуль упругости;

ε_k – относительная деформация;

$T(\tau)$ – функция скорости релаксации.

Из [9] также следует, что при увеличении скорости деформации металла увеличивается и скорость релаксации напряжений, что приводит к снижению параметров контактной жесткости, коэффициента трения и напряженного состояния в зоне контакта элементов.

В [10] показано, что при температуре 20...30⁰С в твердых телах релаксируют напряжения, величина которых больше, чем пределы текучести материала, причем с повышением температуры уменьшается не только контактная жесткость, но и общая жесткость тела.

Повышение сопротивляемости материала релаксации можно обеспечить посредством термической, термомеханической, термоциклической и механической обработками, поверхностно-пластическим деформированием, повторными нагружениями («тренировкой»).

В теории пластичности определяющей является задача определения напряжений и перемещений в деформируемом теле за пределами упругости в предположении, что деформации не зависят от времени, а исследование влияния времени на величины деформаций и напряжений ведется по специальным методам прогнозирования прочности материалов и элементам конструкций, в том числе на базе оценке сложного напряженного состояния конструкции агрегата.

При этом, как известно (Серенсен С.В., Баргер И.А., Шорр Б.Ф., Ишлинский А.Ю., Писаренко Г.С., Лебедев А.П., Малинин Н.Н. и др.), проблема выбора критериев прочности материалов сводится к определению некоторой функции трех главных напряжений $f_1(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ или трехглавных деформаций $f_2(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3)$ и констант материала m_i . Критерии прочности в таком случае

$$\begin{aligned} F_1(\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3; m_i) &\leq \sigma_{ред} \\ F_1(\varepsilon_1; \varepsilon_2; \varepsilon_3; m_i) &\leq \varepsilon_{ред} \end{aligned}$$

где: $\sigma_{ред}$ – эквивалентное напряжение;

$\varepsilon_{ред}$ – деформационный критерий разрушения.

Число констант обычно не более четырех, т.е. $m_i \rightarrow \sum_{k=0}^n \lambda_k$ и $n < 3$.

Чем меньше констант, тем проще практическое использование критериев.

К настоящему времени предложено много критериев прочности материалов при сложном напряженном состоянии, связанных с одним или несколькими факторами, влияющими на прочность и, как правило, пригодных лишь для отдельных групп материалов. Наиболее обобщенными следует считать критерии Биргера, Писаренко-Лебедева и Друккера-Прагера [11, 12].

Как это показано ниже, наиболее обстоятельный анализ поведения этих критериев приведен в [1].

Условие прочности, согласно критерию И.А. Биргера имеет вид:

$$\sigma_{ред} = \lambda_0 \sigma_i + \lambda_1 \sigma_1 + \lambda_2 \sigma_2 + \lambda_3 \sigma_3 \leq \sigma_{u,t} \quad (1)$$

где: σ_i – интенсивность напряжений;

$\sigma_{u,t}$ – предел прочности при растяжении;

$\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – константы материала.

При пренебрежении влиянием главного напряжения σ_2 на прочность и в предположении, что $\lambda_2 = 0$, константы материала $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_3$ определяются в виде:

$$\lambda_0 = (2 + \sqrt{3}) \left(1 + \frac{\sigma_{u,t}}{\sigma_{u,c}} - \frac{\sigma'_{t}}{\tau_{u,tor}} \right),$$

$$\lambda_1 = (2 + \sqrt{3}) \left(1 - \sqrt{3} - \frac{\sigma_{u,t}}{\sigma_{u,c}} - \frac{\sigma'_{t}}{\tau_{u,tor}} \right),$$

$$\lambda_3 = (2 + \sqrt{3}) \left[1 + (\sqrt{3} - 1) \frac{\sigma_{u,t}}{\sigma_{u,c}} - \frac{\sigma'_{t}}{\tau_{u,tor}} \right],$$

где: $\sigma_{u,c}$ – предел прочности при сжатии;

$\tau_{u,tor}$ – предел прочности при кручении.

Известен общий случай получения константы материала λ_2 путем испытаний на разрушение, например, трубчатых образцов под действием внутреннего давления. При наличии разрушающего (окружного) напряжения σ_0 справедливо:

$$\lambda_2 = 2 \frac{\sigma_{u,t}}{\sigma_0} - 1 + \frac{\sigma_{u,t}}{\sigma_{u,c}} - \frac{\sigma_{u,t}}{\tau_{u,tor}}$$

Условия прочности согласно критерию Писаренко-Лебедева:

$$\sigma_{ред} = x\sigma_i + (1-x)\sigma_1 < \sigma_{u,t} \quad (2)$$

$$\sigma_{ред}^2 = x^2\sigma_i^2 + \sigma_{u,t}(1-x^2)\sigma_1 < \sigma_{u,t}^2 \quad (3)$$

$$\sigma_{ред}^2 = x^2\sigma_i^2 + (1-x^2)\sigma_1 < \sigma_{u,t}^2 \quad (4)$$

где: $x = \frac{\sigma_{u,t}}{\sigma_{u,c}}$.

При неизвестных значениях предельного напряжения при сжатии константу x получают по формуле:

$$x = \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\frac{\sigma_{u,t}}{\tau_{u,cor}} - 1 \right) \approx 1,37 \left(\frac{\sigma_{u,t}}{\tau_{u,cor}} - 1 \right),$$

Позднее, учитывая структурную неоднородность материалов, Г.С. Писаренко и А.А. Лебедев предложили критерий (2) использовать в виде:

$$\sigma_{ред} = x\sigma_i + (1-x)\sigma_1 A^{1-\frac{\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3}{\sigma_i}}, \quad (5)$$

где: $A = \frac{\varphi - \sqrt{3}\sigma_0}{1-\sigma_0} \left(\varphi - \frac{\sigma_{u,t}}{\tau_{u,cor}} \right)$ – параметр структурной неоднородности, а φ – угол вида напряженного состояния.

Условие Друккера-Прагера записывается в виде:

$$(\sigma_{u,c} - \sigma_{u,t})^2 \sigma_i = [(\sigma_{u,c}\sqrt{\sigma_{u,t}} + \sigma_{u,t}\sqrt{\sigma_{u,c}}) - (\sqrt{\sigma_{u,c}} - \sqrt{\sigma_{u,t}})\sigma_0]^2 \quad (6)$$

где: σ_0 – октаэдрическое нормальное напряжение: $\sigma_0 = \frac{(\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3)}{3}$.

Вышеуказанные критерии прочности используются при оценке статического разрушения. В случае длительного статического разрушения имеет место условие прочности

$$\sigma_{ред}^{m(T, \sigma_{ред})} t_p = C(T, \sigma_{ред}), \quad (7)$$

где: $m(T, \sigma_{ред}), C(T, \sigma_{ред})$ – постоянные материала;

t_p – долговечность при действии статического напряжения и температуры T .

В случае усталостного разрушения при сложных напряженных состояниях применяется критерий прочности в виде:

$$\sigma_{v,\alpha} = \sigma_{-1}(T) \left[1 - \left(\frac{\sigma_{v,m}}{\sigma_{u}(T)} \right)^n \right]^{\frac{1}{n}}, \quad (8)$$

где: $\sigma_{v,\alpha}$ – эквивалентная амплитуда напряжений;

$\sigma_{v,m}$ – эквивалентное среднее напряжение;

n – показатель взаимодействия.

При этом эквивалентная амплитуда находится согласно формуле

$$\sigma_{v,\alpha} = \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right) \sigma_{i,\alpha} + \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\sqrt{3} - \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \sigma_{i,\alpha},$$

а эквивалентное среднее напряжение по формуле:

$$\sigma_{v,a} = \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\frac{\sigma_{ult}}{\tau_{ult}} - 1 \right) \sigma_{i,m} + \frac{1}{\sqrt{3}-1} \left(\sqrt{3} - \frac{\sigma_{ult}}{\tau_{ult}} \right) \sigma_{i,m}$$

При малоцикловом разрушении в случае асимметричного цикла и сложного напряженного состояния вводится эквивалентная амплитуда пластической деформации:

$$\varepsilon_{app,red} = \varepsilon_{ap,i} + \psi_0 \varepsilon_{ap,i} \quad (9)$$

где: $\varepsilon_{ap,i}$ – интенсивность переменной пластической деформации;

$\varepsilon_{ap,i}$ – наибольшая постоянная деформации цикла;

ψ_0 – параметр материала.

Однако, при оценке прочности конструктивных элементов гидропневмоарматуры критерии прочности (1)...(9) имеют ограниченную применимость.

Это связано с тем, что критерии (1)...(9) используются для оценки прочности материалов при отсутствии градиента напряжений, в то время как конструктивные элементы ГПТА работают при наличии градиента напряжений. При этом наличие градиента отдельных составляющих напряжений меняет вид напряженного состояния в отдельных точках конструктивного элемента. Критерии прочности (1)...(9) оценивают вид напряженного состояния неявным образом и его трудно представить в различных точках поперечных сечений конструктивных элементов. Таким образом, следовало бы применять такой критерий прочности, в выражении которого подставляется конкретный параметр вида напряженного состояния. В связи с этим охарактеризуем особенности и области приложения критериев прочности при любом напряженном состоянии абстрактной конструкции.

Как известно, любое напряженное состояние может быть разложено на две составляющие: шаровой тензор T_{σ_0} и девиатор напряжений D_{σ} .

Тензор напряжений:

$$T_{\sigma} = T_{\sigma_0} + D_{\sigma}$$

В связи с этим, согласно теории пластичности, главное напряжение может быть представлено в виде:

$$\sigma = S + \sigma_0 \quad (10)$$

где: S – главные напряжения девиатора напряжений.

Главные напряжения S находятся из уравнения

$$S^3 - I_2(D_{\sigma})S - I_3(D_{\sigma}) = 0,$$

где: $I_2(D_{\sigma})$, $I_3(D_{\sigma})$ – второй и третий инварианты девиатора напряжений.

Решение кубического уравнения в тригонометрической форме имеет вид

$$S = \frac{2}{3} \sigma_i \cos \left(\varphi + \frac{2}{3} k\pi \right),$$

где: φ – угол вида напряженного состояния.

Угол вида напряженного состояния находится из выражения

$$\cos 3\varphi = \frac{3\sqrt{3}I_3(D_{\sigma})}{2I_2^{3/2}(D_{\sigma})}$$

Кроме того, известно, что угол вида напряженного состояния связан с параметром Надаи-Лоде

$$\mu_{\sigma} = -\sqrt{3} \operatorname{ctg} \varphi \left(\varphi + \frac{4}{3} \pi \right).$$

В свою очередь, параметр Надаи-Лоде выражается через напряжения:

$$\mu_{\sigma} = \frac{2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3}{\sigma_1 - \sigma_3}. \quad (11)$$

Отсюда следует, что параметр Надаи-Лоде и угол вида напряженного состояния являются функцией главных напряжений. Таким образом, главные напряжения девиатора напряжений получаются путем умножения двух величин, зависящих от главных напряжений.

Если рассматривать напряженные состояния с постоянной величиной параметра Надаи-Лоде, то можно полагать, что главные напряжения, согласно выражению (10), зависят от октаэдрических нормальных напряжений σ_0 и интенсивности напряжений σ_i . При постоянном значении $\cos \varphi$ компоненты главного напряжения девиатора напряжений:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{2}{3} \sigma_i \cos \varphi, \\ S_2 &= \frac{2}{3} \sigma_i \cos \left(\varphi + \frac{4}{3} \pi \right), \\ S_3 &= \frac{2}{3} \sigma_i \cos \left(\varphi + \frac{2}{3} \pi \right), \end{aligned}$$

будут отличаться лишь константами.

Из вышеизложенного вытекает условие разрушения при линейной зависимости октаэдрических напряжений для сложных напряженных состояний с одинаковым параметром Надаи-Лоде в виде:

$$m_1^* \sigma_1 + m_2^* \sigma_0 < \sigma_{\text{укт}}. \quad (12)$$

Для сравнения критериев (12), (1) и (2), представленных в линейной форме, критерии (1) и (2) выражаются через октаэдрические напряжения. Для этого записываются соотношения между напряжениями σ_1 , σ_0 и σ_i , исходя из теории напряжений и деформаций [11]:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{3 - \mu_{\sigma}}{3 \sqrt{3 + \mu_{\sigma}^2}} \sigma_i. \quad (13)$$

Откуда следует, что

$$\cos \varphi = \frac{3 - \mu_{\sigma}}{2 \sqrt{3 + \mu_{\sigma}^2}} = \frac{3(\sigma_1 - \sigma_0)}{2 \sigma_i}. \quad (14)$$

Тогда, при использовании выражений (13) и (14), критерий Писаренко-Лебедева представим в виде:

$$\left[x - \frac{2}{3} (1 - x) \right] \sigma_i + (1 - x) \sigma_0 < \sigma_{\text{укт}}. \quad (15)$$

В данном критерии константа x определяется из двух испытаний: на растяжение и сжатие. При испытаниях на растяжение параметр $\mu_{\sigma} = -1$, а угол вида напряженного состояния $\varphi = 0$. При сжатии $\mu_{\sigma} = -1$ и $\varphi = \pi/3$. Таким образом, при определении констант материала вид напряженного состояния в данном критерии не оценивается. Эта оценка производится лишь в зависимости от октаэдрических напряжений.

Из известных исследований следует, что лучшие результаты оценки предельных состояний можно получить, определяя константы материала при постоянных значениях параметра Надаи-Лоде. В данном случае константы материала определяются по экспериментальным данным предельных состояний не только при растяжении, сжатии, кручении, но и при других нагружениях, например, при равномерном или неравномерном двухосном растяжении. Это более соответствует истинной картине поведения материала при сложном напряженном состоянии.

Число предельных характеристик для определения констант материала в линейном критерии (12) равно трем, если вид напряженного состояния не меняется. Для получения критерия остальных видов напряженных состояний требуется четвертая характеристика материала, которую легко получить при графическом и аналитическом описании зависимости (12) в координатах $(\sigma_0 - \sigma_1)$.

Используемые в транспортной технике материалы обладают начальной анизотропией (алюминиевые и титановые сплавы) и структурной нестабильностью (хромоникелевые стали и сплавы).

Экспериментальные исследования, выполненные на трубчатых образцах из алюминиевых сплавов Д16Т, АМг-3, АМцС и титановых сплавов ВТ5-1 и ВТ6 показывают, что модули упругости в направлении осей анизотропии отличаются в среднем на 10%, а пределы текучести и прочности – на 25% [1]. Отсюда следует необходимость оценки анизотропии при расчетах на прочность конструктивных элементов транспортной техники.

При исследовании соотношений между напряжениями и деформациями анизотропных материалов необходимо учитывать, что в изотропном материале девиатор напряжений характеризует ту часть напряженного состояния, которая нечувствительна к изменению объема. В анизотропных материалах его применение ограничено, так как изменение объема элемента приводит к появлению не только нормальных, но и касательных напряжений, отсутствующих при объемном сжатии изотропных тел.

Причем, при переменных нагрузках в условиях сложного напряженного состояния использование критериев прочности представляет весьма сложную пространственную задачу, чем при статических нагрузках. Во многом это обусловлено тем, что при нестационарном механическом нагружении нагрузка меняется во времени по разным законам, возможно множество различных сочетаний компонентов тензора напряжений, отличающихся друг от друга не только пределами изменения абсолютной величины, но и частотой пульсаций, что приводит к смещению фаз и изменению во времени направлений главных осей тензора напряжений.

ВЫВОДЫ

Охарактеризованы текущее состояние и области приложения методов оценки и прогнозирования конструкционной прочности деталей агрегатов транспортной техники, в том числе при сложном напряженном состоянии конструкции агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуковский А.Е. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть 1. Обеспечение конструкторской надежности и технологичности агрегатов: монография [Текст]/ А.Е. Жуковский, В.М. Квасов, Ю.И. Кондрашов и др. – Самара: НПО «Импульс», 1993. – 375 с.
2. Жуковский, А.Е. Основы создания агрегатов пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть II. Обеспечение качества динамических процессов и устойчивости систем с агрегатами управления и регулирования: монография [Текст]/ А.Е. Жуковский, В.П. Шорин, О.П. Мулюкин и др. – Самара: НПО «Импульс», 1995. – 216 с.
3. Ковтунов, А.В. Перспективная конструкция пускоотсечного клапана турбонасосного агрегата газотрубопровода высокоскоростной железнодорожной магистрали [Текст]/ А.В. Ковтунов, А.Н. Кирилин, О.П. Мулюкин и др.// Наука и образование транспорту: материалы V международной научно-практической конференции, посвященной 175-летию со дня начала эксплуатации железнодорожного транспорта в России (29-31 октября 2012г.) – Самара: СамГУПС, 2012. – С.268-270.

4. Брума, Е.В. К оценке конструкторской прочности и степени деформирования клапанных уплотнений пневмогидроарматуры транспортной техники на этапе эскизного проектирования [Текст]/ Е.В. Брума, Новикова В.Н., Солодкина Е.В., Зинovieва Т.Ю.// Образование, наука, транспорт в XXI веке: опыт, перспективы, инновации: материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 55-летию со дня образования Оренбургского института путей сообщения – филиала СамГУПС (6-7 декабря 2012 г., г. Оренбург). – Самара: СамГУПС, 2012. – С. 17-19.
5. Мулюкин, О.П. Динамическое качество управляемых клапанных агрегатов пневмогидравлических систем железнодорожного транспорта: монография [Текст]/ В.Н. Варгунин, В.П. Мохонько, О.П. Мулюкин, В.Н. Новикова – Самара: СамГАПС, 2004. – 160 с.
6. Мулюкин, О.П. Динамическое качество пружинных предохранительных клапанов пневмогидросистем железнодорожного транспорта: монография [Текст]/ Б.Г. Иванов, А.В. Ковтунов, С.В. Кшуманев, О.П. Мулюкин. – Самара: СамГАПС, 2004. – 155 с.
7. Иванов, С.Л. Энергетический подход при оценке качества приводов горных машин [Текст]/ С.Л. Иванов, М.А. Семенов, А.С. Иванов// Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения. – Технология – 2003: Материалы международной научно-технической конференции. – Орел: ОрелГТУ, 2003. – С.246-249.
8. Мулюкин, О.П. Оценка влияния деструктивных факторов на показатели эксплуатационной надежности клапано-седельных пар пневмогидроарматуры [Текст]/ О.П. Мулюкин, О.Ю. Григорьева, М.П. Дудин, М.И. Борзенков// Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. - №6(290). - Орел: Гос. университет – УНПК, 2011. – С.65-71.
9. Колтунов, М.А. Ползучесть и релаксация: Учеб.пособие для вузов [Текст]/ М.А. Колтунов. – М.: Высшая школа, 1976. – 277 с.
10. Бороздыка, А.М. Релаксация напряжений в металлах и сплавах: монография [Текст]/ А.М. Бороздыка, Л.Б. Гецов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.:Металлургия, 1978. – 256 с.
11. Писаренко, Г.С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии монография [Текст]/ Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. – Киев: Наукова думка, 1976. – 416 с.
12. Биргер, И.А. Об одном критерии разрушения пластичности [Текст]/ И.А. Биргер// Механика твердого тела. - №4. – 1977. – С. 143-150.

M. I. BORZENKOV, E. V. BROOME, M. P. DUDIN, O. P. MULYUKIN

METHODS OF ASSESSMENT AND PREDICTION OF STRENGTH STRUCTURAL PARTS UNITS OF TRANSPORT TECHNOLOGY: CURRENT STATE AND FIELD NOTES

The review of the current status and areas of application methods to assess and predict the structural strength of aggregates transport equipment specific to their loading.

Keywords: *transport equipment; gidropnevmotoplivny unit, construction strength and methodology for calculating the allowable stress, the theory of the limit equilibrium theory of adaptability, load limits, the calculation for the limiting condition, creep, relaxation, elastic and plastic deformation theory plasticity, complex stress.*

BIBLIOGRAPHY

1. ZHukovskiy A.E. Osnovy sozdaniya agregatov avtomatiki pnevmogidravlicheskih sistem letatel'nykh apparatov i dvigateley. Chast' I. Obespechenie konstruktorskoj nadezhnosti i tekhnologichnosti agregatov: monografiya [Текст]/ А.Е. ZHukovskiy, V.M. Kvasov, YU.I. Kondrashov i dr. - Samara: NPO "Impul's", 1993. - 375 s.
2. ZHukovskiy, A.E. Osnovy sozdaniya agregatov pnevmogidravlicheskih sistem letatel'nykh apparatov i dvigateley. Chast' II. Obespechenie kachestva dinamicheskikh protsessov i ustoychivosti sistem s agregatami upravleniya i regulirovaniya: monografiya [Текст]/ А.Е. ZHukovskiy, V.P. Shorin, O.P. Mulyukin i dr. - Samara: NPO "Impul's", 1995. -216 s.
3. Kovtunov, A.V. Perspektivnaya konstruktsiya puskootsechnogo klapana turbonasosnogo agregata gazotrubovoza vysokoskorostnoy zheleznodorozhnoy magistrali [Текст]/ A.V. Kovtunov, A.N. Kirilin, O.P. Mu-lyukin i dr.// Nauka i obrazovanie transportu: materialy V mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferen-tsii, posvyashchennoy 175-letiyu so dnya nachala ekspluatatsii zheleznodorozhnogo transporta v Rossii (29-31 oktyabrya 2012g.) - Samara: SamGUPS, 2012. - S.268-270.

№2(41)2013 (апрель-июнь) Технологические машины

4. Bruma, E.V. K otsenke konstruktorskoj prochnosti i stepeni deformirovaniya klapannykh uplotneniy pnevmogidroarmatury transportnoy tekhniki na etape eskiznogo proektirovaniya [Tekst]/ E.V. Bruma, Novikova V.N., Solodkina E.V., Zinov`eva T.YU.// *Образование, наука, транспорт в XXI веке: опыт, перспективы, инновации: материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 55-летию со дня образования Оренбургского института путей сообщения - филиала СамГУПС (6-7 декабря 2012 г., г. Оренбург)*. - Samara: SamGUPS, 2012. - S. 17-19.

5. Mulyukin, O.P. Dinamicheskoe kachestvo upravlyaemykh klapannykh agregatov pnevmogidravlicheskih sistem zheleznodorozhnogo transporta: monografiya [Tekst]/ V.N. Vargunin, V.P. Mokhon`ko, O.P. Mulyukin, V.N. Novikova - Samara: SamGAPS, 2004. - 160 s.

6. Mulyukin, O.P. Dinamicheskoe kachestvo pruzhinnykh predokhranitel`nykh klapанov pnevmogidrosi-stem zheleznodorozhnogo transporta: monografiya [Tekst]/ B.G. Ivanov, A.V. Kovtunov, S.V. Kshumanev, O.P. Mulyukin. - Samara: SamGAPS, 2004. - 155 s.

7. Ivanov, S.L. Energeticheskiy podkhod pri otsenke kachestva privodov gornyykh mashin [Tekst]/ S.L. Ivanov, M.A. Semenov, A.S. Ivanov// *Fundamental`nye i prikladnye problemy tekhnologii mashinostroeniya*. - Tekhnologiya - 2003: Materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. - Orel: OrelGTU, 2003. - S.246-249.

8. Mulyukin, O.P. Otsenka vliyaniya destruktivnykh faktorov na pokazateli ekspluatatsionnoy nadezhnosti klapanno-sedel`nykh par pnevmogidroarmatury [Tekst]/ O.P. Mulyukin, O.YU. Grigor`eva, M.P. Dudin, M.I. Borzenkov// *Fundamental`nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*. - №6(290). - Orel: Gos. universitet - UNPK, 2011. - S.65-71.

9. Koltunov, M.A. Polzuchest` i relaksatsiya: Ucheb.posobie dlya vuzov [Tekst]/ M.A. Koltunov. - M.: Vysshaya shkola, 1976. - 277 s.

10. Borozdyka, A.M. Relaksatsiya napryazheniy v metallakh i splavakh: monografiya [Tekst]/ A.M. Borozdyka, L.B. Getsov. - Izd. 2-e, pererab. i dop. - M.:Metallurgiya, 1978. - 256 s.

11. Pisarenko, G.S. Deformirovanie i prochnost` materialov pri slozhnom napryazhennom sostoyanii monografiya [Tekst]/ G.S. Pisarenko, A.A. Lebedev. - Kiev: Naukova dumka, 1976. - 416 s.

12. Birger, I.A. Ob odnom kriterii razrusheniya plastichnosti [Tekst]/ I.A. Birger// *Mekhanika tverdogo tela*. - №4. - 1977. - S. 143-150.

СТРУКТУРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОЗЛОВЫХ КРАНОВ

Рассматривается вопрос оптимального проектирования несущих металлических конструкций козловых кранов. Нахождение оптимальных значений параметров металлических конструкций позволит существенно сократить затраты на изготовление и эксплуатацию крана.

Ключевые слова: козловый кран, оптимальное проектирование, несущая металлическая конструкция, методы оптимального проектирования.

При производстве козловых кранов большая часть затрат связана с изготовлением металлической конструкции, в свою очередь, масса металлической конструкции оказывает непосредственное влияние на энерговооруженность механизма передвижения крана.

Оптимальное проектирование металлических конструкций козловых кранов заключается в выборе конструктивного решения, которое будет иметь наилучшие технико-экономические показатели.

Для получения оптимальной металлической конструкции необходимо решить две задачи:

- выбрать оптимальную пространственную схему,
- подобрать оптимальное поперечное сечение для всех элементов выбранной схемы.

Выбор оптимальной пространственной является целью так называемой структурной оптимизации металлоконструкции, а определение оптимальных сечений – целью параметрической оптимизации.

В некоторых работах [1] предлагается решать эти две задачи последовательно, сначала предварительно выбрав сечения всех элементов, провести структурную оптимизацию, а в дальнейшем в рамках оптимизированной схемы провести параметрическую оптимизацию каждого из элементов. Подобный подход позволяет упростить алгоритм оптимизации и значительно сократить время обработки результатов, однако не гарантирует нахождения истинного оптимума, поскольку выбор схемы металлоконструкции оказывает непосредственное влияние на нагрузки, возникающие в отдельных элементах конструкции, и соответственно, на параметры поперечного сечения. Гарантированное нахождение экстремума возможно при проведении параметрической оптимизации всех элементов для каждого рассматриваемого варианта пространственной схемы металлической конструкции, т.е. при одновременном проведении структурной и параметрической оптимизации.

Наивысшей ступенью оптимального проектирования металлических конструкций козловых кранов является не просто сравнение нескольких имеющихся вариантов пространственных схем между собой, но и синтез новых схем, не встречавшихся ранее в краностроении.

Проведем анализ реализованных сегодня пространственных схем металлических конструкций специальных козловых кранов. В первую очередь, необходимо разделять схемы с применением однобалочного и двухбалочного пролетного строения. Применение двухбалочной схемы влечет за собой наличие в схеме разветвленных опор, при однобалочном пролетном строении возможно применение как разветвленных, так и одиночных опор. Итак, в результате мы имеем три базисных или «материнских» варианта схемы металлической конструкции (рис. 1), на основании которых должна проводиться дальнейшая оптимизация схемы.

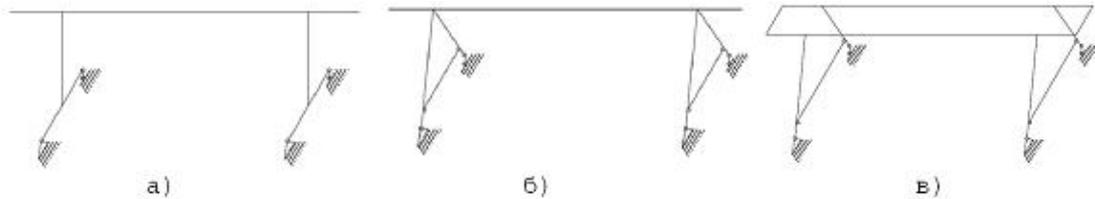


Рисунок 1 - Базисные схемы металлоконструкций специальных козловых кранов:

а) – однобалочная схема с разветвленными опорами, б) - однобалочная схема с неразветвленными опорами, в) двухбалочная схема с разветвленными опорами

Например, для первой базисной схемы возможны следующие дальнейшие варианты развития: применение подкосов в поперечной плоскости относительно моста крана (задних подкосов), применение подкосов в продольной плоскости относительно моста крана (боковых подкосов), применение малых подкосов (рис. 2).

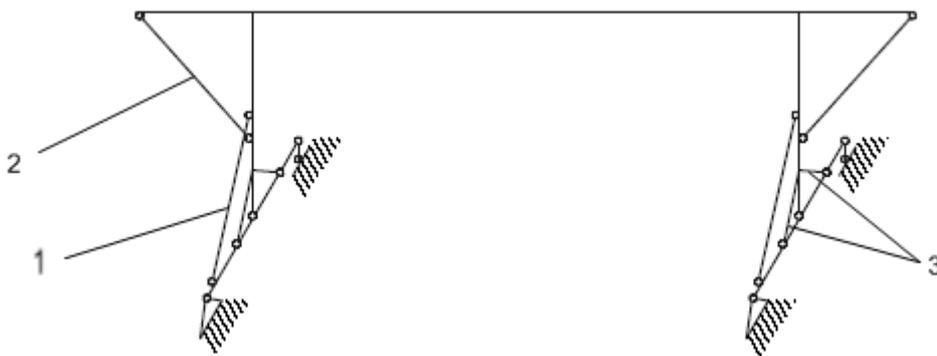


Рисунок 2 - Развернутый вариант первой базисной схемы:

1 – задний подкос, 2 – боковой подкос, 3 – малые подкосы

Рассматривая, аналогичным образом второй вариант схемы, обнаруживаем, что введение подкосов в плоскости, перпендикулярной пролетному строению крана, нецелесообразно, поскольку спаренные стойки подменяют собой и задний и малый подкосы, разгружая опоры и нижний ригель. В то же время, для получения дополнительной жесткости, а также для уменьшения нагрузок действующих на пролетное строение, может оказаться целесообразным введение боковых подкосов. В данном случае они должны выполняться спаренными и соединять консоли с каждой из стоек опор с двух сторон (рис. 3)



Рисунок 3 - Развернутый вариант второй базисной схемы

Аналогично и для третьей базовой схемы могут дополнительно вводиться боковые подкосы, соединяющие консоли каждой из двух главных балок со своей стойкой опоры (рис. 4). При оптимальном проектировании металлических конструкций козловых кранов являют-

ся заданными изначально следующие параметры, общая высота металлоконструкции, пролет крана. Такие же параметры, как длины консолей, нижнего ригеля, длины (точки закрепления) боковых, задних и малых подкосов по сути и являются переменными при проведении исследования на оптимальность. Изначально рассматривая наиболее сложный вариант схемы, в котором присутствуют все возможные элементы, как частные случаи будут рассмотрены и варианты схем, при которых тот или иной элемент отсутствует. Например, если длину бокового подкоса принять равной длине консоли, то их расположение в пространстве будет идентичным, то есть, по сути боковой подкос вырождается.

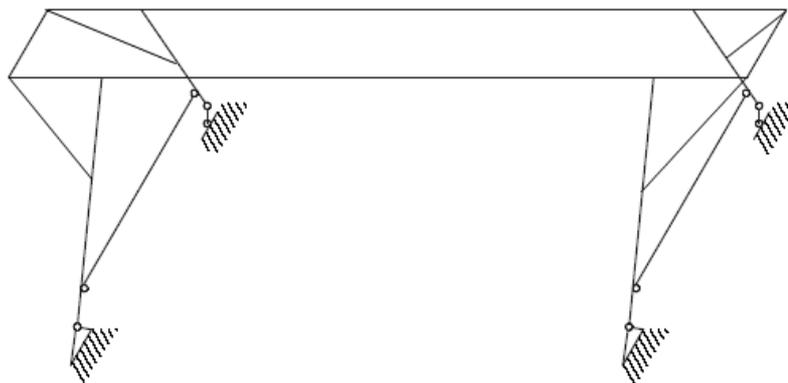


Рисунок 4 - Развернутый вариант третьей базисной схемы

Помимо длин элементов при оптимальном проектировании необходимо также рассматривать различные варианты соединения элементов металлоконструкции между собой, например, нагрузки в элементах при применении жесткого или шарнирного соединения будут отличаться.

Исследуя на оптимальность каждую из трех материнских схем по некоему выбранному критерию оптимальности [2], изначально будет получена наилучшее сочетание приведенных выше параметров для каждой из этих схем, и в дальнейшем, сравнивая результаты, легко можно выбрать наилучший вариант.

Однако, исследование на оптимальность имеет смысл продолжать, поскольку вполне возможно, что ни один из применяемых ранее вариантов пространственных схем при наилучшем сочетании параметров не является точкой абсолютного максимума в рамках поставленной задачи. На основании полученной оптимальной схемы следует проводить дальнейшее исследование.

Например, вводя дополнительную стяжку между стойкой опоры и задним подкосом, можно значительно улучшить условие устойчивости и тем самым получить конструкцию, которая будет лучшими технико-экономическими параметрами, прежде всего металлоемкостью. Соответственно, необходимо рассматривать введение всех возможных дополнительных элементов на предмет того, приводит их добавление к позитивному изменению критерия оптимальности или нет, что позволит перейти от сравнительного анализу к синтезу пространственных схем металлических конструкций.

Для этого, всю конструкцию необходимо в первом приближении разбить на узловые точки, которыми являются точки начала и конца имеющихся элементов, а также центральные точки элементов. При этом, если узловая точка делит какой-либо элемент (например, опору) на две части, необходимо разбивать данный элемент надвое и рассматривать его как два элемента со своими центрами. Соединяя каждую узловую точку конструкции с другими, и отбросив «ложные» элементы, которые либо совпадают в пространстве с уже имеющимися элементами, либо пересекают рабочую зону крана (зону, в которой может находиться груз), можно получить дополнительные элементы, которые могут быть введены в имеющуюся схему.

В случае, если введение дополнительного элемента дает положительный эффект, при-

№2(41)2013 (апрель-июнь) Технологические машины

сваиваем ему следующий порядковый номер, рассмотрев все возможные варианты, следует выяснить, добавление какого из дополнительных элементов дает наибольшее уменьшение критерия качества, и ввести его в схему на постоянной основе. В дальнейшем по приведенному выше алгоритму исследуем вновь полученную схему на оптимальные параметры длин и вид закрепления стержня, после чего получаем новое условно оптимальное решение.

В дальнейшем цикл синтеза следует повторять до тех пор, пока ни один из возможных дополнительных элементов не будет давать улучшения критерия качества.

Предложенный метод поиска оптимальной конструкции металлических конструкций позволяет не просто выбрать наилучший вариант среди известных ранее пространственных схем, но и производить синтез новых, неизвестных ранее схем, обладающим лучшими технико-экономическими параметрами по отношению к известным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сапьянов, В. Ю. Выбор оптимальных схем металлоконструкций тяжелых козловых кранов: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Саратов, 2008. – 175 с.
2. Кобзев, Р. А. Выбор целевой функции оптимального проектирования металлических конструкций козловых кранов [Текст] / Р. А. Кобзев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – Саратов, 2011. – №3 (58). Вып.2.

Кобзев Роман Анатольевич

Балаковский институт техники технологии и управления (филиал) ФБГОУ ВПО «СГТУ им Гагарина Ю.А.»

Адрес: 413853 Саратовская область, г.Балаково, ул. Чапаева, 140

Канд. техн. наук, докторант кафедры «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины»

Тел.: +7 (927) 446900

E-mail: cobzev.roman@yandex.ru

R. A. KOBZEV

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF METAL SPECIAL GANTRY CRANE

The question of optimum design of bearing metalworks of gantry cranes is considered. Determination of optimum values of parameters of metalworks will allow to reduce a capital and operational expenses essentially.

Keywords: gantry crane, optimum design, bearing metalworks, method of optimum design.

BIBLIOGRAPHY

1. Sap`yanov, V. YU. Vybor optimal`nykh skhem metallokonstruktsiy tyazhelykh kozlovykh kranov: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk. - Saratov, 2008. - 175 s.
2. Kobzev, R. A. Vybor tselevoy funktsii optimal`nogo proektirovaniya metallicheskih konstruktsiy kozlovykh kranov [Tekst] / R. A. Kobzev // Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. - Saratov, 2011. - №3 (58). Vyp.2.

Kobzev Roman Anatolievich

Balakovsky Institute of Engineering Technology and Management (Branch) FBGOU VPO "Saratov State Technical University named Yuri Gagarin"

Address: 413853, Saratov region, Balakovo, st. Chapayeva 140

Candidate. tehn. Sciences doctoral student "Hoisting, construction and road machines"

Tel.: +7 (927) 446900

E-mail: cobzev.roman @ yandex.ru

С. В. ГЛУЩЕНКО, А. В. ДОЙНОВ

ФОРМИРОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЯ БОЕВОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА МЕРЗЛОМ ОБЛЕДЕНЕЛОМ ГРУНТЕ

В статье раскрывается сущность процесса деформации мерзлого обледенелого грунта при внедрении в него грунтозацепов движителя боевой гусеничной машины. Для формирования величины максимального коэффициента сцепления движителя на мерзлом обледенелом грунте применяют съемные дополнительные грунтозацепы, влияющие на силу зацепления движителя. Рассматривается процесс взаимодействия трака с обледенелой дорогой в момент реализации максимального тягового усилия.

Ключевые слова: мерзлый обледенелый грунт, боевая гусеничная машина, максимальный коэффициент сцепления.

Осадки в виде дождя, снега в зимний период характерны для многих областей России. Использование боевых гусеничных машин (БГМ) по мерзлому обледенелому грунту, гололеду и снежно-ледовым образованиям происходит на протяжении от 4 до 6 месяцев в году. Поэтому большинство исследований, направленных на изучение взаимодействия гусеничного движителя (ГД) БГМ со снегом и льдом, посвящено решению двух проблем – обеспечению их проходимости и управляемости. Определяющие воздействие на формирование силы сцепления ГД с мерзлым обледенелым грунтом составляет слой льда на дорожной поверхности. Именно ледяной слой препятствует проникновению грунтозацепов траков ГД для зацепления и является прочным «материалом» при срезе «грунтового кирпича» в момент образования силы тяги БГМ.

Льдом называют все твердые фазы воды независимо от их кристаллического или аморфного строения. Снежные и ледяные покровы постоянно покрывают от 40 % до 50 % всей суши. В природе лед существует в виде кристаллического тела. Кристаллический лед может давать разные полиаморфные модификации, отличающиеся друг от друга строением пространственной решетки и физическими свойствами. Из числа определенно установленных модификаций одна – обыкновенный лед, существует при нормальных условиях. Главной их особенностью является быстрая реакция на температурное воздействие. Как материал, лед обладает некоторыми особенностями, отличающими его от других материалов. Основной особенностью является то, что лед в обычных условиях находится при температурах, весьма близких к температуре плавления (0°C). От нее его чаще всего отделяют лишь несколько градусов, реже несколько десятков градусов, в то время как у других материалов соответствующий температурный интервал составляет сотни градусов.

Другая, не менее важная, особенность льда состоит в том, что он с посторонними примесями в химическое взаимодействие не вступает и твердых растворов с ними не образует. Причину этого можно усматривать в ковалентной связи атомов водорода и кислорода в молекуле воды. Посторонние примеси отесняются растущими гранями кристаллов. Постепенно накапливаясь, они образуют во льду множество пор, полостей и микротрещин. Третья особенность льда заключается в сравнительно крупном размере его кристаллов. Поперечный размер их изменяется от нескольких миллиметров до нескольких сантиметров.

При конструировании и создании движителей БГМ, взаимодействующих с обледенелой дорогой, рассматривается лишь обыкновенный лед [1].

Формирующиеся в различных климатических условиях льды имеют не только различное строение, но и резко различаются по всем физическим свойствам. Ледяной покров не остается постоянным – его кристаллическое строение непрерывно претерпевает сложные метаморфические преобразования. В процессе этих преобразований изменяется не только

строение льда, но и все его свойства. Исследованию физико-механических свойств льда посвящены фундаментальные работы В. В. Богородского, И. П. Буягина, В. В. Лаврова, М. Меллора, Д. Невела, Э. Ф. Паундера, И. С. Песчанского, Б. А. Савельева, Н. В. Черепанова, К. Ф. Войтковского и др.

Формирование ледяного покрова связано с явлениями кристаллизации. Обычно для начала кристаллизации необходимо наличие переохлаждения и посторонних предметов. В результате смерзания многих кристаллов друг с другом на поверхности дороги образуется тонкая корка льда поликристаллического строения с различной ориентацией каждого кристаллика. При быстрой кристаллизации, когда скорость перемещения грани больше скорости диффузии примесей, последние захватываются внутрь кристалла, образуя в нем рыхлые места, пустоты и прослойки.

Таким образом, прочность льда, образующегося при сильных морозах меньше, чем прочность льда, нарастающего при более мягкой погоде.

Существенным отличием гололедных образований от замерзшей воды является наличие в них большого количества воздушных пор, которые в значительной степени оказывают влияние на такие параметры гололедных образований как прочность, величина адгезии к мерзлomu грунту дорожного покрытия, угол внутреннего трения и сила внутреннего сцепления. Кроме того, условия замерзания переохлажденного водяного пара приводят к тому, что кристаллы льда получают неправильной формы, маленького размера и хаотичного расположения, в связи с чем физико-механические свойства льда становятся однородными во всех направлениях. При этом лед, образовавшийся на дорогах, в отличие ото льда, образовавшегося на поверхности замерзших водоемов, имеет ярко выраженные изотропные свойства.

Рассмотрим некоторые физические параметры льда, необходимые для описания процесса взаимодействия траков гусеничных цепей (ГЦ) БГМ, оборудованных съемными дополнительными грунтозацепами (СДГ) с обледенелым мерзлым грунтом [1].

Первое в отечественной литературе систематическое обобщение данных русских и зарубежных исследований физико-механических свойств льда сделано А. Н. Комаровским, затем Б. П. Вейнбергом. Особенности физико-механических свойств льда подробно рассмотрены и проанализированы также в монографии П. А. Шумского.

Лед имеет «открытую», мало компактную структуру, поэтому он легче воды. Плотность льда ρ равна 970 кг/м^3 .

На основе анализа и обобщений большого числа данных экспериментов К. Ф. Войтковский рекомендует принимать связность льда c , равную 3400 МПа .

По данным исследований Б. П. Вейнберга [2] угол сопротивления внутреннему трению льда ρ_l равен нулю.

Важно отметить, что характеристики сжатия и среза льда определяются его предельными напряжениями разрушения. Упругое последствие льда при разгрузке отсутствует. Предел упругости льда близок к нулю, и упругие свойства обычно проявляются совместно с пластическими свойствами.

Значения модулей упругости и сдвига при экспериментальном определении зависят от скорости приложения нагрузки и времени ее действия. Это и является одной из причин значительного расхождения количественных значений параметров, характеризующих упругие свойства льда.

Модуль упругости характеризует сопротивляемость льда упругой деформации при растяжении или сжатии.

Относительное упругое растяжение (сжатие) ε можно выразить формулой

$$\varepsilon = \sigma/E, \quad (1)$$

где: σ – величина нормального напряжения, Па;

E – модуль упругости, являющийся коэффициентом пропорциональности, связывающим

нормальное напряжение и относительное удлинение, Па.

Возможность использования приведенной зависимости для расчета напряжений в ледяных образцах и ледяном покрове при кратковременном действии нагрузки установлена рядом исследователей. Так, тензометрические определения напряжений в ледяных балках, произведенные Б. Д. Карташкиным, подтвердили справедливость применения гипотезы плоских сечений при изгибе ледяных образцов. На основании опытов автор пришел к выводу, что при растяжении, изгибе и кручении лед следует закону Гука. К аналогичным выводам приводят также исследования Д. Ф. Панфилова, В. Н. Лаврова, К. С. Песчанского, В. П. Пинегина, Ф. И. Птухина.

Следует отметить, что при деформировании льда закон Гука сохраняется только формально. При этом коэффициент пропорциональности между величинами напряжений и деформаций утрачивает физический смысл модуля упругости. Поэтому правильнее его было бы именовать модулем деформации.

На основании обобщения результатов исследований П. Вейнберг считал, что модуль упругости льда равен от 7000 до 8000 МПа. Позднее Б. Д. Карташкин на основании многочисленных опытов установил, что при сжатии, растяжении и изгибе при температурах от минус 5° до минус 16° С – модуль упругости в среднем равен 4000 МПа. Зависимость модуля упругости от температуры для наливного льда по опытам В. Д. Карташкина при испытании образцов на изгиб приведена на рисунке 1. Наливной лед – лед, полученный путем послойного замораживания воды в жестяных формах, имеет молочный цвет и равномерное слоистое строение.

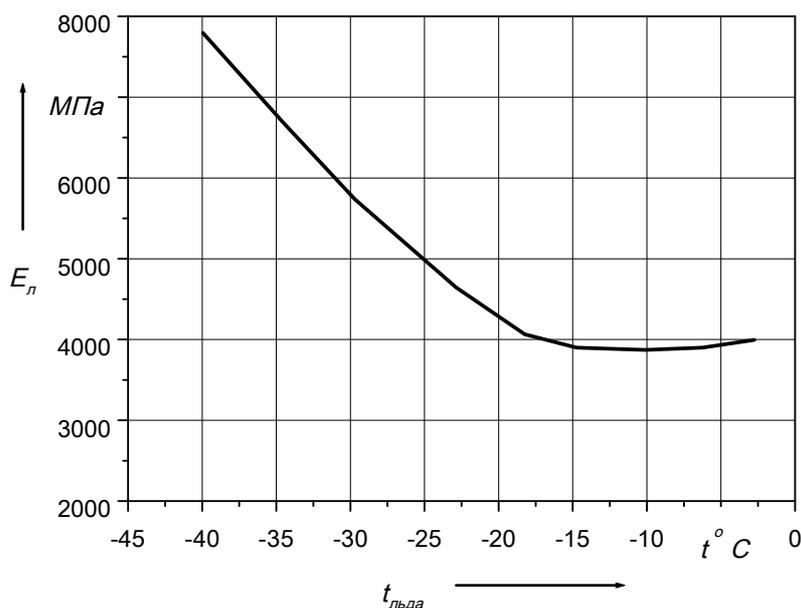


Рисунок 1 – Зависимость модуля упругости льда от температуры

В. П. Берденников, определявший модуль акустическим методом, считал, что модуль упругости монолитного льда равен 9000 МПа.

На основе анализа и обобщений большого количества экспериментов по определению модуля упругости льда многими исследователями К. Ф. Войтковский приходит к следующим выводам:

- модуль упругости льда является в некоторой степени неопределенной величиной, так как выделить его чистую упругую деформацию затруднительно;
- при динамическом действии нагрузок наиболее достоверной величиной модуля упругости льда будет $E \approx 9000$ МПа .
- при более или менее длительном воздействии нагрузок, вызывающих деформации

сжатия, растяжения или изгиба величину модуля упругости льда можно принимать равной 5000 МПа.

Модуль сдвига характеризует сопротивляемость льда деформации сдвига. Если из массива деформируемого льда выделить элементарный кубик, то его угловую деформацию γ , в соответствии с теорией упругости, можно выразить формулой:

$$\gamma = \tau / G_{сд}, \quad (2)$$

где: τ – величина касательного напряжения, Па;

$G_{сд}$ – модуль сдвига, Па.

Аналогично рекомендуемым значениям модуля упругости К. Ф. Войтковский предлагает принимать следующие значения модуля сдвига льда:

– для расчетов упругой деформации при динамическом воздействии нагрузок $G_{сд} \approx 3000 - 3400$ МПа;

– для расчетов начальной деформации при длительном воздействии нагрузок (деформации, происходящей в течение первых нескольких секунд после приложения нагрузки) $G_{сд} \approx 1500$ МПа.

Коэффициент Пуассона μ при упругой деформации связан с модулем упругости и модулем сдвига зависимостью:

$$\mu = \frac{E}{2G_{сд} - 1}. \quad (3)$$

Единственные непосредственные измерения коэффициента Пуассона для льда были произведены В. Н. Пинегиным [3]. На основании анализа результатов этих измерений и сопоставления значений модуля упругости и модуля сдвига по данным различных исследователей Б. П. Вейнберг установил, что наиболее близким к действительности значением коэффициента Пуассона является $\mu = 0,36 \pm 0,13$.

Б. Д. Карташкин на основании произведенных им экспериментальных определений величины модулей упругости и модуля сдвига рассчитал, что коэффициент Пуассона для льда в интервале температур от минус 5 до минус 16° С в среднем равен 0,34.

Б. А. Савельев рекомендует принимать для расчетов значение коэффициента Пуассона равный 0,36.

Описание процесса взаимодействия трака с асфальтобетонным и цементобетонным покрытием не составляет трудностей. При движении БГМ существующих конструкций по этим покрытиям погружение грунтозацепов настолько мало, что им можно пренебречь, поэтому весь процесс сводится к рассмотрению величины силы трения материала опорной поверхности трака с основанием.

Лед обладает сильно выраженными анизотропическими свойствами, причиной которых является кристаллизационное строение. В зависимости от направления усилия, приложенного к кристаллу, возникающие в нем напряжения и соответствующие им деформации значительно отличаются как по величине, так и по характеру. Например, по данным Б. П. Вейнберга, при параллельно направленном усилии к главной оси кристалла сопротивление льда раздавливанию в 1,32 раза больше, чем при перпендикулярно направленном усилии, и может достигать от 5 МПа до 7 МПа. Это затрудняет эмпирическое описание взаимодействия льда и СДГ трака ГЦ и требует дополнительных изысканий.

Тяговые испытания БГМ на мерзлом грунте показали [4], что при работе гусеничного движителя с буксованием происходит сдвиг грунтозацепов в направлении обратном движению машины и сопровождается разрушением твердого, мерзлого грунта. Характерными для взаимодействия грунтозацепов с мерзлым грунтом являются разрушение последнего непосредственно у рабочих поверхностей грунтозацепов с образованием стружки, состоящей из

отдельных кусков мерзлого грунта. Эти сведения позволяют представить реальную картину взаимодействия грунтозацепа со льдом, перемещение его в горизонтальном направлении и образование отдельных элементов стружки льда.

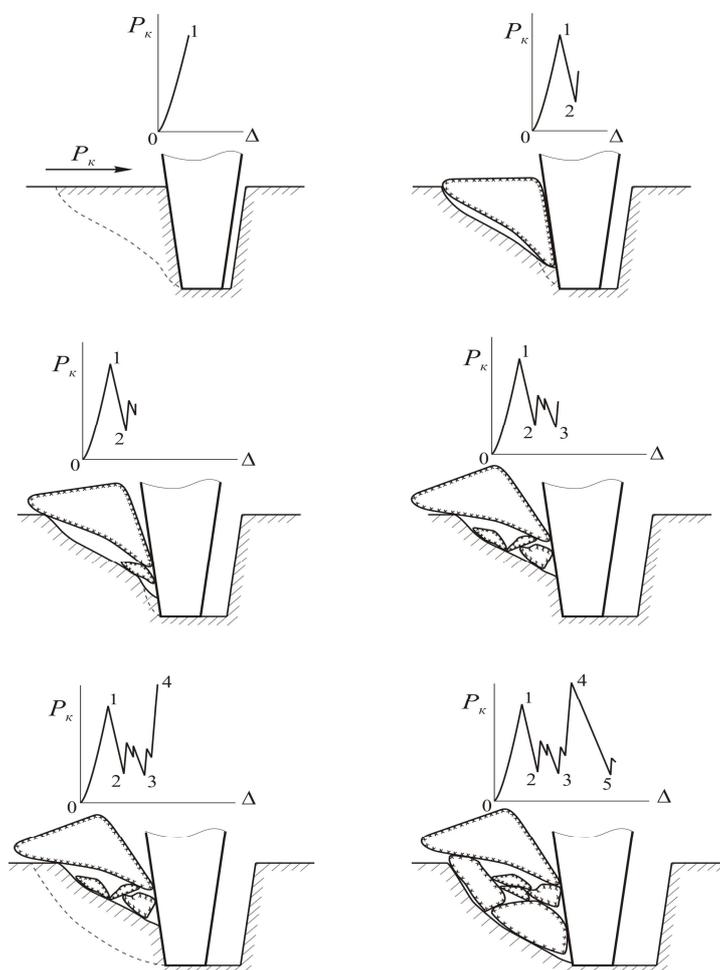


Рисунок 2 – Схема взаимодействия грунтозацепа с мерзлым грунтом и характер касательных усилий (P_k)

Таким образом, предполагаем, что, при движении БГМ в начальный период горизонтального сдвига СДГ относительно льда (процесс сдвига изображен на рисунке 2) под действием касательного усилия происходит упругая деформация массива льда рабочей поверхностью. При дальнейшем сдвиге СДГ, прямо противоположным движению БГМ, за счет явления буксования ГД. Деформация массива льда завершается выкалыванием крупных элементов стружки из массы льда по ширине СДГ.

Сразу же после выкалывания крупных элементов стружки дальнейшее продвижение грунтозацепа сопровождается постепенным увеличением контакта его рабочей поверхности с грунтом. Происходит смятие и скалывание сравнительно мелких неровностей и выступов на дне колеи по ширине СДГ, в результате чего образуется довольно гладкая поверхность после прохода грунтозацепа. Последующее продвижение грунтозацепа ведет к новому крупному сколу грунта по всей его рабочей поверхности, после чего цикл повторяется. Таким образом, процесс разрушения мерзлого грунта СДГ является периодическим процессом.

Периодичность процесса разрушения льда вызывает периодичность касательного усилия, развиваемого СДГ. По данным экспериментальных исследований [5], предполагаем, что на рисунке 2 показана примерная схема изменения касательного усилия при сдвиге СДГ в горизонтальном направлении относительно обледенелой поверхности движения, полученная по аналогии исследования продольных сдвигов различных макетов грунтозацепов при проведении исследований в составе экспериментальной установки.

№2(41)2013 (апрель-июнь) Технологические машины

В начальный период сдвига СДГ, усилие, развиваемое им, растет до максимальной величины, на рисунке 2 это показывает участок 0-1, соответствующий предельно напряженному состоянию льда для данной величины погружения в грунт. На участке 1-2, соответствующем отделению крупного элемента стружки, усилие резко падает до наименьшей величины, определяемой силой трения опорной поверхности СДГ и сопротивлением грунта смятию нижней частью рабочей поверхности грунтозацепа. Наблюдаются местные падения усилия, соответствующие моментам трещинообразования и промежуточным сколам (участок 2-3). В точке 4, соответствующей предельному напряженному состоянию массы льда, усилие сдвига достигает максимума, затем падает до минимума (участок 4-5), после чего цикл повторяется.

Таким образом, вследствие периодичности образования отдельных элементов стружки, взаимодействие грунтозацепа с мерзлым обледенелым грунтом характеризуется периодическим изменением величины касательного усилия в пределах от максимального до минимального значений.

При движении БГМ за счет не полного совпадения по времени циклов разрушения льда СДГ предполагается несколько сглаженный характер изменения касательного усилия отдельными СДГ.

По данным исследований, изложенным в [6], на твердом грунте сопротивление качению не меняется от перераспределения давления по опорной поверхности ГЦ. Необходимо учитывать перераспределение давления при рассмотрении формирования коэффициента сцепления ГД БГМ с опорной поверхностью движения, а так же в случае оборудования СДГ траков ГЦ.

Рассмотрим подробнее процесс взаимодействия трака с обледенелой дорогой в момент реализации максимального тягового усилия, то есть при наступлении скола льда СДГ в касательном направлении, противоположном движению БГМ по обледенелому мерзлому грунту.

Максимальное значение отношения величины силы тяги по сцеплению $P_{сц\ max}$ к величине G_m и есть максимальный коэффициент сцепления ГД БГМ с опорной поверхностью движения [7].

Сила тяги БГМ по сцеплению при максимальном значении равна:

$$P_{сц\ max} = P_{тр.\ гц} + P_{зац.\ пред}, \quad (4)$$

где: $P_{тр.\ гц}$ – сила трения опорной поверхности ГЦ об обледенелую поверхность движения БГМ, Н;

$P_{зац.\ пред}$ – сила зацепления трака ГЦ оборудованного СДГ со льдом.

Таким образом, максимальная сила тяги БГМ по сцеплению, а соответственно и φ_{max} будет реализована при достижении на льду СДГ силы предельного зацепления, то есть в момент скола льда СДГ и наступления полного буксования ГД БГМ.

Сила трения опорной поверхности ГЦ обусловлена взаимодействием опорной части ГЦ по обледенелой дороге, то есть природой трения материала ГЦ и льда, при отсутствии на траках развитых грунтозацепов или отсутствии их заглубления в случае недостаточного давления со стороны БГМ на опорную часть ГЦ. Таким образом, можно принять, что величина коэффициента трения скольжения между опорной частью ГЦ ГД и обледенелой дорогой будет изменяться в незначительных пределах относительно величины коэффициента трения стали и льда.

Сила $P_{зац.\ пред}$ в данном случае при применении СДГ на траках ГЦ при движении БГМ по обледенелой дороге является главной составляющей реализации максимальной силы тяги по сцеплению и соответственно определяет механизм образования φ_{max} .

Рассмотрим процесс образования силы $P_{зац.\ пред}$ и $P_{тр.\ гц}$ на обледенелой дороге при применении СДГ на траках. Составим расчетную схему скола льда СДГ трака ГЦ. Данная

Рассмотрим равновесие призмы ABD (рис. 4) в момент предельного равновесия под действием напряжений и найдем q_τ , а следовательно и $P_{зац. пред.}$.

Составим уравнение равновесия призмы в проекциях на ось x :

$$C_\alpha AD - q_\tau h_{СДГ} \cos \alpha - \tau_l BD \cos \alpha + \sigma_l BD \sin \alpha = 0. \quad (8)$$

Учитывая, что $AD = h_{СДГ} / \sin \alpha$, а $BD = h_{СДГ} / \cos \alpha$, получим:

$$C_\alpha = q_\tau \frac{h_{СДГ}}{AD} \cos \alpha - \sigma_l \frac{BD}{AD} \sin \alpha + \tau_l \frac{BD}{AD} \cos \alpha. \quad (9)$$

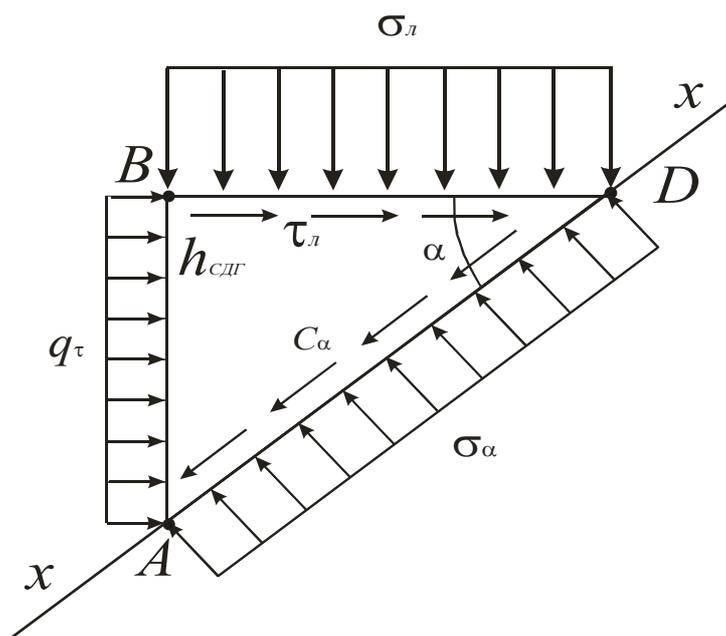


Рисунок 4 – Условие предельного равновесия призмы скалывания льда

После преобразования уравнения (9) получим:

$$C_\alpha = \left(\frac{q_\tau - \sigma_l}{2} \right) \sin 2\alpha + \tau_l \cos^2 \alpha. \quad (10)$$

С учетом выражения (7):

$$P_{сц. max} = 4n_{СДГ} b_{СДГ} h_{СДГ} \left(\frac{C_\alpha - \tau_l \cos^2 \alpha}{\sin 2\alpha} + \frac{\sigma_l}{2} \right). \quad (11)$$

На основе исследований изложенных в [9], принимаем $\alpha = 45^\circ$.

Формула (11) показывает, что $P_{сц. max}$ зависит от количества СДГ их ширины и высоты. При изменении данных конструктивных параметров СДГ трака ГЦ она будет изменяться прямо пропорционально φ_{max} .

Представленные в статье теоретические выкладки показывают, что на формирование силы сцепления ГД БГМ, траки которого либо имеют развитые грунтозацепы, либо СДГ, оказывают влияние их основные конструктивные параметры. В значительной мере они будут оказывать решающее влияние на взаимодействие ГД с мерзлым обледенелым грунтом в задаче формирования максимального коэффициента сцепления ГД.

Таким образом, на основании результатов проведенных теоретических исследований можно констатировать, что основными факторами, оказывающими наиболее существенное влияние на силу сцепления ГД БГМ, являются высота, ширина и количество зацепов, устанавливаемых на опорную часть ГЦ. С целью установления закономерностей, формирования максимальной величины коэффициента сцепления ГД БГМ на мерзлом обледенелом грунте и на твердом связном грунте целесообразно экспериментально исследовать процессы изменения его значений при одновременном воздействии этих конструктивных факторов. Варьирование значениями перечисленных факторов качественно отражается на характере образования силы тяги по сцеплению, которая в свою очередь непосредственно влияет на проходимость боевой гусеничной машины в указанных дорожных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разработка и обоснование метода оценки проходимости военных гусеничных машин по слабым грунтам [Текст] : отчет о НИР / Предприятие п. я. А-7701. – Л., 1986. – 163 с.
2. Вейнберг, Б. П. Лед [Текст] / Б. П. Вейнберг. – М. : Гостехтеоретиздат, 1940, – 267 с. – Библиогр.: с. 266–267.
3. Пинегин, В. Н. Об изменениях модуля упругости и коэффициента Пуассона у речного льда при сжатии [Текст] / В. Н. Пинегин // Наука и техника. – 1927. – № 3. – С. 15–22.
4. Валиахметов, Д. Г. Исследование взаимодействия движителей гусеничного трактора с мерзлыми грунтами [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Валиахметов Дмитрий Георгиевич. – Челябинск, 1974. – 197 с. – Библиогр.: с. 183–189.
5. Праведников, Д. В. Оценка проходимости боевых гусеничных машин при движении по грунтам с низким коэффициентом сцепления [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 20.02.14 / Праведников Дмитрий Владимирович. – Кубинка, 2005. – 163 с. – Библиогр.: с. 154–162.
6. Двали, Р. Р. Механическая тяга в горной местности [Текст] / Р. Р. Двали, В. В. Махалдиани. – М. : Наука, 1970. – 235 с. – Библиогр.: с. 235–236.
7. Антонов, А. С. Теория гусеничного движителя [Текст] / А. С. Антонов. – М. : Машгиз, 1949. – 214 с. – Библиогр.: с. 211–213.
8. Куляшов, А. П. Современные методы разрушения льда [Текст] / А. П. Куляшов, Ю. И. Молев, В. А. Шапкин, А. В. Щепетов. – М. : Спутник +, 2005. – 134 с. – Библиогр.: с. 130–133.
9. Барахтанов, Л. В. Проходимость автомобиля [Текст] / Л. В. Барахтанов, В. В. Беляков, В. Н. Кравец. – Н.-Новгород: Изд-во НГТУ, 1996. – 199 с. – Библиогр.: с. 196–198.

Глушенко Сергей Владимирович

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище имени генерала армии В.Ф. Маргелова
Адрес: 390031, г. Рязань, площадь Маргелова, дом 1
Канд. техн. наук, профессор кафедры Эксплуатации вооружения и военной техники
Тел.: +7 (903) 6415915
E-mail: glushenko.78@bk.ru

Дойнов Александр Владимирович

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище имени генерала армии В.Ф. Маргелова
Адрес: 390031, г. Рязань, площадь Маргелова, дом 1
Адъюнкт кафедры Эксплуатации вооружения и военной техники, старший лейтенант
Тел.: +7 (920) 4406059
E-mail: dedo-88-88@mail.ru

S. V. GLUSHENKO, A. V. DOINOV

FORMATION OF COEFFICIENT OF COUPLING OF THE PROPELLER OF THE FIGHTING TRACK LAYING VEHICLE ON FROZEN ICE-COVERED SOIL

In article the essence of process of deformation of frozen ice-covered soil reveals at introduction of hooks of the propeller in it the fighting track laying vehicle. To formation of size of the maximum coefficient of coupling of the propeller on frozen ice-covered soil apply the removable additional hooks influencing force of gearing of the propeller. Process of interaction of a track with the

BIBLIOGRAPHY

1. Razrabotka i obosnovanie metoda otsenki prokhodimosti voennykh gusenichnykh mashin po slabym gruntam [Tekst] : otchet o NIR / Predpriyatie p. ya. A-7701. - L., 1986. - 163 s.
2. Veynberg, B. P. Led [Tekst] / B. P. Veynberg. - M. : Gostekhizdat, 1940, - 267 s. - Bibliogr.: s. 266-267.
3. Pinegin, V. N. Ob izmeneniyakh modulya uprugosti i koeffitsienta Puassona u rechnogo l'da pri szha-tii [Tekst] / V. N. Pinegin // Nauka i tekhnika. - 1927. -№ 3. - S. 15-22.
4. Valiakhmetov, D. G. Issledovanie vzaimodeystviya dvizhiteley gusenichnogo traktora s merzlymi gruntami [Tekst] : dis. ... kand. tekhn. nauk : 05.05.03 / Valiakhmetov Dmitriy Georgievich. - Chelyabinsk, 1974. - 197 s. - Bibliogr.: s. 183-189.
5. Pravednikov, D. V. Otsenka prokhodimosti boevykh gusenichnykh mashin pri dvizhenii po gruntam s nizkim koeffitsientom stsepleniya [Tekst] : dis. ... kand. tekhn. nauk : 20.02.14 / Pravednikov Dmitriy Vladi-mirovich. - Kubinka, 2005. - 163 s. - Bibliogr.: s. 154-162.
6. Dvali, R. R. Mekhanicheskaya tyaga v gornoy mestnosti [Tekst] / R. R. Dvali, V. V. Makhaldiani. - M. : Nauka, 1970. - 235 s. - Bibliogr.: s. 235-236.
7. Antonov, A. S. Teoriya gusenichnogo dvizhitelya [Tekst] / A. S. Antonov. - M. : Mashgiz, 1949. - 214 s. - Bibliogr.: s. 211-213.
8. Kulyashov, A. P. Sovremennyye metody razrusheniya l'da [Tekst] / A. P. Kulyashov, YU. I. Molev, V. A. Shapkin, A. V. Shechetov. - M. : Sputnik +, 2005. - 134 s. - Bibliogr.: s. 130-133.
9. Barakhtanov, L. V. Prokhodimost' avtomobilya [Tekst] / L. V. Barakhtanov, V. V. Belyakov, V. N. Kravets. - N.-Novgorod: Izd-vo NGTU, 1996. - 199 s. - Bibliogr.: s. 196-198.

Glushchenko Sergey Vladimirovich

Ryazan higher airborne troop command school named after general of the army V.F. Margelov

Address: 390031, Ryazan, area Margelov, house 1

Professor of chair of Operation of arms and military equipment, candidate of technical sciences, lieutenant colonel

Tel.: +7 (903) 6415915

E-mail: glushenko.78@bk.ru

Doynov Alexander Vladimirovich

Ryazan higher airborne troop command school named after general of the army V.F. Margelov

Address: 390031, Ryazan, area Margelov, house 1

Graduated in a military academy of chair of Operation of arms and military equipment, senior lieutenant

Tel.: +7 (920) 4406059

E-mail: dedo-88-88@mail.ru

БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И АВТОМОБИЛЬНЫЕ ПЕРЕВОЗКИ

УДК 629.351:631

К. С. ЕСИН, А. Л. СЕВОСТЬЯНОВ

**МЕТОДИКА ВЫБОРА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРИ УБОРКЕ
ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР**

В данной статье представлена методика выбора подвижного состава при уборке зерновых культур в зависимости от количества используемых комбайнов, при этом учитываются технические характеристики каждого комбайна. При нахождении количества транспортных средств задействованных на уборке зерновых культур учитывается грузоподъемность и объем кузова каждой модели.

Ключевые слова: транспортные средства, перевозка зерна, зерновые культуры, зерноуборочный комбайн, производительность молотилки, грузоподъемность автомобиля, зернохранилище.

ВВЕДЕНИЕ

Решение задач зерновой логистики является одной из насущных проблем, с которой в своей деятельности сталкивается подавляющее большинство сельхозтоваропроизводителей. Здесь значение вопросов логистики за последнее время существенно возросло. Во многом это связано с внедрением на большинстве сельскохозяйственных предприятий новой высокопроизводительной техники с одновременным ростом посевных площадей, а так же выведением новых высокоурожайных сортов сельскохозяйственных культур.

Для обеспечения увеличения производства зерна необходимы условия для развития возможностей по транспортировке, хранению, переработки и сбыту. Существующая на данный момент транспортно-логистическая инфраструктура является балластом (ограничивающим фактором), не позволяющим эффективно реализовать внутренний и экспортный потенциал страны и нуждается в интенсивном развитии и модернизации.

Основными задачами автомобильного транспорта, используемых при уборке зерновых культур, являются: своевременная и сохранная перевозка зерновых культур от комбайнов на зернохранилища; создание условий для рационального использования уборочной техники, снижение простоев в процессе загрузки и разгрузки транспортных средств; эффективное использование подвижного состава; обеспечение безопасности движения и пожарной безопасности; создание условий для внедрения передовых методов организации работы уборочно-транспортного процесса и на этой основе снижение трудовых и материальных затрат.

Значение автомобильного транспорта для сельского хозяйства определяется не только тем, что его подвижным составом в настоящее время перевозится около 80% сельскохозяйственных грузов, но и непосредственным влиянием уровня организации его работы, качества выполняемых перевозок на эффективность и качество работы в сельском хозяйстве, результаты сельскохозяйственного производства.

На рисунке 1 представлена шестиуровневая иерархическая система зерновой логистики. Слабым звеном в данной системе является первый уровень – вывоз зерна с полей региона. В настоящее время сельхозтоваропроизводители в своем парке машин имеют «катастрофически» изношенную автомобильную технику как в физическом так в моральном плане. Данная техника неспособна обеспечить бесперебойную работу высокотехнологичных комбайновых бригад, оснащенных современными зерноуборочными комбайнами с пропускной способностью хлебной (зерновой) массы свыше 12 кг/с. Что зачастую приводит к простоям комбайнов, увеличению агротехнологических сроков уборки зерновых культур, что приводит к снижению качества зерна.

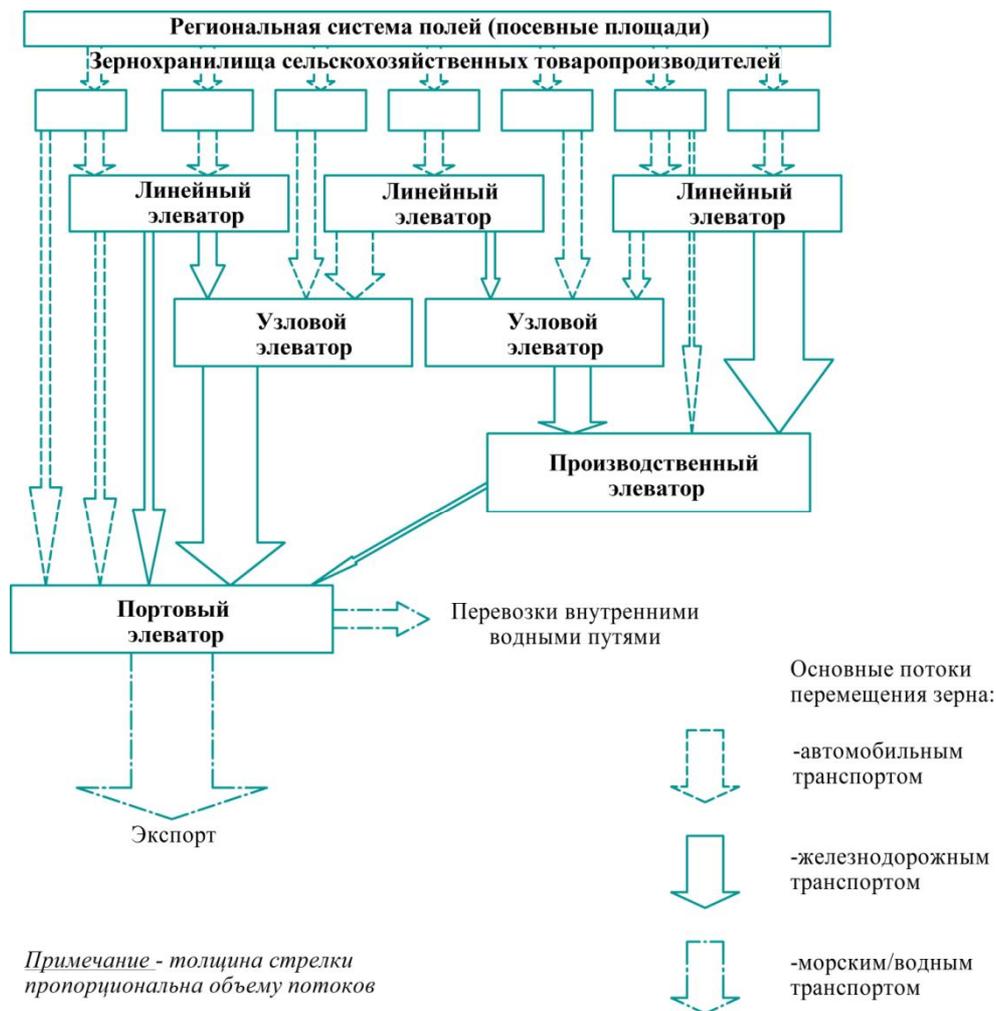


Рисунок 1 – Транспортно-элеваторная инфраструктура перевозок зерна

Согласованную работу в зерновой логистике, можно обеспечить лишь на основе единого процесса выполнения всех видов работ, и должна носить текущий и оперативный характер, т. е. составляться на весь объем работ по уборке урожая с разбивкой по периодам их выполнения, а также каждые сутки с учетом складывающихся конкретных условий.

В статье предложена методика и алгоритм решения задачи, обоснования необходимого количества транспортных средств, для перевозки зерновых культур с поля на зернохранилища в период уборки зерновых культур. В целях повышения эффективности вывоза зерна с полей.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задача выбора транспортных средств по типам и маркам, не может быть решена, без выявления объемов перевозок, грузооборота и конкретных условий работы.

Российская Федерация имеет огромный потенциал для наращивания объемов производства зерна, включая на экспорт в размере 40-50 млн. тон в год до 2020 г. [], в связи с этим необходимо уделять приоритетное внимание инфраструктуре и транспортной логистике зерна, как на внутреннем рынке, так и на экспорт. Россия вышла на такой уровень производства, когда при любых условиях обеспечит сбор 100 млн. тонн в год. Данные таблицы 1 говорят о том, что объемы производства зерна постоянно растут, приводя к росту объемов перевозок.

Таблица 1 – Прогнозные показатели по производству и объёму перевозок зерна

Показатели	Годы							
	2010	2011	2012	2013	2014	2016	2018	2020
Посевная площадь, млн. га	43,6	48,3	48,7	48,7	49,0	49,5	50,0	51,0
Урожайность ц/га	14,0	17,6	18,5	19,5	22,4	23,2	24,0	24,5
Производство, объем перевозок, млн. тонн	61,4	85,0	90,0	95,0	110,0	115,0	120,0	125,0
Внутреннее потребление, млн. тонн	75,6	77,0	77,5	78,0	78,5	79,5	80,5	82,5
Экспортный потенциал, млн. тонн	13,7	10,0	15,0	21,5	30,5	34,5	38,5	41,5

Для бесперебойного обеспечения уборочно-транспортного процесса транспортными средствами в методике, учитываются урожайность зерновых культур, площадь убираемой территории, расстояние от поля до зернохранилища, количество и технические характеристики каждого комбайна, а так же грузоподъемность всех транспортных средств участвующих в зерновой логистике.

МЕТОД РЕШЕНИЯ

Поставленную задачу определения количества автомобилей начинают с определения объемов перевозок зерновых культур с каждого конкретного поля.

Уборка зерновых культур невозможна без наличия транспортных средств, а сам процесс уборки неотделим от транспортного процесса и выполняется уборочно-транспортными звеньями или бригадами, работы, осуществляемые ими, определяются термином «уборочно-транспортные»[1].

Это обстоятельство определяет существенное влияние автомобильного транспорта на продолжительность уборки зерновых культур, соблюдение сельскохозяйственными организациями оптимальных сроков выполнения уборочных работ и как следствие качество зерна.

Поэтому уборочные и транспортные работы являются звеньями единого технологического процесса и главная задача его участников - обеспечение бесперебойности функционирования каждого звена, согласованности в работе звеньев и непрерывности функционирования уборочно-транспортного процесса в зерновой логистике.

Своевременность выполнения перевозок зерновых культур является главным показателем оценки качества работы автомобильного транспорта в зерновой логистике.

При уборке зерновых культур применяются комбайны с накопительными бункерами, что обуславливает необходимость ритмичного прибытия к ним транспортных средств, а поскольку их кузова вмещают количество зерна, равное вместимости нескольких бункеров, они также выполняют накопительно-сборочные функции.

Определение потребного количества автомобилей для перевозки зерна от комбайнов необходимо выполнять из учета производительности технологической машины, поэтому в методике рассчитываем чистое и сменное время цикла зерноуборочного комбайна.

$$t_{TM}^{-ч} = t_{з}^б + t_{р}^б, ч \quad (1)$$

где: $t_{TM}^{-ч}$ - чистое время цикла технологической машины, ч;

$t_{з}^б$ - время загрузки бункера технологической машины, ч;

$t_{р}^б$ - время разгрузки бункера технологической машины, ч.

$$t_{\text{з}}^{\text{б}} = \frac{\gamma \times V_{\text{б}} \times \eta_{\text{б}}}{3,6 \times q \times k_{\text{г}}} (1 + d), \text{ч} \quad (2)$$

где: γ - плотность зерна, т/м³;

$V_{\text{б}}$ - емкость бункера технологической машины, м³;

$\eta_{\text{б}}$ - коэффициент использования бункера, 0,95-1,1;

q - производительность молотилки, кг/с;

$k_{\text{г}}$ - коэффициент использования пропускной способности комбайна, 0,8-1,0;

d - отношение массы соломы к массе зерна.

$$t_{\text{п}}^{\text{б}} = \frac{\gamma \times V_{\text{б}} \times \eta_{\text{б}}}{W_{\text{мин}}}, \text{ч} \quad (3)$$

где: $W_{\text{мин}}$ - производительность выгрузного устройства (шнека) бункера, кг/ч.

Определяем рабочую скорость комбайна:

$$V_{\text{р}} = \frac{360 \times q}{g_{\text{з}} \times B_{\text{р}} \times k_{\text{ж}} \times (1 + d)}, \text{км/ч} \quad (4)$$

где: $g_{\text{з}}$ - урожайность зерна, ц/га;

$B_{\text{р}}$ - ширина захвата жатки, м;

$k_{\text{ж}}$ - коэффициент использования жатки [2];

d - отношение массы соломы к массе зерна.

В приведенной формуле (4) рабочая скорость комбайна находится в прямо пропорциональной зависимости от урожайности зерновых культур. Таким образом, при более высокой урожайности, за одно и то же время комбайн обмолачивает меньшую площадь, занятую зерновыми культурами.

Рациональная система управления перевозками зерновых культур в период уборки включает комплекс мероприятий, обеспечивающих эффективное выполнение работ во всех звеньях единого уборочно-транспортного процесса при минимальных затратах труда и издержках.

Применяемые способы уборки зерновых культур определяют не только трудоемкость и издержки в сельском хозяйстве, но и качество получаемого зерна.

Другим фактором бесперебойной работы автомобильного транспорта являются пропускная способность хлебоприемных пунктов сельхозтоваропроизводителей и зависит от количества транспортных средств, принимаемых в единицу времени, а также от их грузоподъемности.

Таким образом, уборка и транспортировка зерновых культур являются тесно взаимосвязанными звеньями единого уборочно-транспортного процесса, осуществляемого с общей целью – эффективный вывоз зерна при минимальных затратах труда и материальных средств.

Для определения потребного количества автомобилей, необходимо рассчитать время обратного рейса, выполняемого транспортным средством с поля на хлебоприемный пункт и обратно по формуле:

$$t_{\text{в}}^{\text{ч}} = t_{\text{п}}^{\text{б}} + t_{\text{н}} + t_{\text{г}} + t_{\text{д}} + t_{\text{р}} + t_{\text{ж}}, \text{ч} \quad (5)$$

где: $t_{\text{п}}^{\text{б}}$ - время движения автомобиля по полю, ч;

$t_{\text{н}}$ - время движения с грузом, ч;

$t_{\text{д}}$ - время оформления документов, проверка влажности зерна, ч;

t_p - время разгрузки автомобиля (ожидания разгрузки, технологические переезды), ч;

t_x - время движения без груза, ч.

В результате определения времени цикла комбайна и транспортного средства выводится два различных состояния уборочного-транспортного процесса. В первом случае, $t_a^H < t_{TM}^{-H}$, то на каждый определенный комбайн будет приходиться один автомобиль с соответствующим объемом кузова и грузоподъемностью.

$$V_n^a = \frac{m_n^a}{\gamma}, \text{ м}^3 \quad (6)$$

где: V_n^a - объем кузова автомобиля, м^3 ;

m_n^a - грузоподъемность соответствующего автомобиля, т;

γ - плотность зерна, $\text{т}/\text{м}^3$.

В случае, $t_a^H > t_{TM}^{-H}$, то необходимое количество автомобилей принимают из расчета объема намолоченного зерна, учитывая время оборотного рейса автомобиля.

Объем зерновой массы, намолоченной комбайном, рассчитывают по формуле:

$$V_n = \frac{t_a^H \times 3,6 \times q_n \times K_q}{\gamma \times \eta_b \times (1 + d)}, \text{ м}^3 \quad (11)$$

где: q_n – пропускная способность комбайна, $\text{кг}/\text{с}$.

В современных условиях хозяйствования количество транспортных средств определяется в зависимости от выявленного объема перевозок и учета возможности применения передовых методов перевозки, что может привести к завышению (снижению) количества автомобилей и как следствие к неоправданно завышенным материальным и трудовым затратам, а так же невысоким показателям работы системы в целом. Данные недостатки предлагается учитывать в предложенной нами методике расчета транспортных средств. Критерием такой оценки в данном случае выступать такой показатель как - уборочно-транспортный баланс при перевозке зерновых культур с определенной площади. Данная методика может стать научной основой расчета потребного количества транспортных средств. При перевозке зерна от комбайна предполагаемое количество автомобилей определяют на основе равенства суммарной производительности комбайнов и провозных возможностей автомобильного транспорта, задействованных в зерновой логистике. При этом учитывается разномарочный состав транспортных средств и технологических машин, их различные грузоподъемность и объемы бункеров.

Данная зависимость представлена в формулах 7 и 8.

$$m_1 \times x_1 + m_2 \times x_2 + \dots + m_n \times x_n = m_k \quad (7)$$

где: x_1, x_2, x_n – количество автомобилей определенной модели, шт;

m_1, m_2, m_n – грузоподъемность автомобиля соответствующей модели, т;

m_k - масса намолоченного зерна всеми комбайнами на поле, т.

$$\sum_{i=1}^n m_i \times x_i = \sum_{j=1}^n m_j \quad (8)$$

$$\text{При этом } \sum_{i=1}^n x_i \rightarrow \min \quad (9)$$

Отсюда потребное количество автомобилей рассчитываем по формуле:

$$x_i = \frac{m_i \times m_k}{m_1^2 + m_2^2 + \dots + m_n^2} \quad (10)$$

Номинальная грузоподъемность подвижного состава определяется максимально возможной полезной нагрузкой при работе автомобиля в различных дорожных условиях. При перевозках зерна, важное значение имеет грузоподъемность транспортного средства, определяемая внутренними размерами кузова, объемной массой грузов и ограничиваемая грузоподъемностью. Поэтому значение увеличения объемов кузовов, а следовательно, и грузоподъемности подвижного состава на перевозках сельскохозяйственных грузов возрастает. Повышения грузоподъемности подвижного состава в данном случае решается увеличением высоты бортов путем их наращивания, применение надставных бортов и увеличение длины кузовов.

Для подвижного состава с универсальными бортовыми кузовами фактическая масса перевозимого груза, будет рассчитываться по формуле:

$$m_{\text{факт}} = F \times (h \pm h_1) \times \gamma, \text{ т} \quad (12)$$

где: F - площадь грузовой платформы, м^2 ;

h - высота укладки груза, м ;

h_1 – расстояние от верхнего края борта кузова до допустимого уровня погрузки груза, м .

При этом возникают ограничения по высоте наращиваемых бортов, которая ограничивается высотой выгрузных устройств уборочной техники, расположением выгрузных люков бункеров на хлебоприемных пунктах, а также условиями безопасного движения, особенно с грузом, по сельским дорогам.

Таким образом, количество автомобилей, обслуживающих группу комбайнов, находится в прямой зависимости от времени цикла оборотного рейса. Чем быстрее автомобиль выполняет транспортную работу по транспортировке зерна с поля на пункт приема и возвращается обратно на поле, тем меньшее количество автомобилей необходимо для обслуживания группы комбайнов.

Автомобильный транспорт в силу своего положения в указанном процессе и присущих ему свойств не может ограничиваться пассивной ролью перевозчика. Он должен стать его активным организатором и совместно с работниками сельского хозяйства и, системы заготовок обеспечивать централизованное управление процессом, включающее межотраслевое текущее и оперативное планирование уборочно-транспортных работ, их организацию, диспетчерское руководство, оперативное регулирование, ежесуточный сбор информации о ходе работ, анализ данных и подведение итогов.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В соответствии с данной методикой, необходимо более подробно разобрать время цикла автомобиля, что бы наглядно было видно, от чего зависит время, затраченное на каждую основную операцию при транспортировке зерна с поля на приемный пункт. Чтобы в дальнейшем предложить действующие меры по сокращению времени, затраченному на каждую операцию при транспортировке зерновых культур с поля на зернохранилище, и тем самым повысить производительность, как самих транспортных средств, так и комбайнов.

Время разгрузки бункера технологической машины, величина постоянна и зависит от типа комбайна, приводится в техническом паспорте комбайна.

Время переезда автомобиля по полю, учитывается, когда автомобиль с не полностью загруженным кузовом переезжает от одного комбайна к другому в цели заполнения полного кузова зерном. Можно исключить это время путем рационального подбора объема кузова транспортного средства и объема бункера комбайна. За счет чего один заполненный бункер комбайна должен полностью загружать один кузов транспортного средства или кратно. При

этом полностью исключается время переезда автомобиля по полю и время простоя комбайна в ожидании подъезда к нему очередного транспортного средства.

Время движения с грузом, время движения без груза, величины, зависящие от расстояния от поля до тока и скорости движения автомобиля. Так как расстояние от каждого поля до тока постоянно, то следует уделять внимание факторам, влияющим на скорость, такие как техническое состояние автомобиля и качество дорог.

Сокращению расстояний перевозок зерновых культур способствует их тщательная маршрутизация, разработка и использование дополнительных укороченных маршрутов по полевым и проселочным дорогам для проезда при благоприятных погодных условиях. С целью оптимизации расстояний перевозок зерновых культур в периоды уборки, необходима система оперативного управления процессами этими процессами, в том числе на основе космических технологий ГОЛНАСС. В данном случае ГЛОНАСС позволяет в оперативном режиме сформировать наиболее короткие маршруты вывозки, прокладку в он-лайн режиме транспортных магистралей в зависимости от длины гона и урожайности, при минимальном влиянии на сельскохозяйственные экобиосистемы. Автоматизировать обработку, оформление и выдачу документов на груз. Позволяет повысить пропускную способность хлебоприемных пунктов.

ВЫВОД

Таким образом, по результатам выполненной работы можно сделать вывод, что разработанная методика позволяет достичь поставленной цели по нахождению необходимого рационально обоснованного количества транспортных средств, при транспортировке зерновых культур с поля на зернохранилища сельхозтоваропроизводителей.

Введено понятие уборочно-транспортный баланс, на основе которого производится выбор рационального количества транспортных средств, при перевозке зерновых культур с полей региона.

Это позволит рационально эксплуатировать транспортные средства сельскохозяйственной организации или привлекаемые на время уборки. При этом учитываются марка и модель автомобиля, так же грузоподъемность каждой модели, а не средняя по всему подвижному составу, так же количество комбайнов задействованных на обмолоте зерновых культур, с техническими характеристиками каждого комбайна. В результате расчетов получаем минимальное количество автомобилей каждой модели с максимально полезной загрузкой, что приводит к повышению производительности работ в «уборочно-транспортной» системе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Есин, К. С. Транспортное обеспечение агропромышленного комплекса при уборке зерновых культур (на примере орловской области) [Текст] / К.С. Есин, А.Л. Севостьянов, С.Н. Филин // Мир транспорта и технологических машин: Орел, Госуниверситет-УНПК, №1(40) 2013, 21-27 с.
2. Зязев, В. А. Перевозки сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом. [Текст] / В. А. Зязев, М. С. Капланович, В. И. Петров. – М.: Транспорт 1979. 253 с. ил.
3. Нормативно-справочные материалы по планированию механизированных работ в сельскохозяйственном производстве: Сборник. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 316 с.
4. Сенькевич, А. А. Совершенствование транспортного обслуживания процесса уборки зерновых колосовых в сельскохозяйственных предприятиях / А. А. Сенькевич, С. К. Филатов // Научный журнал КубГАУ, №79(05), 2012, 20-31 с.

Есин Константин Сергеевич

ФГБОУ ВПО «Государственный Университет - УНПК»
Адрес: г. Орел, ул. Московская, д. 77, ауд. 312
Аспирант кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел.: +7 (9192) 032999
E-mail: esinkc@mail.ru

Севостьянов Александр Леонидович

ФГБОУ ВПО «Государственный Университет - УНПК»
Адрес: г. Орел, ул. Московская, д. 77, ауд. 312
Канд. техн. наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел.: +7 (9200) 849977
E-mail: sewostya@list.ru

K. S. YESIN, A. L. SEVOSTYANOV

METHOD OF SELECTION OF ROLLING STOCK FOR CLEANING GRAIN

In this article the method of choice of mobile composition is presented of harvest up of grain-crops depending on the amount of in-use combines, technical descriptions of every combine are here taken into account. At finding of amount of transport vehicles of the grain-crops involved on cleaning up is taken into account carrying capacity and volume of basket of every model.

Keywords: *vehicles, grain transportation, grain crops, combine harvester, productivity of threshing machine, carrying capacity of car, granary.*

BIBLIOGRAPHY

1. Esin, K. S. Transportnoe obespechenie agropromyshlennogo kompleksa pri uborke zernovykh kul'tur (na primere orlovskoy oblasti) [Tekst] / K.S. Esin, A.L. Sevost'yanov, S.N. Filin // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin: Orel, Gosuniversitet-UNPK, №1(40) 2013, 21-27 s.
2. Zyazev, V. A. Perevozki sel'skokhozyaystvennykh грузов avtomobil'nym transportom. [Tekst] / V. A. Zyazev, M. S. Kaplanovich, V. I. Petrov. - M.: Transport 1979. 253 s. il.
3. Normativno-spravochnye materialy po planirovaniyu mekhanizirovannykh работ v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve: Sbornik. - M.: FGNU "Rosinformagrotekh", 2008. - 316 s.
4. Sen'kevich, A. A. Sovershenstvovanie transportnogo obsluzhivaniya protsessa uborki zernovykh kolo-sovykh v sel'skokhozyaystvennykh predpriyatiyakh / A. A. Sen'kevich, S. K. Filatov // Nauchnyy zhurnal KubGAU, №79(05), 2012, 20-31 s.

Esin Konstantin Sergeevich

ФГБОУ ВПО "State University - UNPK"
Address: Orel, Street. Moscow, 77, Rm. 312
Graduate student of "Service and repair of machinery"
Tel.: +7 (9192) 032999
E-mail: esinkc@mail.ru

Sevostianov Alexander Leonidovich

ФГБОУ ВПО "State University - UNPK"
Address: Eagle Street. Moscow, 77, Rm. 312
Candidate. tehn., assistant professor of "Service and repair of machinery"
Tel.: +7 (9200) 849977
E-mail: sewostya@list.ru

УДК504.61:534.323.3:[629.33+625.7/.8](470.40-21)

Е. Ю. МИНЕНКО, Д. В. КОШЕЧКИНА, В. С. ЯНИН

ОЦЕНКА УРОВНЯ ТРАНСПОРТНОГО ШУМА И СНИЖЕНИЕ ШУМОВОЙ НАГРУЗКИ НА ОТДЕЛЬНЫХ УЧАСТКАХ УЛИЧНО-ДОРОЖНОЙ СЕТИ Г.ПЕНЗЫ

Среди всех факторов негативного воздействия автомобильных дорог с движущимися потоками автомобилей на окружающую среду и человека, в последние годы уделяется наибольшее внимание транспортному шуму. В связи с чем, необходимо оценить уровень транспортного шума и снизить уровень шумовой нагрузки на отдельных участках УДС, усовершенствуя мероприятия по организации движения направленные, в свою очередь, на снижение шума прилегающей территории в виде шумозащитных сооружений.

Ключевые слова: транспортный шум, шумовая нагрузка, эквивалентный уровень шума

Среди всех факторов негативного воздействия автомобильных дорог с движущимися потоками автомобилей на окружающую среду и человека, в последние годы уделяется наибольшее внимание транспортному шуму. Во многом это происходит из-за того, что транспортный шум является одним из наиболее раздражающих факторов физического воздействия на человека. В мире и у нас в стране накоплен значительный опыт снижения шума в жилой застройке при проектировании автомобильных дорог и их реконструкции.

В настоящее время защита жилой застройки от шума стала одним из элементов проекта автомобильной дороги, а шумозащитные экраны - таким же естественным элементом автомобильной дороги, как ограждения или разметка проезжей части.

Обеспечению снижения шума в жилой застройке способствовали многочисленные исследования ученых отечественной школы градостроительной и архитектурной акустики. Представителями этой школы были решены такие важные проблемы как прогнозирование шума на улицах и дорогах городов, в населенных пунктах, формирование градостроительной политики, направленной на реализацию методов снижения шума за счет планировочных градостроительных средств, внедрения методов защиты от шума в жилых домах.

В последние годы высокая интенсивность движения еще больше усугубляет проблему воздействия шума на человека, которая стала проявляться в особенности там, где загрузка «часы пик» приблизилась к пропускной способности. Происходит перераспределение интенсивности движения по часам суток. Жители, пригородных районов, населенных пунктов, располагающихся вдоль автомобильных дорог, стали отдавать предпочтения передвижению в более ранние утренние и поздние вечерние часы. Это связано с ненормируемым рабочим временем, с желанием двигаться по дорогам без задержек и с более высоким уровнем комфорта и безопасности. Таким образом, загрузка автомобильных дорог в вечерние и утренние часы значительно возросла по сравнению с традиционной, в «часы пик».

Отсутствие в нормативных документах по проектированию автомобильных дорог технически и экономически обоснованных величин буферных зон, привело к тому, что во многих населенных пунктах уровни звука превышают допустимые величины, регламентируемые санитарными нормами «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки» [1].

В обоснованиях проектов защиты от шума полностью отсутствует программа и перспективы снижения внешнего шума автомобилей. Все сооружения рассчитывают на шум транспортных потоков, формируемый старыми автомобилями, когда и выполнялись в большом объеме исследования шумовых характеристик транспортных потоков. Важной же

проблемой является акустическое обоснование размеров шумозащитных экранов.

В 1971 г. эквивалентный уровень звука стал нормируемым показателем в «Санитарных нормах допустимого шума в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки» как «уровень звука постоянного, широкополосного, неимпульсивного шума, оказывающего такое же воздействие на человека, как и непостоянный шум». В соответствии с санитарными нормами [7] измерения непостоянного шума следует проводить в течение наиболее шумного получаса суток, а для транспортных шумов рекомендовано проведение измерений в час пик. Санитарные нормы 1996 г. также дифференцированы по времени суток, и предусматривают, что в ночное время суток с 23 до 7 часов допустимые уровни должны быть уменьшены на 10 дБА, по сравнению с дневным временем. Вместе с тем ГОСТ 20444-85 [2, 3] регламентирующий методику измерения эквивалентных уровней звука, рекомендуют проводить измерения в час пик, что позволяет не учитывать уровни транспортного шума в ночное время. Это рекомендации обоснованы тем, что разница в эквивалентных уровнях звука в часы пик дневного и ночного времени всегда составляет более 10дБА, что является ошибочным.

Для измерения расчетных эквивалентных уровней звука созданы специальные интегрирующие шумомеры, позволяющие анализировать эквивалентные уровни звука за длительные периоды вечернего и утреннего времени. Это дало возможность в ряде стран (США, Великобритания, Франция и т.д.) установить продолжительность оценки в течение всего периода дневного и ночного времени.

Происходит это, главным образом, из-за недостаточной изученности закономерностей формирования интенсивности движения на автомобильных дорогах. Исходя из того, что расчетная суточная интенсивность движения является основой для расчетов, а она не учитывает изменения интенсивности по месяцам, дням недели и в течение года, то пропускная способность элементов автомобильных дорог рассчитывается по интенсивности движения в час пик, исходя из 7,6 % от среднесуточной интенсивности движения [47, 77] или по интенсивности движения, превышаемой только в течение 30 часов в году. Такой подход позволит, на основании данных об интенсивности движения в час пик, определить минимальные допустимые размеры буферных зон для обеспечения акустического комфорта и в жилой застройке и оценить эффективность шумозащитных сооружений на основе расчетных показателей транспортного шума.

Для получения расчетных показателей транспортного шума основной проблемой является как определение максимальной интенсивности движения, так и вычисление соответствующего ей эквивалентного уровня звука, который напрямую должен быть связан с расчетной суточной интенсивностью движения. В таблицах 1 и 2 для различных улиц, учитывая суточную интенсивность движения и численность грузовых автомобилей в транспортном потоке с учетом грузовых автомобилей в потоке, оценен эквивалентный уровень звука, как в утреннее, так и вечернее время.

Нами был принят метод натурных исследований, исходной информацией которого, является интенсивность, состав транспортного потока и уровень шума соответствующий этому потоку. Однако такие измерения в масштабах всего населенного пункта (города) очень трудоемки и требуют больших затрат времени и финансов, что значительно затрудняет или делает даже невозможным в ряде случаев их проведения в полном объеме.

Таблица 1- Оценка расчетного эквивалентного уровня шума на участке ул. Пр.Победы-ул.Володарского в утреннее и вечернее время

Улица	Суточная интенсивность движения, авт/сут	Расчетная часовая интенсивность движения в утреннее время, авт/ч	Расчетный эквивалентный уровень за 8 часов утреннего времени, дБА	Расчетная часовая интенсивность движения в вечернее время, авт/ч	Расчетный эквивалентный уровень звука за вечернее время, дБА
ул. Пр.Победы-Карпинского	13608	5670	81,6	4314	76,45
ул. Коммунистическая-Суворова	7044	2935	76,2	2337	73,1
ул.Суворова-ул. Володарского	7452	3105	75,65	2805	74,25

Таблица 2 - Оценка расчетного эквивалентного уровня шума на участке ул. Беляева-ул.Крупской в утреннее и вечернее время

Улица	Суточная интенсивность движения, авт/сут	Расчетная часовая интенсивность движения в утреннее время, авт/ч	Расчетный эквивалентный уровень за 8 часов утреннего времени, дБА	Расчетная часовая интенсивность движения в вечернее время, авт/ч	Расчетный эквивалентный уровень звука за вечернее время, дБА
ул.Беляева-ул.Циолковского	4644	1935	71,7	774	69,05
ул.Циолковского	4774	1989	70,2	633	71,78
ул.Циолковского-ул.Крупской	2549	1062	75,55	486	77,8

Поэтому авторами был проведен анализ изменений часовой интенсивности движения и состава транспортных потоков нескольких участков УДС, как на основании данных обследования автомобильных дорог г.Пензы, выполненных на кафедре «Организация безопасности движения» ПГУАС, так и на основе данных научных работ [5,6,10]. Для каждой часовой интенсивности движения путем интерполяции вычисляли гистограмму распределения уровней звука во времени за 8-ми часовой период утреннего времени и гистограмму распределения уровней звука за один час вечернего времени.

Расчетные значения эквивалентных уровней звука в вечерний период времени определенных через расчетную интенсивность движения, сопоставляли со значениями, полученными в результате экспериментального исследования. Гистограмма распределения разности уровней в утреннее и вечернее время представлена на рисунке 1

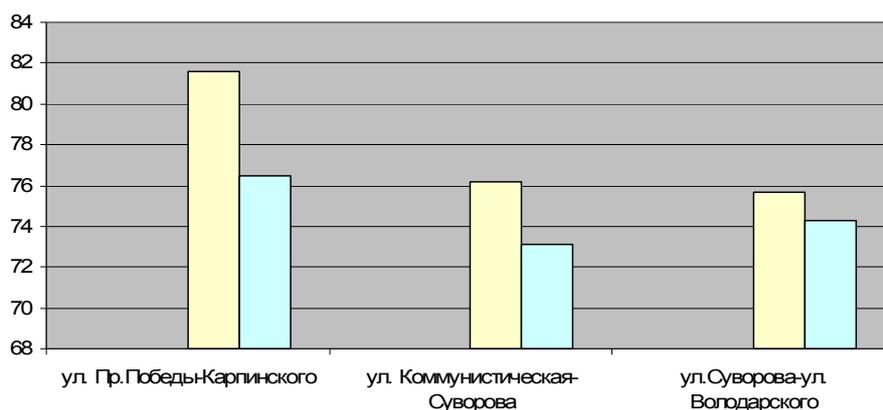


Рисунок 1 - Гистограмма распределения разности уровней в утреннее и вечернее время от ул. Пр.Победы до ул.Володарского

Гистограмма распределения разности уровней шума в утреннее и вечернее время ул. Беляева-ул.Крупской представлена на рисунке 2.

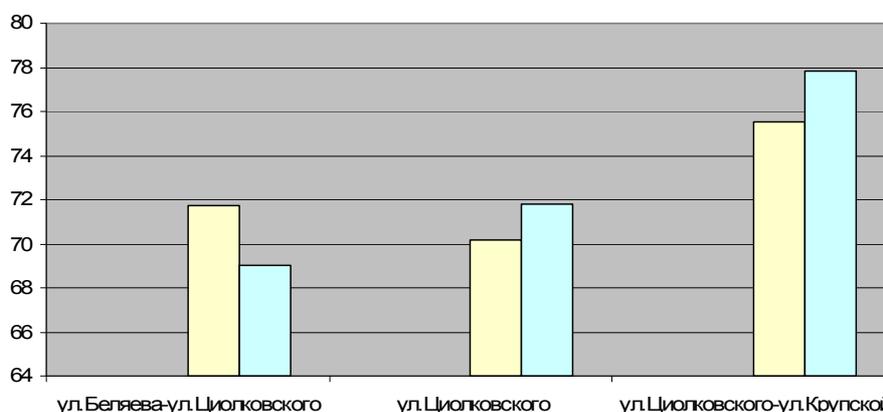


Рисунок 2 - Гистограмма распределения разности уровней шума в утреннее и вечернее время от ул. Беляева до ул.Крупской

При исследовании значений транспортного шума существует напрямую зависимость его от состава транспортного потока. То есть, если в потоке преобладает количество грузовых транспортных средств, то уровень шума увеличивается, что в городской среде, негативно влияет на жизнедеятельность граждан. Анализируя гистограммы видно, что для выбранных городских улиц значения уровня звука завышены относительно нормативных значений (55 дБА).

Это объясняется близким расположением жилищных строений к проезжей части, которое приводит к увеличению значений транспортного шума, что пагубно влияет на работоспособность и жизнедеятельность граждан находящихся в них. Поэтому необходимо проводить мероприятия по уменьшению уровня шума и снижению его негативного влияния, т.е. мероприятия по организации движения направленные, в свою очередь, на снижение шума прилегающей территории (это пересечение ул.Суворова с ул.Пушкина, ул.Циолковского) в виде шумозащитных сооружений [4]. Следует, однако, отметить, что на большинстве участков используемых авторами городских улиц отсутствуют необходимые пространственные ресурсы для размещения по защите шумозащитных экранов, поэтому необходимы решения по защите жилых зданий звукопоглощающими облицовочными плитами и применения стеклопакетов, а также контроль шумовых характеристик автомобилей, повышения качества дорог и оптимизация движения. Но также следует учитывать, что при эксплуатации дороги, на которой реализованы определенные

шумозащитные мероприятия, в квартире могут быть зафиксированы превышения допустимых норм, которые зачастую говорят об обратном, а именно, транспортный шум вызвал эти превышения или нет? Ведь шумовой фон улицы складывается из множества источников. Например, собачий лай, игры детей, различная уборочная техника может вызвать резкое увеличение как максимального, так и эквивалентного уровня измеряемого шума. Вклад их в общий уровень шума весьма высок и расположены они к жилым домам гораздо ближе, чем автомобильная дорога [5].

В связи с этим, можно с уверенностью, говорить о несоответствии нормативно-правовой базы по обеспечению защиты населения от транспортного шума и поэтому нуждающийся в своем дальнейшем совершенствовании, что позволит избежать неоправданного расходования средств на псевдозащиту от шума и добиться действительно улучшения акустических условий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки»
2. ГОСТ 20444-85 «Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики»
3. ГОСТ 19358-85 «Внешний и внутренний шум автотранспортных дорог. Допустимые уровни и методы измерений»
4. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»
5. Марков, С. Б. Проблемы нормативного обеспечения защиты от транспортного шума [Текст] / С. Б. Марков, В. Н. Пшенин // «Защита населения от повышенного шумового воздействия». Сборник докладов научно-практической конференции с международным участием. - Санкт-Петербург, БГТУ «Военмех», 2006 г - с. 163-167.
6. Бабков, В. Ф. Указания по учету требований защиты окружающей среды и землепользования при реконструкции автомобильных дорог в условиях Молдавской ССР [Текст] / В. Ф. Бабков, В. И. Пуркин, П. И. Поспелов. - Кишинев: Минавтодор МССР, 1980. - 149 с.
7. Санитарные нормы допустимого шума в помещениях жилых общественных зданий и на территории жилой застройки. – М: Стройиздат, 1971.- 13 с.
9. Руководство по оценке пропускной способности автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1982-82 с.
10. Поспелов, П. И. Прогнозирование и расчет транспортного шума и средств защиты при проектировании автомобильных дорог [Текст] / П. И. Поспелов: автореф. дисс...д.т.н., М, 2003 – 30 с.

Миненко Екатерина Юрьевна

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г. Пенза, ул. Титова, 28
Канд. техн. наук, доцент кафедры «Организация и безопасность движения»
Тел.: +7(412)498330, +7(927)3682689
E-mail: cat.minenko@yandex.ru

Кошечкина Диана Валерьевна

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г. Пенза, ул. Титова, 28
Студент ОБД-51 кафедры «Организация и безопасность движения»
Тел.: +7(937)4185323

Янин Валентин Семенович

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г. Пенза, ул. Титова, 28
Канд. техн. наук, доцент кафедры «Строительная экология»
Тел.: +7(937)4185323

E. Y. MINENKOV, D. V. KOSHECHKINA, V. S. YANINA

ASSESSMENT LEVEL TRAFFIC NOISE NOISE REDUCTION AND LOADS OF SELECTED SITES THE ROAD NETWORK PENZA

Among all the factors of negative impact of motor roads with moving streams of cars on the environment and human, in the last years is given the most attention of transport noise. In connection with this, it is necessary to assess the level of traffic noise and reduce the level of noise load on separate sections of the road, upgrading the activities of the movement aimed, in turn, to reduce the noise of the adjacent territory in the form of noise protection structures.

Keywords: *traffic noise, the noise load, equivalent noise level*

BIBLIOGRAPHY

1. SN 2.2.4/2.1.8.562-96 "Shum na rabochikh metakh, v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy i na territorii zhiloy zastroyki"
2. GOST 20444-85 "Shum. Transportnye potoki. Metody izmereniya shumovoy kharakteristiki"
3. GOST 19358-85 "Vneshniy i vnutrenniy shum avtotransportnykh dorog. Dopustimye urovni i metody izmereniy"
4. SNiP 23-03-2003 "Zashchita ot shuma"
5. Markov, S. B. Problemy normativnogo obespecheniya zashchity ot transportnogo shuma [Tekst] / S. B. Markov, V. N. Pshenin // "Zashchita naseleniya ot povyshennogo shumovogo vozdeystviya". Sbornik dokladov nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem. - Sankt-Peterburg, BGTU "Voenmekh", 2006 g - s. 163-167.
6. Babkov, V. F. Ukazaniya po uchetu trebovaniy zashchity okruzhayushchey sredy i zemlepol'zovaniya pri rekonstruktsii avtomobil'nykh dorog v usloviyakh Moldavskoy SSR [Tekst] / V. F. Babkov, V. I. Purkin, P. I. Pospelov. - Kishinev: Minavtodor MSSR, 1980. - 149 s.
7. Sanitarnye normy dopustimogo shuma v pomeshcheniyakh zhilykh obshchestvennykh zdaniy i na territorii zhiloy zastroyki. - M.: Stroyizdat, 1971.- 13 s.
9. Rukovodstvo po otsenke propusknoy sposobnosti avtomobil'nykh dorog. - M.: Transport, 1982-82 s.
10. Pospelov, P. I. Prognozirovanie i raschet transportnogo shuma i sredstv zashchity pri proektirovanii avtomobil'nykh dorog [Tekst] / P. I. Pospelov: avtoref. diss...d.t.n., M, 2003 - 30 s.

Minenko Ekaterina Yurievna

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Candidate. tehn. , assistant professor of "Organization and safety"

Tel.: +7(412)498330, +7(927)3682689

E-mail: cat.minenko @ yandex.ru

Koshechkina Diana Valerievna

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Student HBS-51 chair "Traffic Engineering and Safety"

Tel.: +7(937)4185323

Yanin Valentin Semenovich

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Candidate. tehn. , Associate Professor of the Department "Construction ecology"

Tel.: +7(937)4185323

А.Н. НОВИКОВ, А.А. КАТУНИН, А.В. КУЛЕВ, М.В. ПЕШЕХОНОВ

СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТОПОЛОЖЕНИЯ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ В ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ

Материал статьи посвящен сравнению систем определения местоположения транспорта на основе ГЛОНАСС и GPS. Рассмотрены различия в сигналах данных спутниковых навигационных систем, проанализированы причины погрешностей определения координат и основные направления развития.

Ключевые слова ГЛОНАСС, GPS, NAVSTAR, навигация, транспорт.

Ключевой целью создания национальной интеллектуальной транспортной системы является формирование целостной, основанной на частно-государственном партнерстве, системы информационно-аналитического и модельного обеспечения процессов принятия решений в области осуществления различных транспортных операций, развития и эксплуатации транспортной инфраструктуры.

Технической основой данной системы является активно внедряемые программно-аппаратные комплексы мониторинга транспортных средств, функционирующие на основе использования навигационных модулей ГЛОНАСС/GPS и каналов сетей сотовой связи. В качестве результата реализации данной системы планируется создание единой (функционирующей в масштабах государства) сети информационно-аналитического и модельного обеспечения процессов принятия решений в сфере транспорта [3].

В настоящий момент в мире существуют несколько навигационных спутниковых систем, но реализующими действительно глобальный сервис позиционирования практически в любом месте нашей планеты являются лишь две: ГЛОНАСС и NAVSTAR GPS (далее просто GPS).

Принцип работы обеих систем похож. И GPS, и ГЛОНАСС включают в себя 3 ключевых сегмента:

1. Подсистема космических аппаратов, то есть спутников;
2. Подсистема контроля и управления, состоящая из наземных станций;
3. Навигационная аппаратура потребителей, включающей в себя бортовые приемники СНС.

Номинальная группировка спутников системы ГЛОНАСС включает 24 космических аппарата, располагающихся равномерно в трех плоскостях, наклоненных на 63° к экваториальной плоскости и разнесенных по долготе на 120° , на круговых околоосинхронных орбитах, высотой около 20 000 км [1]. Номинальная группировка американской системы GPS также состоит из 24 спутников. Однако они размещены равномерно в 6 плоскостях с наклоном 55° к экватору; плоскости разнесены по долготе на 60° (рис. 1). Сравнительный анализ состава спутниковых навигационных систем ГЛОНАСС и GPS представлен в таблице 1 [1].

Таблица 1 - Сравнительный анализ состава спутниковых навигационных систем ГЛОНАСС и GPS.

Параметр	ГЛОНАСС	GPS
Всего спутников в составе	29 КА	32 КА
Используются по целевому назначению	24 КА	31 КА
На этапе ввода в систему	-	1 КА
Временно выведены на техобслуживание	1 КА	-
Орбитальный резерв	3 КА	-
На этапе летных испытаний	1 КА	-

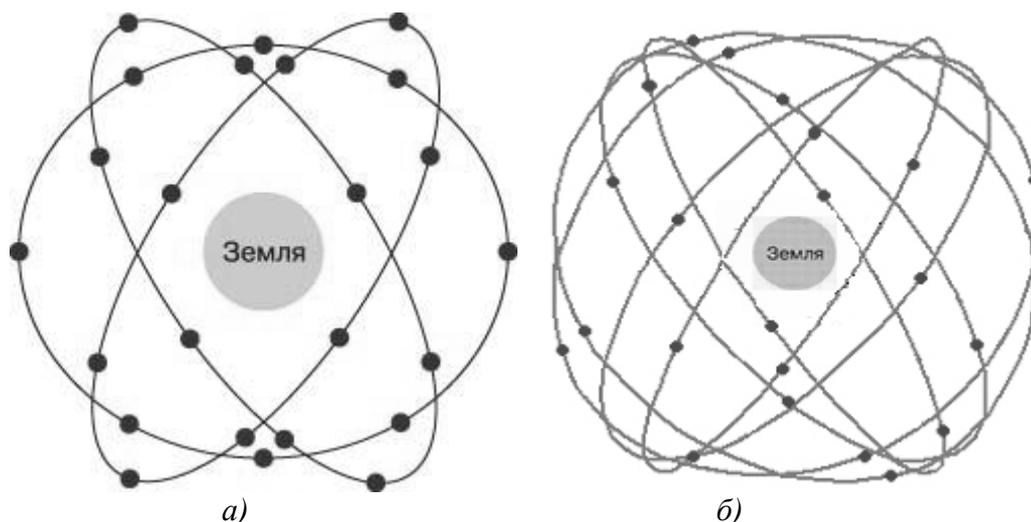


Рисунок 1- Орбитальные плоскости
а) ГЛОНАСС; б) GPS

Обе данные спутниковые навигационные системы базируются на принципе беззапросных дальномерных измерений между навигационными спутниками и приемниками потребителей. В данном случае, на приемник поступает навигационный сигнал, несущий информацию о координатах спутников. В тоже время осуществляются измерения дальностей до навигационных спутников. Способ измерений дальностей основывается на вычислении временных задержек принимаемого сигнала от спутника по сравнению с сигналом, генерируемым аппаратурой потребителя.

В идеальном случае, когда измерения осуществляются точно и показания часов спутников и приемника потребителя совпадают, для нахождения координат приемника достаточно вычислить расстояния до трех навигационных спутников.

Однако, в действительности, показания часов, входящих в состав навигационного приемника потребителя, отличаются от показаний часов на борту навигационных спутников. В данном случае, кроме трех неизвестных координат приемника появляется еще один неизвестный параметр – смещение между часами аппаратуры потребителя и спутника. Для решения данной проблемы, следует, чтобы в зоне видимости приемника находилось как минимум четыре навигационных спутника.

Принципиальным является различие сигналов спутниковых навигационных систем GPS и ГЛОНАСС, так, например, GPS использует 2 различающиеся кодированные сигналы:

1. Код P (precision – точный);
2. Код C/A (clear acquisition – легко обнаруживаемый).

Оба данных кода передаются на общей частоте $f_1 = 1575.42$ МГц, с длиной волны $\lambda_1 = 19$ см, но сдвинутыми на $\lambda/2$ для удобства их разделения. Сигналы на частоте f_1 обычно называют сигналами L1. Для передачи служебной информации применяется двоичный код D (Date – данные), которым модулируются обе несущие. Для повышения точности измерений применяется двухчастотный способ измерений. В связи с этим наряду с частотой f_1 предусмотрена частота $f_2 = 1227.6$ МГц ($\lambda_2 = 24.4$ см), которая так же модулируется точным измерительным кодом P, а также кодом служебной информации D. Сигналы на частоте f_2 называют сигналами L2 [1].

В системе ГЛОНАСС также предусмотрено применение двух типов сигналов: сигнал высокой точности и сигнал стандартной точности, передаваемых на различных частотах. В отличие от системы GPS, реализующей кодовое разделение сигналов в системе ГЛОНАСС используется частотное разделение сигналов. Если в системе GPS используются две частоты передачи сигналов, то в системе ГЛОНАСС используются два диапазона частот. По аналогии с системой GPS диапазон частот сигнала стандартной точности называют диапазоном L₁, а диапазон частот высокой точности – L₂ [1].

Имеются отличия и в навигационной аппаратуре потребителя в данных навигационных системах.

В навигационной спутниковой системе ГЛОНАСС навигационная аппаратура потребителя принимает сигналы ГЛОНАСС (во многих приемниках, возможен прием сигналов и системы GPS), обрабатывает их, измеряет и определяет радионавигационные параметры, вычисляет геоцентрические координаты X, Y, Z и на их основе - геодезические координаты и высоту над опорным эллипсоидом в системе координат ПЗ-90 (возможна также работа в системах WGS-84, СК-42, Гаусса-Крюгера и др.), поправку к местной шкале времени T относительно системного времени ГЛОНАСС (GPS) и составляющие вектора скорости [1].

В навигационной спутниковой системе GPS аппаратура потребителя принимает сигналы GPS, так же, обрабатывает их, измеряет радионавигационные параметры и определяет на их основе координаты и составляющие скорости в ГСК и поправку к местной шкале времени (TGPS) относительно системного времени GPS и ее уход, а затем геодезические координаты и высоту над опорным эллипсоидом в системе координат WGS-84 и составляющие вектора скорости. Возможно также определение координат в какой-либо иной системе (Меркатора, Гаусса-Крюгера и т.д.) [1].

В целях развития системы ГЛОНАСС утверждена федеральная целевая программа "Глобальная навигационная система" [1]. Данная программа предусматривает организацию глобальной навигационной системы в целях определения координат объектов с высокой степенью точности и достоверности, внедрение спутниковых навигационных технологий в информационные технологии управления дорожным движением, улучшения уровня безопасности в организации транспортного процесса, значительное снижение эксплуатационных расходов, отказ в перспективе от использования традиционных наземных навигационных радиотехнических средств.

Для развития системы GPS предусмотрена следующая программа [1]:

- Повышается точность гражданского навигационного сигнала (снимается сигнальный селективный доступ);
- Планируется создание новых навигационных спутников с повышенными тактико-техническими характеристиками;
- Прорабатываются технические возможности реализации пространственного селективного доступа, которой позволит реализовать, по желанию США, навигационное обеспечение с пониженной точностью в любом районе Земного шара, либо совсем исключить этот район из зоны обслуживания системы GPS;
- Проводится активная работа по разработке стандартов на систему GPS и принятия их в качестве международных.

Следует отметить, что несмотря на некоторые различия в орбитальной структуре систем, ключевыми отличиями являются различия в навигационных сигналах. Основой GPS является кодовое разделение каналов, в то время как, в ГЛОНАСС - частотное. Также в отличие от GPS, в ГЛОНАСС никогда не применялось преднамеренное ухудшение характеристик сигнала стандартной точности. На данный момент преднамеренное ухудшение характеристик отменено и в системе GPS, но правительство США оставило за собой право введения помех в случае необходимости.

Различается и структура навигационного сообщения. Так как продолжительность суперкадра в спутниковой навигационной системе ГЛОНАСС составляет 2,5 мин, в то время, как в GPS - 12,5 мин, то в ГЛОНАСС осуществляется более быстрое обновление альманаха.

Орбитальная группировка ГЛОНАСС функционирует, что в меньшей степени подвержена влиянию нецентричности поля тяготения Земли, что в свою очередь, снижает необходимость в коррекции орбит.

Различия в алгоритмах формирования навигационных сигналов и применяемых системах времени и координат менее важны с точки зрения конечного потребителя при построении комбинированной аппаратуры или выборе СНС, так как эти различия преодолева-

ются соответствующими алгоритмическими и вычислительными методами, используемыми в приемниках.

Технологии ГЛОНАСС являются основным козырем России на мировом рынке ИТС. Как видно, из выше изложенного, ГЛОНАСС и GPS не конкуренты, а взаимодополняемые системы. Двухсистемность дает конечным пользователям повышение эффективности определения местоположения транспортного средства возможно получить, вследствие применения приемников, принимающих как сигналы ГЛОНАСС, так и GPS. Совместное использование сигналов навигационных систем GPS и ГЛОНАСС обеспечивает повышение точности и надежности (доступности, непрерывности обслуживания и целостности) навигационных определений [2]. Особенно это актуально, когда навигация происходит в условиях города, и часть навигационных спутников становятся недоступными из-за плотности застройки.

Точкой соприкосновения технологий ГЛОНАСС и ИТС является реализуемая сейчас федеральным сетевым оператором "Навигационно-информационные системы" (НИС) программа "ЭРА ГЛОНАСС", которая призвана повысить скорость реагирования экстренных служб, в первую очередь "скорой помощи" и спасателей, при авариях на дорогах.

В заключение следует отметить, что регионы России нуждаются в разработке и внедрении интеллектуальных транспортных систем основанных на ГЛОНАСС/GPS технологиях, которые смогут частично решить проблемы транспортных заторов, организации дорожного движения, повышения безопасности на дорогах, управления перевозками пассажиров и грузов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Информационно-аналитический центр ФГУП ЦНИИмаш [Электронный ресурс]: официальный сайт. URL: <http://ftp.glonass-iac.ru> (дата обращения 07.07.2013).
2. Спутниковые навигационные системы [Текст]: учеб. пособие. – М.: МАИ, 2004 – 338с.
3. Новиков, А. Н. Применение интеллектуальных транспортных систем (ИТС) для повышения эффективности функционирования городского общественного транспорте [Текст] / А. Н. Новиков, А. Л. Севостьянов, А. А. Катунин, А. В. Кулев // Мир транспорта и технологических машин: Орел, Госуниверситет – УНПК, 2013-35- 37 с.

Новиков Александр Николаевич

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет-УНПК»

Адрес: 302030, г. Орел, ул. Московская, 77

Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Сервис и ремонт машин»

Тел. +7(8462)734350

E-mail: srmostu@mail.ru

Севостьянов Александр Леонидович

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет-УНПК»

Адрес: 302030, г. Орел, ул. Московская, 77

Канд. техн. наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин», директор института транспорта

Тел. +7(4862)734360

E-mail: srmostu@mail.ru

Катунин Андрей Александрович

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет-УНПК»

Адрес: 302030, г. Орел, ул. Московская, 77

Канд. техн. наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»

Тел. +7(8462)734350

E-mail: srmostu@mail.ru

Кулев Андрей Владимирович

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет-УНПК»

Адрес: 302030, г. Орел, ул. Московская, 77

Ассистент кафедры «Сервис и ремонт машин»

Тел. +7(8462)734350

E-mail: srmostu@mail.ru

Пешехонов Михаил Владимирович
ФГБОУ ВПО «Государственный университет-УНПК»
Адрес: 302030, г. Орел, ул. Московская, 77
Аспирант
Тел. +7(8462)734350
E-mail: srmostu@mail.ru

A. N. NOVIKOV, A. L. SEVOSTIANOV, A. A. KATUNIN,
A. V. KULEV, M. V. PESHEKHONOV

COMPARISON OF POSITIONING SYSTEMS AND THEIR APPLICATIONS IN INTELLIGENT TRANSPORTATION SYSTEMS

The article focuses on relative positioning systems of transport on the basis of GLONASS and GPS. Examine the differences in the signals of satellite navigation systems, an analysis of the reasons of accuracy of definition of coordinates and direction of development.

Keywords GLONASS, GPS NAVSTAR, navigation, transport.

BIBLIOGRAPHY

1. Informatsionno-analiticheskiy tsentr FGUP TSNIImash [Elektronnyy resurs]: ofitsial'nyy sayt. URL: <http://ftp.glonass-iac.ru> (data obrashcheniya 07.07.2013).
2. Sputnikovye navigatsionnye sistemy [Tekst]: ucheb. posobie. - M.: MAI, 2004 - 338s.
3. Novikov, A. N. Primenenie intellektual'nykh transportnykh sistem (ITS) dlya povysheniya effektivnosti funktsionirovaniya gorodskom obshchestvennom transporte [Tekst] / A. N. Novikov, A. L. Sevost'yanov, A. A. Katunin, A. V. Kulev // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin: Orel, Gosuniversitet - UNPK, 2013- 35- 37 s.

Novikov Alexander Nikolaevich

ФГБОУ ВПО «State University-UNPK»
Dr. tech. , Professor, Head of the Department of service and repair of machinery
Address: 302030, Orel, Moscows Street., 77
Tel. +7 (8462)734350
E-mail: srmostu@mail.ru

Sevost'yanov Alexander Leonidovich

ФГБОУ ВПО «State University-UNPK»
Cand. tech. sciences, associate professor, Director of the Institute of Transport
Address: 302030, Orel, Moscow Street., 77
Tel.: +7(4862)734360
E-mail: srmostu@mail.ru

Katunin Andrei Alexandrovich

ФГБОУ ВПО «State University-UNPK»
Cand. tech. sciences, associate professor of service and repair of machinery
Address: 302030, Orel, Moscows Street., 77
Tel.: +7 (8462)734350
E-mail: srmostu@mail.ru

Kulev Andrei Vladimirovich

ФГБОУ ВПО «State University-UNPK»
Assistant of service and repair of machinery
Address: 302030, Orel, Moscows Street., 77
Tel.: +7 (8462)734350
E-mail: srmostu@mail.ru

Peshkhonov Mikhail Vladimirovich

ФГБОУ ВПО «State University-UNPK»
Graduate student
Address: 302030, Orel, Moscows Street., 77
Tel.: +7 (8462)734350
E-mail: srmostu@mail.ru

Б. Н. ТЛЕГЕНОВ

УДОВЛЕТВОРЕННОСТЬ ПАССАЖИРОВ: СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СОЦИОЛОГИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НАСЕЛЕНИЯ Г.НУКУСА

В статье представлены анализы социологического исследования населения г. Нукуса на предмет отношения к существующей системе городского пассажирского транспорта (ГПТ). Целью работы являлось выявление основных социальных, технических и экономических факторов, оказывающие определенное влияние на потенциальных пассажиров для учета этих факторов в дальнейших научно-практических разработках на городском пассажирском транспорте.

Ключевые слова: социологическое исследование; опрос; анкетирование; качество обслуживания; городской пассажирский транспорт; удовлетворенность пассажиров.

Удовлетворенность потребителя лежит в основе двух подходов к понятию качества. Первый состоит в том, что качество определяется степенью расхождения между ожиданиями потребителей и их восприятием продукции (услуги). При такой точке зрения на качество провозглашается, что, если Вы превзошли ожидания потребителей, то у вас хорошее качество.

При втором подходе качество рассматривается как степень соответствия стандарту или спецификации. Раз проект утвержден, то качество есть та степень, с которой обеспечивается соответствие этому проекту поставляемого потребителю конечного продукта. Удовлетворенность потребителя связана с контролем качества поставляемой продукции и услуг. Использование такого подхода содержит в себе и ряд недостатков. То есть упускается из виду тот факт, что продукция может быть превосходно произведена, но в то же время может и не удовлетворять потребности потребителя [3].

Решение проблем, связанных с удовлетворением потребностей потребителей услуг всегда связано с восприятием качества конкретной услуги или товара. Использование инструментов социологии и применение их к конкретной области исследования обеспечивает получение обратной связи по удовлетворению запросов потребителя. Поэтому очень важна характеристика качества обслуживания пассажиров, проведенная с помощью методов социологии, которые позволяют измерить субъективные оценки пользователей, их мнение и отношение к данному вопросу. Умение проводить исследования методами социологии очень важно для специалистов транспортной области, так как позволяет собрать и проанализировать обширную по объему и актуальную по значимости информацию, позволяющую рассматривать проблему не только с технической, но и с социальной стороны.

В наиболее общем виде социологическое исследование можно представить как систему логически последовательных методологических, методических и организационно-технических процедур, связанных одной целью - получить достоверную информацию о процессе перевозок пассажиров в городах [4].

Для проведения исследований необходимо: определить проблему и цель исследования; установить методы исследования (тип требуемой информации, источники ее получения, метод сбора данных, объем выборки); провести исследование – сбор и анализ данных; оценить и представить полученные результаты.

Существует много методов исследований, с помощью которых можно выявить удовлетворенность потребителей качеством услуг.

Проблема же определения удовлетворенности качеством транспортных услуг представляет особую сложность в связи с тем, что должна охватывать значительное количество пассажиров. Поэтому, в данном случае, более предпочтителен метод опроса. Опрос – это систематизированный сбор информации с помощью анкетирования. Для получения наиболее точных результатов необходимо использовать только тщательно сформулированные вопросы. Кроме того, минимизация ошибки достигается составлением достаточно большой по

объему выборки респондентов, которая бы репрезентативно отражала состав населения. Опрос заключается в сборе первичной информации путем задавания респондентам вопросов относительно их предпочтений и отношений к оказываемой им услуге. Существует множество различных способов проведения опросов, и в большинстве случаев предпочтение отдается опросу методом личного интервью с респондентом или опросу по телефону, позволяющим получить достоверную информацию о состоянии объекта исследования. При регулярном сборе данных в теплое время года предпочтительнее использовать личные интервью, например, на остановочных пунктах, а в холодное время – телефонные. Это один из самых оперативных и недорогих методов опроса [2].

Следует также отметить важность необходимости назначить меру измерения ответов респондентов. Большинство измерений удовлетворенности потребителя проводится на основе четырех- или пятибалльной шкалы: «очень удовлетворен», «удовлетворен», (воздержался), «не удовлетворен», «очень не удовлетворен». Как правило, удовлетворенность выражают величиной процента, который среди оценок, выставленных потребителями, составляют оценки «очень удовлетворен» и «удовлетворен». К сожалению, это ведет к довольно грубому измерению. Трудность состоит в том, что при таком исследовании очень сложно разглядеть улучшения, происходящие из года в год. Точность исследования такова, что изменения в один или два процента находятся в пределах статистической погрешности вычислений и не означают реальных изменений, тогда как большинство компаний готовы прилагать усилия, чтобы увидеть улучшение выше одного или двух процентов [3].

В ноябре 2012 г. было проведено социологическое исследование населения г. Нукуса на предмет отношения к существующему качеству системы городского пассажирского транспорта. Целью исследования являлось выявление основных социальных, технических и экономических факторов, оказывающие определенное влияние на потенциальных пассажиров для учета этих факторов в дальнейших научно-практических разработках на городском пассажирском транспорте.

Сложность такого рода исследований заключается в том, что зачастую потребитель не может сформулировать, что же в его понимании означает качество услуги. Пассажир представляет качество в самом общем виде, на уровне эмоций, и ему трудно представить это понятие в виде различных составляющих [1].

Еще одним особо важной задачей исследования является определение необходимого количества респондентов. Не представляется возможным опросить всю генеральную совокупность (всех жителей г. Нукуса, пользующихся общественным транспортом). Поэтому необходимо точно определить, сколько человек нужно опросить для того, чтобы полученные данные отражали всю генеральную совокупность (репрезентативность выборки). Наиболее часто в социологических исследованиях применяется выборочный метод не сплошного наблюдения [4]. Идея такого подхода заключается в том, что значимые для реализации цели исследования, выводы относительно генеральной совокупности делаются на основании свойств выборочной совокупности (выборки). Задача выборочного метода – возможность выбора элементов таким образом, что распределение этих элементов в выборке повторяло их распределение в совокупности. Основное влияние на точность, достоверность и надежность получаемой информации оказывает продуманность процедуры извлечения и объем выборки.

Для расчета объема выборки при бесповторном случайном отборе по качественному признаку (для доли) используется формула следующего вида:

$$n = \frac{Z^2 \cdot N \cdot p \cdot q}{\Delta \cdot N + Z^2 \cdot p \cdot q}, \quad (1)$$

где: n — объем выборки;

Z — коэффициент доверия, определяется по таблице критических точек нормального распределения ($Z = 1,96$ для уровня значимости 2,5%);

N — объем генеральной совокупности (население города, в возрасте от 14 лет);

№2(41) 2013 (апрель-июнь) Безопасность движения и автомобильные перевозки

p и q — выборочные доли (в случае когда наступление двух событий равновероятно, $p = q = 0,5$);

Δ — предельная ошибка репрезентативности (достоверности), $\Delta = 0,05$.

$$n = \frac{1,962 \cdot 280000 \cdot 0,5 \cdot 0,5}{0,052 \cdot 280000 + 1,962 \cdot 0,5 \cdot 0,5} = \frac{268912}{700 + 0,9604} = \frac{268912}{700,9604} \approx 384.$$

Таким образом, при заданном доверительном интервале (погрешности) выборки, равной 5% и доверительной вероятностью (достоверностью) полученных результатов, равной 95%, объем выборки составил 384 человек.

Сбор первичной информации был произведен с помощью планшетных компьютеров, работающих под операционной системой Android, путем опроса респондентов на вопросы анкеты (рис. 1). Благодаря такому подходу сбора информации ускоряется процесс проведения опроса, дает возможность сокращения финансовых затрат на распечатку бумажных бланков анкет, а также повышает эффективность подсчета результатов.

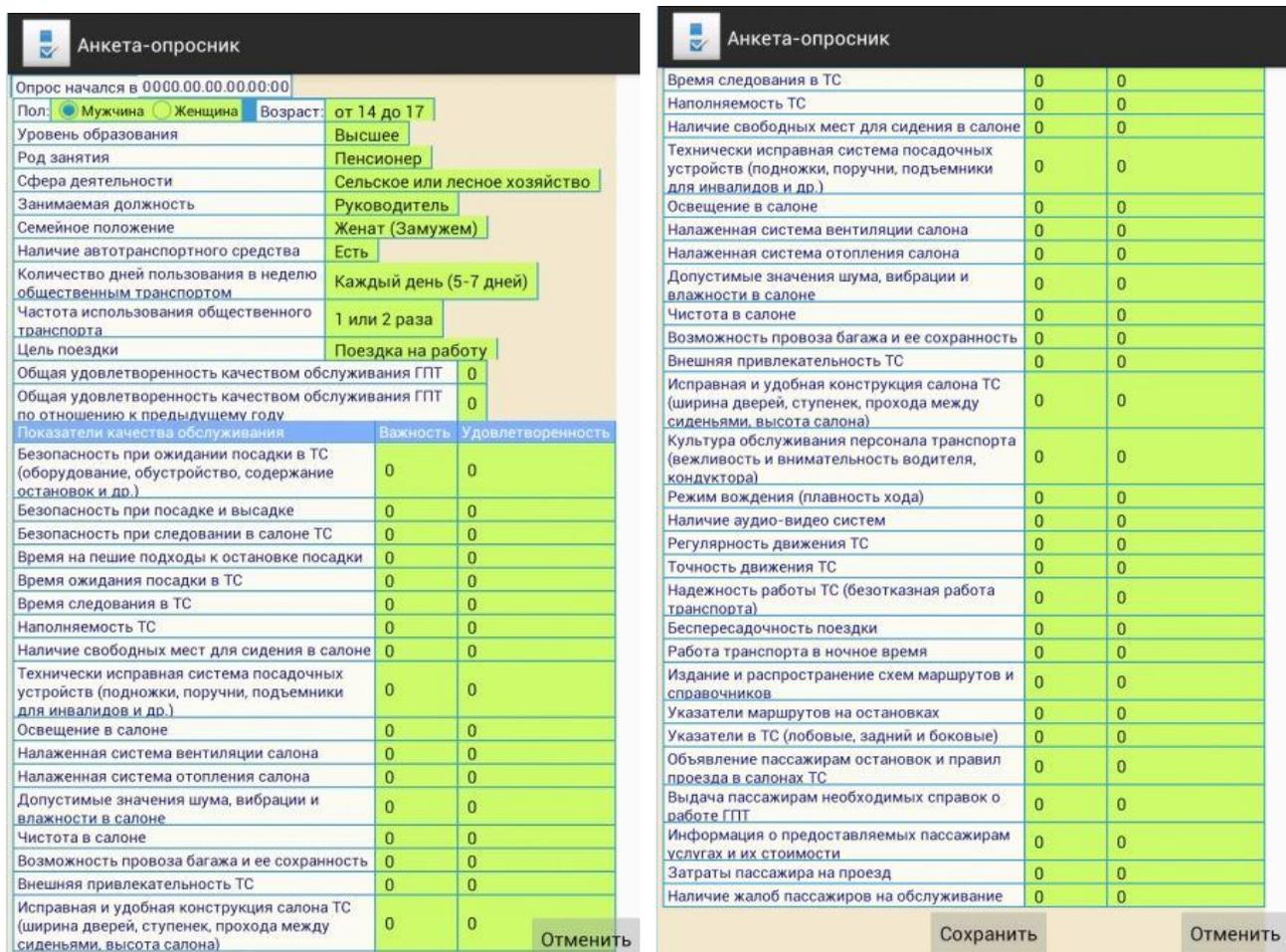


Рисунок 1 – Общий вид приложения

Вместе с тем, для решения проблемы качества необходимо разбиение всего процесса на составляющие, декомпозиция его и детальный анализ каждого показателя, а затем интеграция полученных результатов. Основываясь на действующие нормативные и международные стандарты, на работы и исследования отечественных и зарубежных авторов по проблемам качества транспортного обслуживания и являясь такими же потребителями услуг ГПТ, был составлен перечень показателей качества, который предлагался пассажирам для оценки

ими удовлетворенности и важности каждого из показателей и действительной их реализации [5].

Для проведения анкетирования была разработана анкета, состоящая из 36 вопросов, социально-демографического и личного характера, а также касающихся оценки качества транспортного обслуживания на городских маршрутах.

Для измерения ответов респондентов применялась психометрическая шкала Лайкерта (рис. 2). При определении качества транспортного обслуживания предлагалось оценить важность и удовлетворенность 33 показателей, составляющих качество транспортного обслуживания, по десятибалльной шкале, в соответствии с которой нужно было проставить оценку от 0 до 10, где 0 – совсем не важно (полностью не удовлетворительно), 10 – очень важно (полностью удовлетворительно).

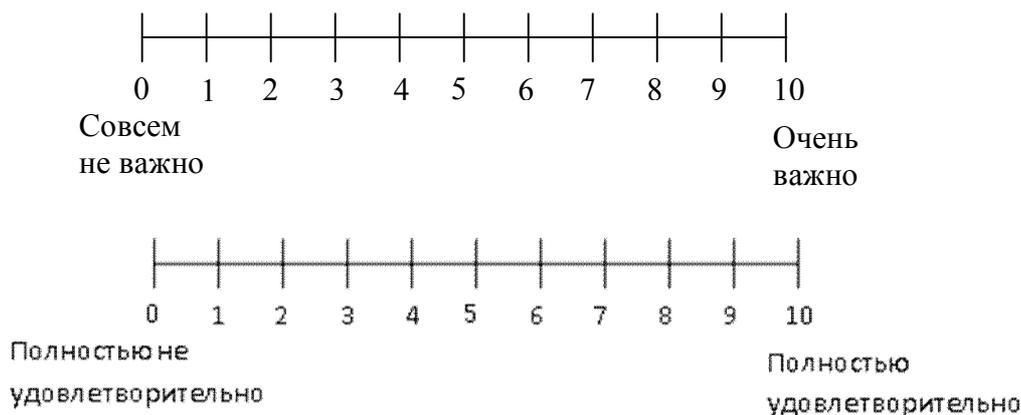


Рисунок 2 – Шкалы оценок показателей качества

В результате проведенного анкетного обследования было опрошено 2100 респондентов по трем маршрутам (700 респондентов по каждому направлению), что составляет 0,75% населения города. Из (1) формулы доверительный интервал (погрешность) выборки составил 2,37%, а доверительная вероятность (достоверность) результатов — 97%. В качестве опрошенных выступили: 1093 женщины и 1007 мужчин. Из них учащихся — 771 чел., рабочих и служащих — 1034 чел., временно безработных — 20 чел., пенсионеров — 217 чел., работающих пенсионеров — 22 чел., домохозяйек — 36 чел.

Распределение по возрасту и уровню образования респондентов представлено на рисунках 3 и 4 соответственно.

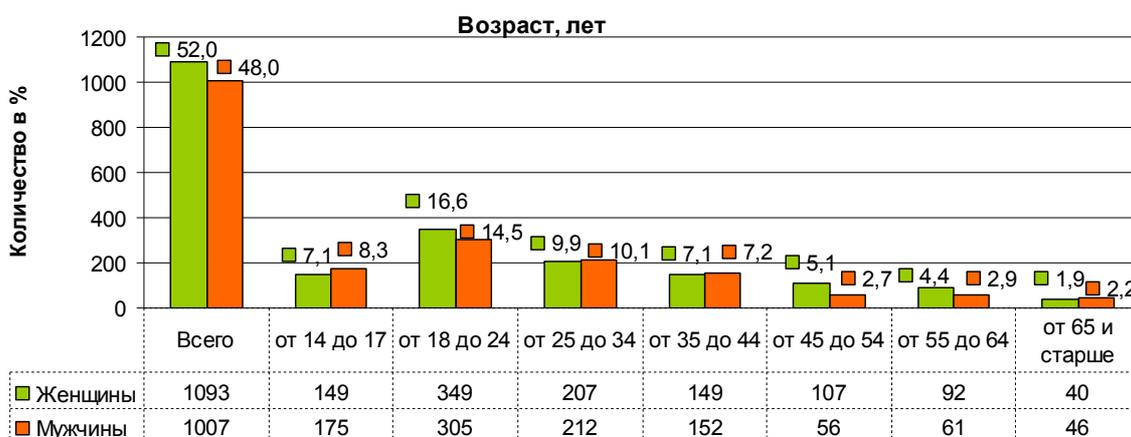


Рисунок 3 – Распределение респондентов по возрасту

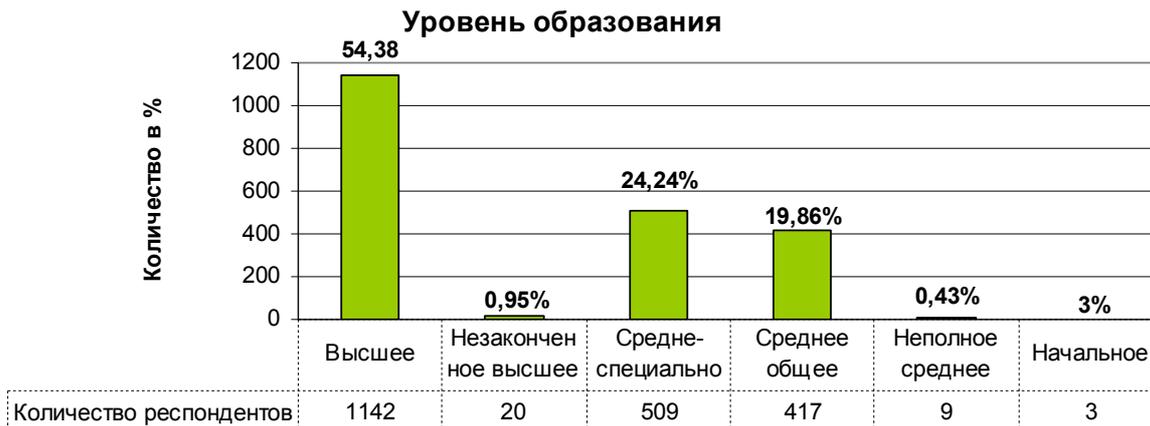


Рисунок 4 – Уровень образования респондентов

По роду занятий, виду деятельности и занимаемой должности распределение представлено на рисунках 5, 6 и 7 соответственно.

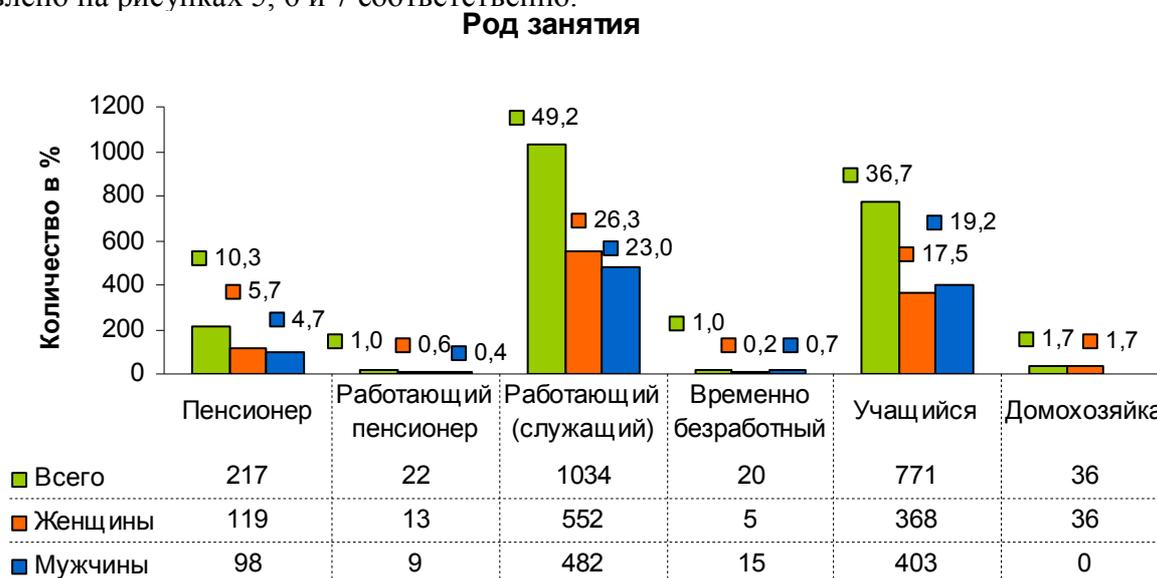


Рисунок 5 – Род занятия респондентов

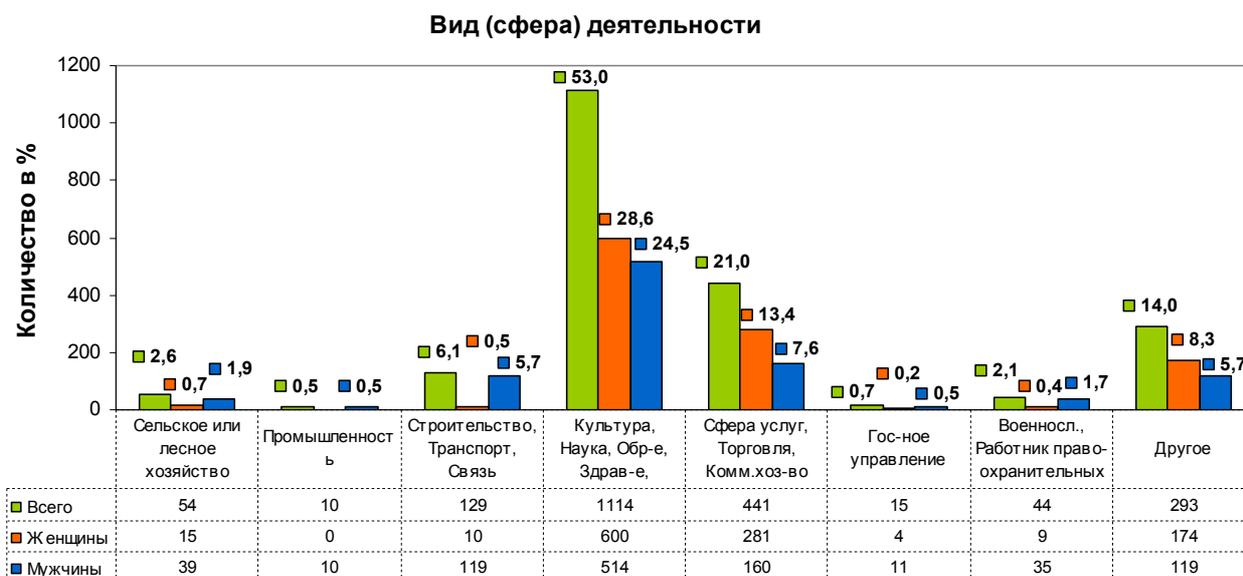


Рисунок 6 – Вид (сфера) деятельности респондентов

Должность

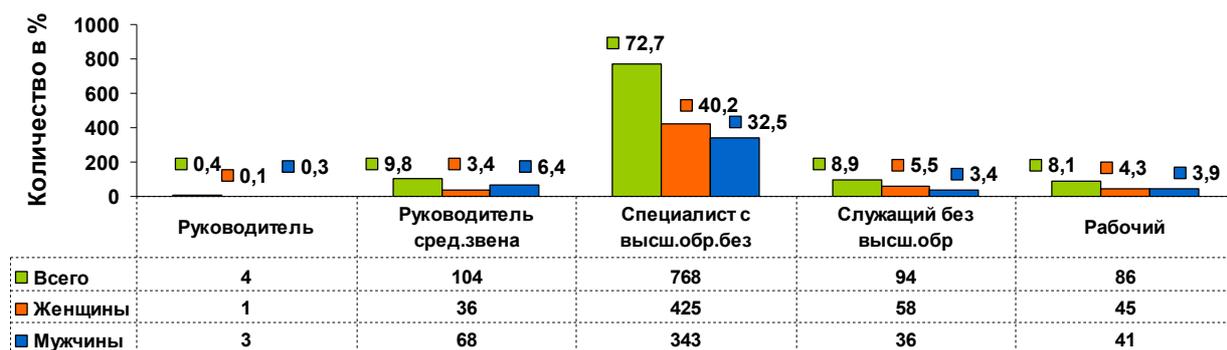


Рисунок 7 – Должностная градация респондентов

Распределение респондентов по семейному положению представлено на рисунке 8:
Семейное положение

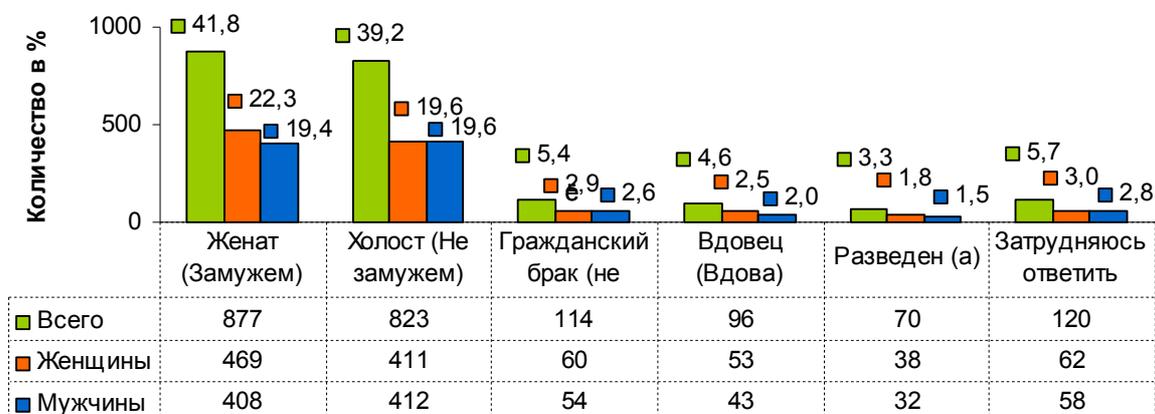


Рисунок 8 – Семейное положение респондентов

При этом на вопрос о наличии легкового автомобильного транспорта в семье утвердительно ответило 1096 респондентов, что составляет 52,2%

Количество и частота использования общественного транспорта респондентами представлено на рисунках 9 и 10, а цели поездки на рисунке 11 соответственно.

Количество дней пользования

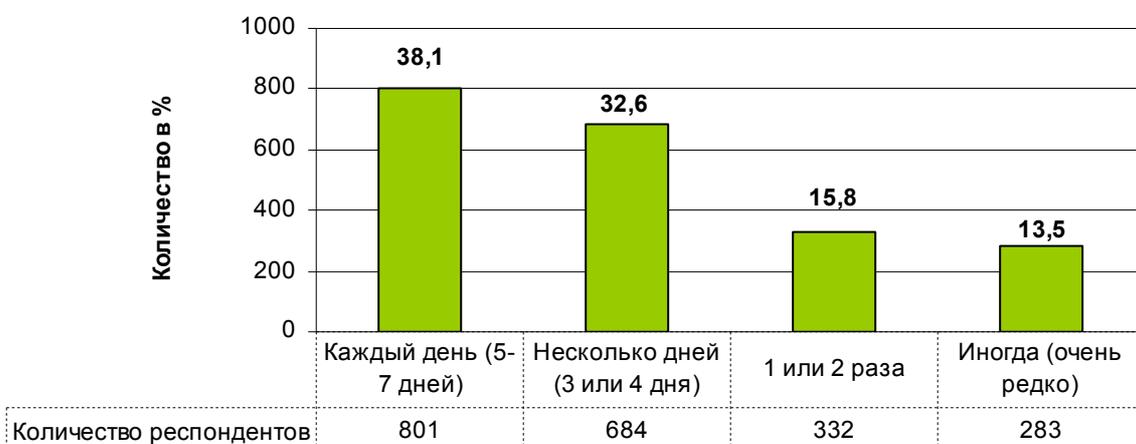


Рисунок 9 – Количество дней пользования в неделю общественным транспортом

Частота использования в день

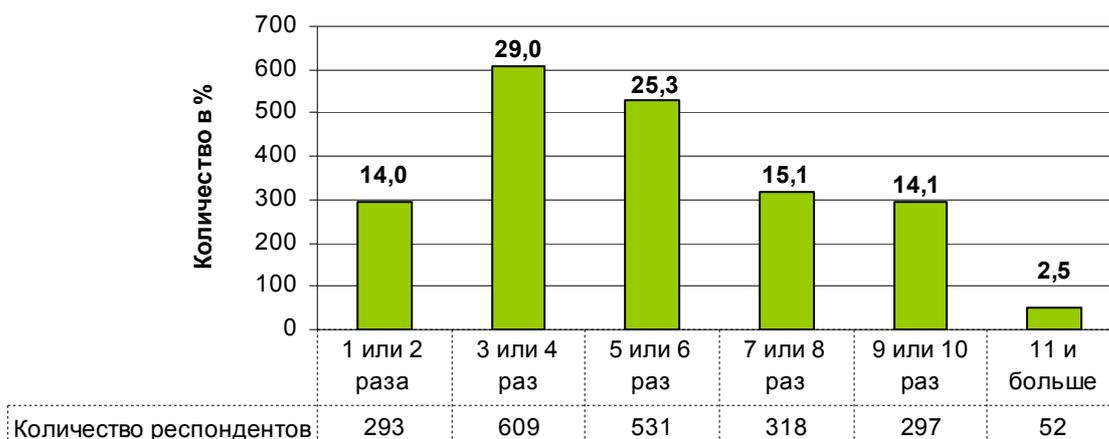


Рисунок 10 – Частота пользования общественным транспортом в день

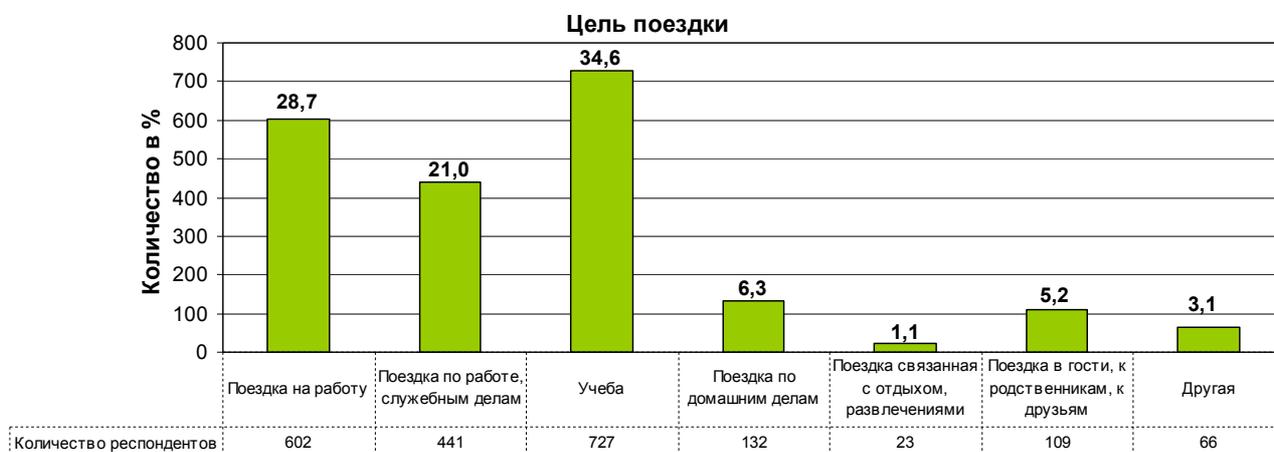


Рисунок 11 – Диаграмма целей поездки на общественном транспорте

Распределение ответов респондентов на вопрос об оценке удовлетворенности уровнем качества транспортного обслуживания в г. Нукусе представлено на рисунке 12.

Оценка удовлетворенности

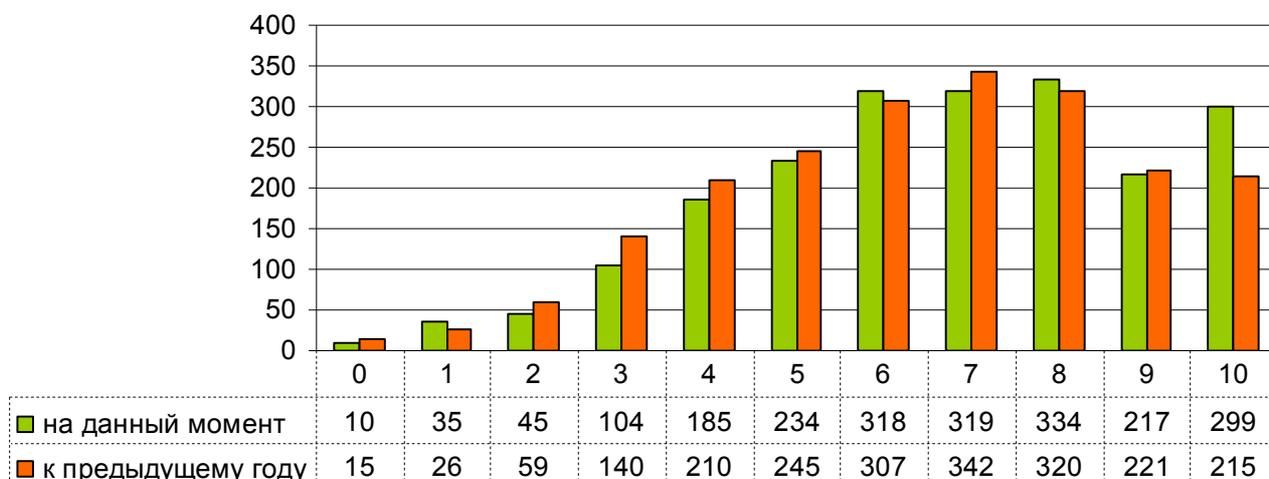


Рисунок 12 – Оценка общей удовлетворенности респондентами уровнем качества транспортного обслуживания по отношению к настоящему состоянию и предыдущего года (0 – полностью не удовлетворительно ... 10 – полностью удовлетворительно)

Среднее значение оценки общей удовлетворенности качеством обслуживания составляет 6,72 балла и общей удовлетворенностью качеством обслуживания по отношению к предыдущему году — 6,46 балла.

На основании проведенного исследования, в качестве мер по повышению качества транспортного обслуживания можно предложить следующее:

1. Замена маршрутных такси автобусами большей вместимости в часы «пик» на тех же маршрутах дорожной сети, что решило бы проблему огромного скопления пассажиров;
2. Замена технически и морально устаревшего парка подвижного состава общественного транспорта на новое, отвечающее требованиям времени;
3. Создание и оборудование средств информационного обеспечения: размещение расписания движения и маршрутных карт на остановочных пунктах и внутри салонов транспортных средств.
4. Введение мер поощрений и наказаний за соблюдение расписания движения.

Анализ результатов анкетирования респондентов на основе репрезентативной выборки позволяет оценить востребованность различных видов пассажирского транспорта в г. Нукусе населения города; общие объемы и характер перемещения пассажиров; положительные и отрицательные стороны существующей системы организации пассажирских перевозок на маршрутах города.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бочкарева, М. М. Качество транспортного обслуживания населения: как измерить и за счет чего повысить? [Текст] / М. М. Бочкарева, В. А. Гудков, Н. В. Дулина, Н. А. Овчар // Грузовое и пассажирское автотранспортное хозяйство. – М.: Панорама, 2007. - № 8. - С. 39-41.
2. Бочкарева, М. М. Методика оценки качества обслуживания пассажиров общественным транспортом [Текст] / М. М. Бочкарева, В. А. Гудков, Н. В. Дулина, Н. А. Овчар // Известия ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы»: межвуз. сб. науч. ст. – ВолгГТУ, - Волгоград, 2007. - Вып. 2, - № 8. - С. 91 – 94.
3. Хилл, Н. Измерение удовлетворенности потребителя по стандарту ИСО 9000:2000 [Текст] / Н. Хилл, Б. Сельф, Г. Роше. – М.: Технологии, 2004. – 192 с.
4. Спиринов, А. В. Оценка качества перевозки пассажиров на муниципальных маршрутах г. Бузулука / А. В. Спиринов // Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры. Материалы всероссийской научно-методической конференции. (1-3 февраля 2012 г.) Оренбург. - С. 721-728.
5. Тлегинов, Б. Н. Анализ методов оценки и показателей качества системы городского пассажирского транспорта [Электронный ресурс] / Б. Н. Тлегинов // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 3, – Режим доступа. – URL: www.science-education.ru/103-6121 (дата обращения: 28.02.2013).

Тлегинов Бахытбай Ниетбаевич

ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия»

Адрес: 394087, г. Воронеж, ул. Ломоносова, д. 87, к. 125

Аспирант кафедры вычислительной техники и информационных систем

Тел.: +7 (952) 5413876

E-mail: tlegenovbn@mail.ru

B. N. TLEGENOV

SATISFACTION OF PASSENGERS: STATISTICS ANALYSIS OF SOCIAL STUDIES POPULATION NUKUS

This article presents analyses of the sociological study of Nukus for relations to the existing system of urban passenger transport (UPT). The aim of the work was to identify major social, technological and economic factors that have an impact on potential passengers to take into account these factors, further research and practical developments in urban passenger transport.

Keywords: sociological research; poll; survey; quality of service; urban passenger transport; passenger satisfaction.

BIBLIOGRAPHY

1. Bochkareva, M. M. Kachestvo transportnogo obsluzhivaniya naseleniya: kak izmerit' i za schet chego povysit' [Tekst] / M. M. Bochkareva, V. A. Gudkov, N. V. Dulina, N. A. Ovchar // Gruzovoe i passazhirskoe avto-khozyaystvo. - M.: Panorama, 2007. - № 8. - S. 39-41.
2. Bochkareva, M. M. Metodika otsenki kachestva obsluzhivaniya passazhirov obshchestvennym transportom [Tekst] / M. M. Bochkareva, V. A. Gudkov, N. V. Dulina, N. A. Ovchar // Izvestiya VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy": mezhvuz. sb. nauch. st. - VolgGTU, - Volgograd, 2007. - Vyp. 2, - № 8. - S. 91 - 94.
3. Hill, N. Izmerenie udovletvorennosti potrebitelya po standartu ISO 9000:2000 [Tekst] / N. Hill, B. Sel'f, G. Roshe. - M.: Tekhnologii, 2004. - 192 s.
4. Spirin, A. V. Otsenka kachestva perevozki passazhirov na munitsipal'nykh marshrutakh g. Buzuluka / A. V. Spirin // Universitetskiy kompleks kak regional'nyy tsentr obrazovaniya, nauki i kul'tury. Materialy vserossiyskoy nauchno-metodicheskoy konferentsii. (1-3 fevralya 2012 g.) Orenburg. - S. 721-728.
5. Tlegenov, B. N. Analiz metodov otsenki i pokazateley kachestva sistemy gorodskogo passazhirskogo transporta [Elektronnyy resurs] / B. N. Tlegenov // Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya. - 2012. - № 3, - Rezhim dostupa. - URL: www.science-education.ru/103-6121 (data obrashcheniya: 28.02.2013).

Tlegenov Bahytbay Nietbaevich

FGBOU VPO "Voronezh State Academy of Forestry"

Address: 394087, Voronezh, ul. Lomonosova, d.87, k.125

Graduate student of Computer Science and Information Systems

Tel.: +7 (952) 5413876

E-mail: tlegenovbn@mail.ru

***Продолжается подписка на журнал
«Мир транспорта и
технологических машин»***

Подписной индекс журнала:

16376 («Пресса России»)

Подписка через редакцию:

(с любого месяца)

Информация о подписке на нашем сайте

www.gu-unpk.ru

Тел. +7 (4862) 43-48-90

УДК 656:51-7

И. А. ГАРЬКИНА, А. М. ДАНИЛОВ, В. О. ПЕТРЕНКО

ПРОБЛЕМА МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОСТИ ПРИ УПРАВЛЕНИИ КАЧЕСТВОМ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ

Определяются подходы к разрешению проблемы многокритериальности при оценке качества управляемых сложных технических систем. Эффективность подходов подтверждена при проектировании тренажных и обучающих комплексов по подготовке операторов транспортных систем.

Ключевые слова: сложные системы, многокритериальная оценка качества, моделирование.

В настоящее время при анализе и синтезе сложных систем в преобладающем большинстве отраслей (не является исключением и транспорт) за редким исключением оптимизация по векторному критерию практически не используется. Обычно большинство авторов ограничиваются однокритериальной оптимизацией без надлежащего ранжирования критериев и минимизации размерности критериального пространства. Практически не используются и известные формализованные методы решения задач с ограничениями (в частности, метод последовательных уступок [1]). Поэтому остается актуальным определение подходов к решению проблем, связанных с многокритериальностью.

Заключение об эффективности функционирования сложных систем невозможно сделать на основании регистрации какого-либо одного показателя; оценка, будучи многокритериальной, не сводится к стандартной оценке качества по одному критерию. Но даже задания всей совокупности критериев часто недостаточно для выделения из них важнейшего без дополнительной информации об относительной важности каждого из них. Ниже ограничимся только детерминированными задачами управления, в которых множеством критериев полностью определяется качество управления.

В рассматриваемых задачах критериями $K_i, i = \overline{1, n}$ являются числовые функции, заданные на множестве стратегий управления. Без нарушения общности рассуждений будем полагать, что по каждому из критериев качество системы тем выше, чем больше значение критерия (если не оговорено противное). Будем полагать, что стратегия u предпочтительнее стратегии v , если справедливы неравенства

$$K_i(u) \geq K_i(v), i = \overline{1, n}.$$

Предполагается, что хотя бы одно из неравенств – строгое. Если $K_i(u) = K_i(v)$, то стратегии u и v можно считать одинаковыми по качеству.

Наиболее серьезной при оценке качества процессов и систем является *проблема неопределенности* в постановке исходной задачи. С этим непосредственно связана и *проблема нормализации* множества критериев качества, задания *приоритетов* (степени важности) для элементов множества критериев.

В некоторых случаях возможна оценка процесса или системы по некоторому обобщенному *глобальному критерию* качества K , являющемуся некоторой функцией локальных критериев K_i . При такой оценке обычно используются *два метода*.

В первом оценка сводится к решению задачи с ограничениями, имеющей две модификации. В первой из всего множества критериев выделяется основной критерий K_m , по которому и проводится оценка качества; остальные критерии K_i $i \neq m$ ограничиваются условиями: «не меньше, чем» или «не больше, чем». Во второй множество критериев представляется в виде упорядоченного по степени важности множества, а затем проводится последовательная оценка качества. Критерий оптимальности из всего множества критериев выбирается субъективно.

Второй метод состоит в формировании глобального критерия качества в виде суммы локальных, взятых со своими весовыми коэффициентами (скаляризация, свертывание критериев). Эффективность метода зависит от степени объективности этих констант.

Нормализация (приведение критериев к единой мере) связана с различными размерностями локальных критериев. Она может проводиться с учетом оптимального значения K_{i0} для каждого локального критерия и определения отклонений $K_i - K_{i0}$. Успешное решение проблемы нормализации зависит от того, насколько точно определены оптимальные значения локальных критериев.

При анализе и синтезе сложных систем различной природы (тренажные и обучающие комплексы для подготовки операторов транспортных систем, механические колебательные системы, композиционные материалы модульной структуры и т.д.) нами эффективно использовалась приводимая ниже методика выбора весовых констант. А именно, процедура определения весовых констант α_i в глобальном аддитивном критерии $K = \sum_{i=1}^n \alpha_i K_i$ включала:

- задание начальных значений весов $\alpha_i^{(0)}$;
- вычисление интегральной оценки $K = \sum_{i=1}^n \alpha_i^{(0)} K_i$;
- определение коэффициентов корреляции

$$\rho_i = \frac{\sum_{\gamma} (K_i^{(\gamma)} - \bar{K}_i) \cdot (K^{(\gamma)} - \bar{K})}{\sqrt{\sum_{\gamma} (K_i^{(\gamma)} - \bar{K}_i)^2} \sqrt{\sum_{\gamma} (K^{(\gamma)} - \bar{K})^2}}, \quad i = \overline{1, n}$$

частных критериев качества K_i с глобальным критерием K ;

- уточнение значений весовых констант $\alpha_i^1 = \frac{\rho_i}{\sum_{i=1}^n \rho_i}$, $i = \overline{1, n}$;
- уточнение значений $K^{(1)} = \sum_{i=1}^n \alpha_i^{(1)} K_i$.

Итерационная процедура осуществляется до выполнения условия $|\alpha_i^{(l)} - \alpha_i^{(l-1)}| < \varepsilon$, $i = \overline{1, n}$. В результате будет получена оценка $K^{(l)} = \sum_{i=1}^n \alpha_i^{(l)} K_i$. Найденные

таким образом значения весовых констант не зависят от их начальных значений $\alpha_i^{(0)}$, а определяются только долей участия частных критериев K_i в глобальном критерии качества K . Методика легко обобщается и на случай, когда

$$K = \sum_{i=1}^n \alpha_i \sum_{v=1}^{m_i} \beta_{iv} K_{iv}.$$

Например, при оценке *качества композита* [2] частными критериями K_i являются *свойства*: прочность, твердость, реологические свойства и т.д. В качестве критериев K_{iv} рассматриваются параметры кинетических процессов набора прочности, твердости и т.д. (определяются точкой в факторном пространстве: точки экстремума, экстремальные значения, точки перегиба и т.д.). Весовые константы β_{iv} определяются аналогично определению α_i .

Приведенная процедура использовалась при решении задач по обеспечению безопасности движения транспортных систем, определению и нормированию риска [3], для объективизации субъективной оценки оператором эргатической транспортной системы *технических характеристик объекта* с точки зрения управления, а также *имитационных характеристик* [4] *тренажных комплексов*. Оценка имитационных характеристик непосредственно связана с задачей объективного контроля качества моделирования объекта и сводится к *сравнению управляющих воздействий* в системах «оператор-объект» и «оператор-модель объекта». Здесь в комплекс показателей, характеризующих деятельность оператора, входили:

- точность выдерживания заданных параметров движения, сохранения безопасных режимов движения при отказах оборудования;
- качество выполнения дополнительных задач, непосредственно не связанных с движением: надежность восприятия, время выполнения двигательных действий и т.д.;
- структура сбора информации (частота и длительность фиксации, маршруты перемещения и время переноса взгляда, дискретность восприятия);
- параметры психических процессов обнаружения, опознания и принятия решения;
- параметры, определяющие психофизиологическую напряженность оператора;
- субъективные мнения операторов (данные опроса, бесед).

На сегодня ни одну из затронутых выше проблем (с точки зрения практического использования методик) пока нельзя считать решенной до конца и находятся на уровне *когнитивного моделирования*. Несмотря на обилие публикаций по идентификации эргатических систем по данным нормального функционирования, вероятно, наиболее целесообразным следует считать *решение частной задачи идентификации с использованием итеративного способа*. При этом, если с выбором структурной схемы объекта управления все обстоит более или менее благополучно, то с выбором структурной схемы человека-оператора и ее связи с объектом в зависимости от параметров внешней среды и психофизиологического состояния оператора не все так гладко. Особенно важен удачный *выбор структурной схемы*. В ней по каждому из каналов управления оператор представляется в виде трех звеньев (рис.1): *первое* характеризует двигательную (моторную) систему человека; *другое* – формирование мысленного образа выходной координаты; *третье* – сравнивающее «устройство» центральной нервной системы и формирование ошибки управления.

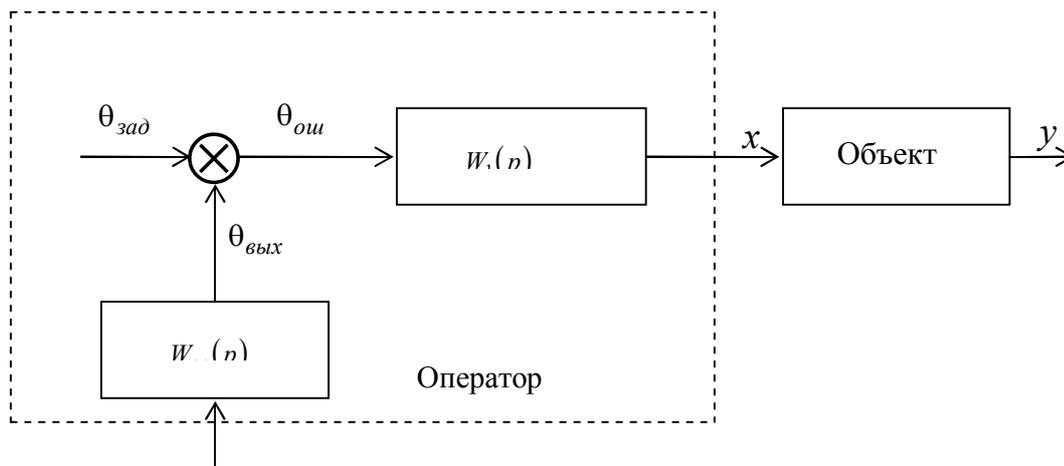


Рисунок 1 - Структурная схема эргатической системы

Наибольшие трудности связаны с формализацией последнего. Затруднения при разработке тренажных и обучающих комплексов в значительной степени связаны и с действием в эргатических системах организмического принципа: *объект предопределяет поведение оператора*. Определение управляющих воздействий оператора (стабилизация программного движения без флуктуаций в его поведении) возможно лишь с использованием некоторой итерационной процедуры. Это относится и к определению передаточных функций объекта и оператора по данным нормальной эксплуатации. Непосредственная идентификация эргатической системы в силу ее замкнутости через человека встречает, по существу, непреодолимые трудности.

В качестве некоторого приближения для передаточной функции объекта (участие человека в системе не учитывается) использовалась *обобщенная передаточная функция системы*

$$W_c^{об}(j\omega) = \frac{S_{yx}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)}$$

(определялась по синхронным измерениям x и y в процессе нормальной эксплуатации). Вход $x(t)$ включает составляющую, коррелированную с $y(t)$, изображение которой имеет вид:

$$y_{кор}(p) = W_1(p)W_c^{об}(p)\theta_{зад} - y(p).$$

При $W_c^{об} \equiv W_c$ ($W_{oc}(p) \equiv 0$) оператор управляет объектом по разомкнутому каналу; верно и обратное, если оператор управляет по разомкнутому каналу, то $W_c^{об}(p) \equiv W_c(p)$.

При предварительной оценке деятельности оператора транспортной системы определялись отклонения от заданных параметров движения в некоторый фиксированный момент времени или максимальные отклонения на некотором интервале (например, отклонение от заданной траектории при ручной посадке, взлете, маневре и т.д.). По полученным данным строились [5,6] функции или плотности распределений, определялись моменты распределения (математическое ожидание, дисперсия, эксцесс, асимметрия и т.д.). Оценка качества управления в аварийной ситуации производилась по максимальным отклонениям от заданных величин; строились функции распределения отклонений для оценки вероятности выхода параметров за пределы безопасных значений. Осуществлялся корреляционно-спектральный анализ параметров движения. Это дало возможность определить не только средние и среднеквадратические отклонения в выдерживании заданного параметра $x_i(t)$, но и степень колеба-

тельности процесса. Для обеспечения необходимой точности полученных характеристик использовались реализации процессов большой длительности, что потребовало больших объемов вычислительных работ. При *оперативных* оценках управления пользовались математическим ожиданием m_i , среднеквадратическим отклонением σ_i и степенью колебательности процесса

$$\aleph_i = \frac{\int_0^T x_i^2 dt}{\int_0^T (x_i - m_i)^2 dt}.$$

При известных амплитудах a_n гармоник ω_n в разложении $x_i(t)$ в ряд Фурье на отрезке $[0, T]$ оценка колебательности процесса принималась в виде:

$$\aleph_i = \frac{\sum_n \omega_n^2 a_n^2}{\sum_n a_n^2}.$$

Интегральная оценка производилась по значению

$$\aleph_i = f(x_i) \sqrt{m_i^2 + \sigma_i^2}.$$

При заданной дисперсии σ_i^2 решением изопериметрической задачи вариационного исчисления можно показать, что $x_{i \min} = \frac{\pi^2}{T^2}$, поэтому интегральную оценку \aleph_i можно представить в виде:

$$\aleph_i = \sqrt{m_i^2 + \sigma_i^2} \left(1 + T_i \sqrt{x_i - \frac{\pi^2}{T^2}} \right),$$

где: T_i - время переходного процесса в контуре стабилизации заданного параметра x_i (при управлении в j -ом установившемся режиме оператором обычно выдерживаются не более трех параметров ($i \leq 3$; в горизонтальном полете – скорость, курс, высота; при выполнении спирали – скорость, крен, вертикальная скорость)).

При одновременной оценке управления по всем параметрам каждого из установившихся режимов использовали *безразмерный* аддитивный глобальный критерий:

$$K_j = \sum_{i=1}^3 \frac{\aleph_{ij}}{c_{ij}} = \sum_{i=1}^3 \frac{\sqrt{m_{ij}^2 + \sigma_{ij}^2}}{c_{ij}} \left(1 + \sqrt{x_{ij} - \frac{\pi^2}{T^2}} \right).$$

Заметим, фактически выбор значений c_i на выдерживание каждого i -го параметра равносильно введению значений весовых констант с присущими этому элементам субъективизма (избавиться в известной степени можно воспользовавшись приведенной выше методикой их выбора).

На основе накопленного опыта проектирования тренажных и обучающих комплексов по подготовке операторов транспортных систем считаем целесообразным использование приведенных подходов к решению проблем многокритериальности при анализе и синтезе сложных технических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подиновский, В. В. Оптимизация по последовательно применяемым критериям [Текст] / В. В. Подиновский, В. М. Гаврилов. – М.: Советское радио, 1975. – 192 с.
2. Гарькина, И. А. Управление качеством материалов со специальными свойствами. Проблемы управления [Текст] / И. А. Гарькина, А. М. Данилов. – 2008. – № 6. – С. 67-74.
3. Родионов, Ю. В. Определение и нормирование риска водителей при обеспечении безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте. Автотранспортное предприятие [Текст] / Ю. В. Родионов, А. С. Ветохин. – 2010. - №1. –С.49-51.
4. Авиационные тренажеры модульной архитектуры: монография; под редакцией Лапшина Э.В., д.т.н., профессора Данилова А.М. – Пенза, ИИЦ ПГУ, 2005. – 146 с.
5. Данилов, А. М. Формализация оценки оператором характеристик объекта управления [Текст] / А. М. Данилов, Э. Р. Домке, И. А. Гарькина // Информационные системы и технологии, №2 (70), 2012. С.5-11.
6. Гарькина И.А., Данилов А.М., Пылайкин С.А. Транспортные эргатические системы: информационные модели и управление [Текст] / И. А. Гарькина, А. М. Данилов, С. А. Пылайкин // Мир транспорта и технологических машин. – 2013. -№1 (40). – С. 115-122.

Гарькина Ирина Александровна

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г.Пенза, ул. Титова, 28
Д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры математики и математического моделирования
Тел.: +7 (412) 929501
E-mail: fmatem@pguas.ru

Данилов Александр Максимович

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г.Пенза, ул. Титова, 28
Д-р техн. наук, профессор, зав.кафедрой математики и математического моделирования
Тел.: +7 (412) 929501
E-mail: regas@pguas.ru

Петренко Вероника Олеговна

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»
Адрес: 440028, г.Пенза, ул. Титова, 28
Аспирант
Тел.: +7 (412) 498330
E-mail: dekauto@pguas.ru

I.A. GARKINA, A. M. DANILOV, V. O. PETRENKO

PROBLEM MULTICRITERION MANAGING QUALITY OF COMPLEX SYSTEMS

Defined the approaches to solving the multicriterial problem in the quality assessment of complex technical systems. Confirmed the effectiveness of the approaches in the design of training facilities for the preparation of transport system operators.

Keywords: *complex system, multi-criteria assessment of the quality, modeling.*

BIBLIOGRAPHY

1. Podinovskiy V.V., Gavrilov V.M. Optimizatsiya po posledovatel'no primenyaемым kriteriyam. - М.: Sovetskoe radio, 1975. - 192 s.
2. Gar'kina I.A., Danilov A.M. Upravlenie kachestvom materialov so spetsial'nymi svoystvami / Problemy upravleniya. - 2008. - № 6. - S. 67-74.

3. Rodionov YU.V., Vetokhin A.S. Opredelenie i normirovanie riska voditeley pri obespechenii bez-opasnosti dorozhnogo dvizheniya na avtomobil'nom transporte / Avtotransportnoe predpriyatie. - 2010. - №1. -S.49-51.
4. Aviatsionnye trenazhery modul'noy arkhitektury: monografiya; pod redaktsiyey Lapshina E.V., d.t.n., professora Danilova A.M. - Penza, IITS PGU, 2005. - 146 s.
5. Danilov A.M., Domke E.R., Gar`kina I.A. Formalizatsiya otsenki operatorom kharakteristik ob"ekta upravleniya / Informatsionnye sistemy i tekhnologii, №2 (70), 2012. S.5-11.
6. Gar`kina I.A., Danilov A.M., Pylaykin S.A. Transportnye ergaticheskie sistemy: informatsionnye modeli i upravlenie / Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin. - 2013. -№1 (40). - S. 115-122.

Garkina Irina Aleksandrovna

VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Dr. Sc. , Associate Professor, Professor, Department of Mathematics and Mathematical Modeling

Tel.: +7 (412) 929501

E-mail: fmatem@pguas.ru

Danilov Alexander Maksimovich

VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Dr. Sc. , Professor, Head of the Department of Mathematics and Mathematical Modeling

Tel.: +7 (412) 929501

E-mail: regas@pguas.ru

Petrenko Veronica Olegovna

VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza, ul. Titova, 28

Graduate student

Tel.: +7 (412) 498330

E-mail: dekauto@pguas.ru

*Продолжается подписка на журнал
«Мир транспорта и
технологических машин»*

Подписной индекс журнала:

16376 («Пресса России»)

Подписка через редакцию:

(с любого месяца)

Информация о подписке на нашем сайте

www.gu-unpk.ru

Тел. +7 (4862) 43-48-90

Т. А. КОЗИНА, А. А. БЕРДНИКОВ

ПРОЕКТНАЯ МЕТОДИКА КАК СРЕДСТВО ФОРМИРОВАНИЯ СИТУАТИВНО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ КОММУНИКАТИВНОЙ КОМПЕТЕНЦИИ ПРИ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ АВТОТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА

В статье рассматривается понятие проекта как эффективное средство формирования коммуникативной компетенции при обучении иностранному языку в вузе. Предлагается проектная методика при обучении ситуативно-ориентированной речевой деятельности на иностранном языке (английском).

Ключевые слова: проект, коммуникативная компетенция, методика обучения иностранному языку.

Основная задача преподавания иностранного языка в вузе – это формирование коммуникативной компетенции. Поэтому главной целью обучающего процесса следует считать не языковую систему, а ситуативно-ориентированную речевую деятельность на иностранном языке в качестве эффективного средства межкультурного взаимодействия. При этом подходе скучный процесс выполнения различных упражнений отступает на второй план, а на первый план выходит активная творческая мыслительная деятельность студентов. [1] Применение проектной методики позволяет превратить однообразные занятия по иностранному языку в вузе в интересные уроки, где студенты погружаются в реальную иноязычную среду при решении практически значимых профессиональных проблем, учитывая культурные реалии другой страны. При выполнении проекта студенты приобретают различные умения, основными среди которых являются интеллектуальные (умение работать с иноязычной информацией, проводить грамотный отбор, анализ, обобщение необходимого материала), творческие (умение генерировать идеи, находить верное решение проблемы, делать прогноз выбранного решения) и коммуникативные (умение вести диалог на иностранном языке, аргументировано высказывать свою точку зрения на проблему, формировать логичное высказывание, находить компромисс с партнером). Все эти умения лежат в основе формирования у студентов коммуникативной компетенции, необходимой для осуществления ситуативно-ориентированной речевой деятельности на иностранном языке [2].

В данной статье мы рассматриваем применение проектной методики на занятиях по иностранному языку (англ.) в вузе при обучении ситуативно-ориентированной профессиональной речевой деятельности. Основная задача данного исследования - это провести обучающий эксперимент и разработать методику работы над проектом «Авто шоу».

Объектом данной работы выступает процесс реализации разработанной проектной методики на примере отдельного занятия по обучению профессиональному общению по дисциплине «Иностранный язык» (английский) у студентов второго курса Автомобильно-дорожного института Пензенского государственного университета архитектуры и строительства. Занятие проводилось в группе, состоящей из 12 студентов с разным уровнем владения английским языком (10% - отлично, 30 (35)% - хорошо, 60 (65)% - удовлетворительно).

Предлагаем результаты проведенного обучающего эксперимента и основные выводы, к которым удалось прийти в ходе работы.

Занятие-эксперимент «Проект «Авто шоу. Презентация концепта автомобиля»
на английском языке

Тема урока: «Авто шоу. Презентация концепта автомобиля»

Цель урока:

- 1) развитие познавательной и коммуникативной деятельности студентов с помощью Интернета;
- 2) обучение ознакомительному, реферативному виду чтения с кратким изложением содержания текста;

3) обучение составлению презентации концепта нового автомобиля;

4) обучение ведению дискуссии на профессиональные темы.

Задачи урока:

- Знакомство со статьями одного из авто сайтов на английском языке: www.en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86

- Участие студентов в обсуждении содержания статей и отборе необходимой информации для составления презентации своего автомобиля, используя данный сайт или другие сайты по выбору.

Оснащение урока и материалы, используемые на уроке:

- Компьютерный класс с выходом в Интернет.

- Печатный материал учебной лексики с английскими формулами, необходимыми для составления презентации, ведения дискуссии на профессиональные темы.

- CD-ROM «Говорящий оксфордский словарь и уникальная система изучения новых слов»

Запись на доске: AT THE CAR SHOW. PRESENTING A NEW CAR.

Ход урока

1. Организационный момент. (1-2 минуты)

Сообщение студентам о целях и задачах урока.

Good morning, dear students! Today you are having a great opportunity to present your new car models at the car show for automobile experts and the press that is being organized and broadcast in Tokyo. You are also welcomed to ask different questions about new cars and buy any car just at the show.

I'd like to call your attention to some information how to make a presentation of your car and conduct a discussion in the English language. You'll learn some useful English phrases and read the articles about popular car models, render them into Russian and write your own presentation of the new car model in English.

You will work in groups (2-3 students).

2. Основная часть урока (Время - 85 минут)

2.1 Обзор сайта "www.en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86" (5 минут)

Используя демонстрационный компьютер, подключенный к Интернет, преподаватель делает краткий обзор сайта.

"www.en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86" is a website that publishes hot and useful news, tips and advice and reviews related to automobiles produced by Toyota company. It enables people from different countries to learn about specific features of Toyota cars.

Вопросы студентов: Can we use the web dictionaries while translating the articles into Russian? - Yes, certainly.

2.2 Чтение статьи сайта на английском языке. (15 минут)

В классе 6 компьютеров, за каждым из них находится группа студентов (по 2-3 студента). На компьютерах установлена программа - электронный оксфордский словарь, которым учащиеся могут пользоваться во время чтения текста. Студенты разделены на 2 большие группы по уровню владения иностранным языком. Задача первой группы (низкий и средний уровень владения иностранным языком) – осуществить реферативный перевод статьи с английского на русский язык, выявить новые слова по теме. Задача второй группы (средний и высокий уровень владения иностранным языком) - пересказать содержание статьи на английском языке (объем устного высказывания – 10-12 предложений). Преподаватель помогает с переводом и составлением пересказов статьи на русском и английском языках, если это необходимо.

2.3 Устные сообщения студентов на русском и английском языках о прочитанной статье. (10 – 15 минут)

Один студент от 1 группы кратко передает содержание статьи на русском языке, знакомит с новыми словами. Остальные члены группы дополняют высказывание или отвечают на вопросы студентов других групп.

Пример одного из реферативных переводов студентов.

В данной статье рассказывается о модели FT-86 G SPORTS, которая является модификацией модели Toyota FT-86 Concept совместного производства компании Тойота и Субару 2010 года. Ее отличие от прежней модели состоит в использовании панелей из углеводородного волокна, вентилируемого капота, большого заднего спойлера и новых 19 дюймовых дисков. В салоне имеются удобные сиденья производства немецкой компании Рекаро. Горизонтально расположенный двигатель снабжен турбокомпрессором.

В заключении говорится о том, что данная модель автомобиля была впервые выставлена на автосалоне Toyota в 2010 году как модель серии спорт класса.

Новые слова, термины:

Carbon fibre - углеводородное волокно,

Bonnet - капот,

Rear spoiler - задний спойлер,

Wheels - диски, колеса,

Bucket seats - сиденья (в форме ковша),

Rollcage - каркас,

Turbocharger - турбокомпрессор, турбонагнетатель.

Вопросы:

What's the type of the car body? – 3-door hatchback (трехдверный хэтчбек)

How long is the car? – 4,190 mm. (4.190 мм)

Затем один студент от 2 группы передает содержание статьи на английском языке. Остальные члены группы дополняют высказывание или отвечают на вопросы студентов других групп.

Пример одного из пересказов статьи студентами на английском языке.

The Toyota FT-86 G Sports Concept is a modification of the Toyota FT-86 Concept manufactured jointly by Toyota and Subaru. It is a 3-door hatchback 4,190 mm long, 1,780 mm wide and 1,230 mm high. This model is characterized by the usage of carbon fibre panels, a vented bonnet, a large rear spoiler, new 19 inch wheels. The interior has Recaro bucket seats and a rollcage. The horizontally opposed engine is upgraded with a turbocharger. The FT-86 G Sports concept first appeared at Toyota's auto salon in 2010.

Вопросы:

What's the engine power? – 2.0 L .

What's the type of engine? – “D-4S” boxer engine.

2.4 Выбор модели и составление ее презентации (30 - 35 минут)

Преподаватель предлагает выбрать модель автомобиля и составить его презентацию на компьютере, используя программу Power point.

Задание:

You have read some useful articles on Toyota Concepts. The articles consider specific features of Toyota cars, their performance characteristics. You have learnt lots of terms concerned with car design and maintenance and now you're ready to make your own presentation using the information from the given articles.

In addition, I'd like you to pay your attention to the English ways of conducting the presentation. Here they are:

- Signalling the start: RIGHT. OK. LET'S GET STARTED. SO. SHALL WE BEGIN?
CAN I HAVE YOUR ATTENTION, PLEASE?

- Greeting the audience: GOOD MORNING/DAY/EVENING, LADIES AND GENTLEMEN/FRIENDS AND COLLEAGUES/EVERYONE.

- Introducing oneself: LET ME INTRODUCE MYSELF. MY NAME IS ... AS YOU ALREADY PROBABLY KNOW ... , I'M ... OF ... I REPRESENT ... /I WORK FOR ... AS A ... IT'S MY PRIVILEGE TODAY TO BE SPEAKING AT THIS CAR SHOW

- -Starting the target: MY GOAL TODAY IS TO RPRESENT ... /THE GOAL OF THIS PRESENTATION IS TO INFORM / TO REVIEW / TO CONSIDER / TO IDENTIFY / TO REPORT BESIDES, I'M GOING TO / I WOULD LIKE TO / I'M HERE TO ...

- Providing overview: I'VE DIVIDED MY REPORT INTO THREE PARTS AS FOLLOWS .../ I'LL BE DEVELOPING THE FOLLOWING PROBLEMS IN MY REPORT / MY REPORT WILL BE IN THREE PARTS. THEY ARE ...

- Starting the rules: THE REPORT WILL TAKE ABOUT / I AM GOING TO SPEAK ABOUT (10 MINUTES / A QUARTER OF AN HOUR / HALF AN HOUR). IF YOU HAVE ANY QUESTIONS I WILL BE GLAD TO ANSWER THEM AT THE END OF MY REPORT. IF YOU DON'T UNDERSTAND PLEASE STOP ME.

- Conclusion: THANK YOU FOR YOUR ATTENTION / BEING ATTENTIVE / LISTENING TO ME ATTENTIVELY. YOU ARE WELCOME / FEEL FREE TO ASK QUESTIONS. IF THERE ARE ANY QUESTIONS I'LL BE HAPPY / PLEASED TO ANSWER THEM.

Now each group should choose the model for the presentation and begin making it using Power Point. Mind that it should be no more than 8-10 slides.

Затем преподаватель интересуется, какую модель автомобиля выбрала для своей презентации каждая группа и помогает организовать работу в программе Power Point.

2.5 Контроль составленных презентаций и их представление. (20-25 минут)

Преподаватель проверяет составленные презентации, студенты представляют свою модель на английском языке, используя программу Power Point.

3. Заключительная часть занятия. (2-3 минуты)

Домашнее задание:

Студенты должны продолжить работу над презентациями дома, принести их в печатном виде или на электронном носителе на следующее занятие, приготовить устное сообщение на английском языке.

Dear students, you hadn't much time to finish your presentations at class today. That's why it will be your home task. Think more about your presentation, how to make it more impressive and illustrate it with pictures of the chosen car. Type the slide text better at home. Bring it the next class. You will present your car model next lesson.

Подведение итогов занятия.

I. Образец статей Internet сайта "www. en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86".

Toyota 86

From Wikipedia, the free encyclopedia

(Redirected from Toyota GT86)

Jump to: navigation, search

The Toyota 86 is a sports coupé developed jointly by Japanese automobile manufacturers Toyota and Subaru. It features a boxer engine, front-engine, rear-wheel drive layout and 2+2 seating.

The 86 is sold under three different brands associated with its creators, Toyota and Subaru. Toyota (Toyota 86 in Japan, South Africa and Australia and Toyota GT86 in Europe), Subaru (Subaru BRZ) and Scion (Scion FR-S for the United States and Canada).

"86" (pronounced "eight-six" or Hachi-Roku (ハチロク), more commonly pronounced as "eighty-six") refers to the Toyota AE86, a popular and well-regarded series of rear-wheel drive sports coupes and hatchbacks sold as the Toyota Sprinter Trueno and Toyota Corolla Levin from 1983 to 1987. As such, the Toyota 86 has been named as the spiritual successor of the original AE86 during the press release of the 86. The heritage of the Toyota 86 can also be traced back to the Toyota 2000GT, Toyota's classic front engine, rear-drive sports car with a 2.0 liter engine along with the Toyota Sports 800, Toyota's first sports car which used a boxer engine. Coincidentally, the bore and stroke of the engine is also 86 mm.

The significance of the reference to the series AE86 was that both the Trueno and Levin of this series were the last with rear wheel drive; the following Sprinter Trueno and Corolla Levin se-

ries AE92 were released with front wheel drive thereafter. The previous Corolla Levin and Sprinter Trueno were performance enhanced trim packages of the Corolla and Sprinter for each generation of the Levin and Trueno; the current platform is unique and not related to the current Corolla or variants.

FT-86

The Toyota FT-86 was a concept car manufactured jointly by Toyota and Subaru. The vehicle consists of many design cues from the earlier FT-HS concept. It features a 2.0-litre Toyota-Subaru "D-4S" boxer engine. The FT-86 rides on a modified Subaru Impreza platform with 101.2-inch wheelbase, with length, width, and height measuring 163.8, 69.3, and 49.6 inches, respectively.

Originally, Subaru had rejected the plans of a rear wheel drive sports coupe, due to the rear wheel drive set up, and did not want to be part of the project, predominantly selling all wheel drive vehicles. However, Subaru did plan to provide the engine. Eventually the project came to a 6 month halt and was suspended before being revived again. Toyota eventually invited journalist and Subaru engineers to a vehicle test of its first 2008 prototype to show what it was capable of, which is believed to be one reason that Subaru changed their minds, being impressed with what they saw. This prototype led to the development of the FT-86 which was revealed in 2009.

The production model will be called the Toyota GT 86 (Toyota 86 in Japan and Australia). The base price will be US\$24,200 with a 6-speed manual transmission when the car hits the United States market, where it will be called the Scion FR-S, with the Subaru version following shortly afterwards.

It is expected that the Toyota and Subaru versions will be styled similarly on the outside, with the Subaru version getting different head and tail lights and a different hood. It has a 2.0 litre naturally aspirated boxer engine mated to a Subaru 6-speed manual transmission. The concept is fitted with brakes from Advics, a joint venture company formed between Aisin Seiki, Denso, Sumitomo Electric and Toyota.

According to chief engineer Tetsuya Tada, the unique shoujyouhi red colour was based on the colour of a Japanese monkey's backside.

On 2 September 2010, British car magazine AutoExpress reported the Subaru model will feature an all-wheel drive drivetrain as opposed to the salient feature of rear-wheel drive for the Toyota-badged model. They claimed the Subaru model's all-wheel drive system would have a rear-wheel bias, improving handling. The flat-four, longitudinal engine layout would also be fully coherent with the model policy and mechanical characteristics of all Subaru cars of the past 30 years.

FT-86 G Sports

Toyota FT-86 G Sports

Production	2010
Body style	3-door hatchback
Length	4,190 mm (165.0 in)
Width	1,780 mm (70.1 in)
Height	1,230 mm (48.4 in)

The Toyota FT-86 G Sports Concept is a modification of the Toyota FT-86 Concept manufactured jointly by Toyota and Subaru and shown at the January 2010 Tokyo Auto Salon as part of the Toyota G Sports range. The FT-86 G Sports Concept differs from the original FT-86 in the use of carbon fibre panels, a vented bonnet, a large rear spoiler, new 19 inch wheels and a custom exhaust. The interior features Recaro bucket seats and a rollcage. The horizontally opposed engine is upgraded with a turbocharger. The FT-86 G Sports concept has reappeared at Toyota's showroom in Amlux, Ikebukuro. The production version of the FT-86 has been named as the Toyota 86.

II. Образец презентации студентов.

OK. Let's get started. My name's Alexander Smirnov. I work for Toyota Co. as a chief designer. It's my privilege to be speaking today at the car show. My goal is to present a new car model. It's Toyota 86. I've divided my report into 3 parts: general information, performance features and its specific features. I'm going to speak about 5 minutes. If you don't understand anything, please stop me. If you have any questions, I'll be glad to answer them at the end of my report:

(текстовая информация на слайдах сопровождается соответствующей иллюстрацией, цель которой снять языковые трудности при переводе новых терминов)

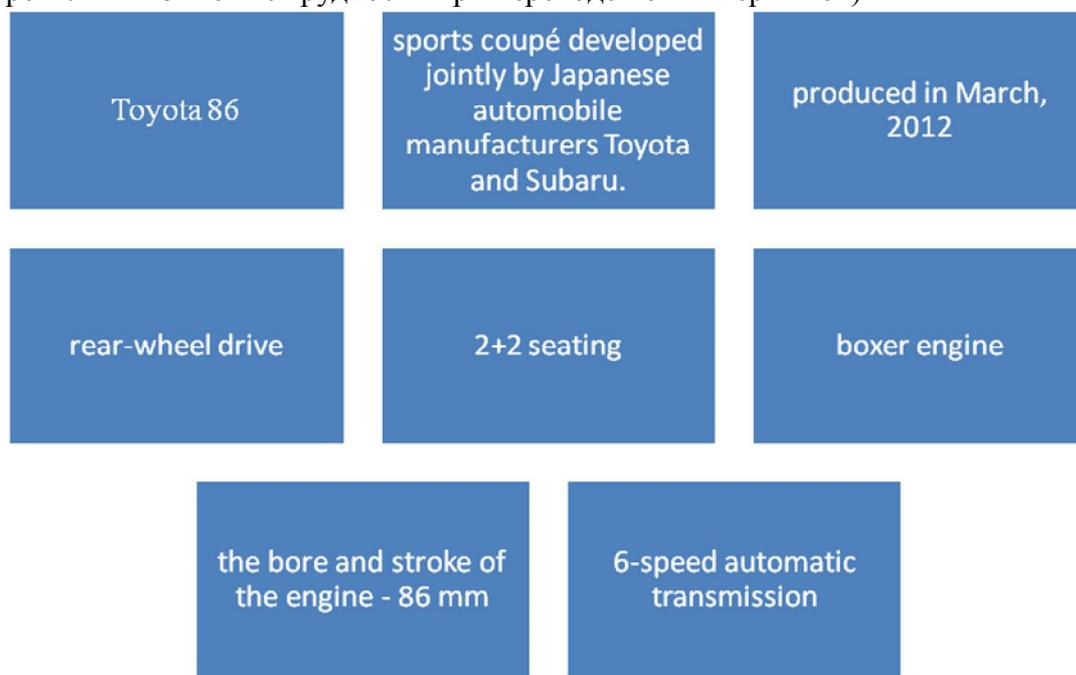


Рисунок 1 – Пример иллюстраций в виде слайдов

Таким образом, в результате проведенного занятия-эксперимента по обучению чтению, говорению и составлению презентации на английском языке на тему «Авто шоу. Презентация концепта автомобиля» удалось прийти к следующим выводам:

1) цель урока достигнута: студенты обучались чтению с реферативным изложением прочитанного на русском и английском языках и составляли презентации на заданную тему, используя программу Power Point;

2) задачи урока выполнены: студенты познакомились со статьей международного website “ en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86 и приняли участие в обсуждении материала статьи;

3) занятие было построено методически грамотно, все этапы урока тесно взаимосвязаны, студенты проявляли высокую творческую активность;

4) были использованы все виды речевой деятельности: аудирование, чтение, говорение и письмо;

5) соблюдая концепцию гуманизации обучения, была организована эффективная работа в группах, сформированных таким образом, что студенты с высоким уровнем знания иностранного языка могли помочь студентам, у которых уровень английского языка не высокий;

6) дифференцированные задания по уровню сложности способствовали повышению мотивации в процессе обучения. Новая, необычная тема занятия и аутентичный способ изучения английского языка через интернет вызвали у студентов большой интерес и желание участвовать в обсуждении;

7) поиск новой информации для составления презентации и работа над проектом по заданной теме, работа с предложенными сайтами, анализ статьи и составление презентации в программе Power Point потребовали от студентов раскрытия некоторых личностных характеристик, таких как самостоятельность и самоорганизация, а также развития познавательной и

коммуникативной компетенции;

8) студенты впервые присутствовали на таком занятии, не все смогли составить презентации в отведенное на это время, поэтому домашнее задание предусматривало завершение этой работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гальскова, Н. Д. Современная методика обучения иностранным языкам [Текст] / Н. Д. Гальскова. - М.: АРКТИ, 2009. — 192 с.
2. Копылова, В. В. Методика проектной работы на уроках английского языка [Текст] / В. В. Копылова. - М.: «Дрофа», 2008. – 317 с.
3. www.en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86

Козина Татьяна Анатольевна

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»

Адрес: 440028, г. Пенза, ул. Титова, 28

Канд. фил. наук, доцент кафедры «Иностранные языки»

Тел.: +7 (8412) 644289

E-mail: tatianak58@mail.ru

Бердников Алан Александрович

ФГБОУ ВПО «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства»

Адрес: 440028, г. Пенза, ул. Титова, 28

Студент гр.ЭТМК-11

E-mail: tatianak58@mail.ru

T. A. KOZINA, A. A. BERDNIKOV

DESIGN TECHNIQUE FOR CREATING A SITUATIONAL-ORIENTED COMMUNICATIVE COMPETENCE IN TRAINING MOTOR COMPLEX

The article deals with the concept of project as an effective means in teaching foreign language at high school to create the communicative ability. The project method to form the foreign language (English) communicative activity in real speaking situations has been offered.

Keywords: *project, communicative ability, method of teaching foreign language.*

BIBLIOGRAPHY

1. Gal'skova, N. D. Sovremennaya metodika obucheniya inostrannym yazykam [Tekst] / N. D. Gal'-skova. - М.: АРКТИ, 2009. - 192 s.
2. Kopylova, V. V. Metodika proektnoy raboty na urokakh angliyskogo yazyka [Tekst] / V. V. Kopylova. - М.: "Drofa", 2008. - 317 s.
3. www.en.wikipedia.org/wiki/Toyota_GT86

Kozina Tatiana Anatolievna

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza city. Titova, 28

Candidate. phil. , assistant professor of "Foreign Languages"

Tel.: 7 (8412) 644289

E-mail: tatianak58@mail.ru

Berdnikov Alan Aleksandrovich

FGBOU VPO "Penza State University of Architecture and Construction"

Address: 440028, Penza city. Titova, 28

Student gr.ETMK-11

E-mail: tatianak58@mail.ru

Уважаемые авторы!

Просим Вас ознакомиться с основными требованиями к оформлению научных статей.

- Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста на листах формата А4 и содержит от 3 до 7 страниц; все страницы рукописи должны иметь сплошную нумерацию.
- Статья предоставляется в 1 экземпляре на бумажном носителе и в электронном виде (по электронной почте или на любом электронном носителе).
- В одном сборнике может быть опубликована только **одна** статья **одного** автора, включая соавторство.
- Статьи должны быть набраны шрифтом Times New Roman, размер 12 pt с одинарным интервалом, текст выравнивается по ширине; абзацный отступ – 1,25 см, правое поле – 2 см, левое поле – 2 см, поля внизу и сверху – 2 см.
- Название статьи, а также фамилии и инициалы авторов, сведения об авторах обязательно дублируются на английском языке.
- К статье прилагается аннотация и перечень ключевых слов на русском и английском языке.
- Сведения об авторах приводятся в такой последовательности: Фамилия, имя, отчество; учреждение или организация, адрес учреждения или организации, ученая степень, ученое звание, должность, телефон, электронная почта.
- В тексте статьи желательно:
 - не применять обороты разговорной речи, техницизмы, профессионализмы;
 - не применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу (синонимы), а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов в русском языке;
 - не применять произвольные словообразования;
 - не применять сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии, соответствующими государственными стандартами.
- Сокращения и аббревиатуры должны расшифровываться по месту первого упоминания (вхождения) в тексте статьи.
- **Формулы** следует набирать в редакторе формул Microsoft Equation 3.0. **Формулы, внедренные как изображение, не допускаются!**
- **Рисунки** и другие иллюстрации (чертежи, графики, схемы, диаграммы, фотоснимки) следует располагать непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые.
- Подписи к рисункам (полужирный шрифт курсивного начертания 10 pt) выравниваются по центру страницы, в конце подписи точка не ставится:

Рисунок 1 – Текст подписи

С полной версией требований к оформлению научных статей Вы можете ознакомиться на сайте www.gu-unprk.ru.

Плата с аспирантов за опубликование статей не взимается.

Адрес учредителя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302020, г.Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. +7(4862)420024
Факс +7(4862)416684
www.gu-unpk.ru
E-mail: unpk@ostu.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302006, г.Орел, ул. Московская, 77
Тел. +7(4862)734362, +7(4862)434890
www.gu-unpk.ru
E-mail: tvk5876@rambler.ru, srmostu@mail.ru

Технический редактор, корректор,
компьютерная верстка И. В. Акимочкина

Подписано в печать 25.03.2013

Формат 70x108 1/16.

Усл. печ. л. 8,13

Тираж 500 экз.

Заказ № _____

Отпечатано с готового оригинал-макета на полиграфической базе Госуниверситета-УНПК
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.