



Научно – технический журнал
Орловского государственного
технического университета
Издается с 1995 года
Выходит шесть раз в год
№ 5/277(576) 2009
Сентябрь-октябрь

Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии

Известия ОрелГТУ

Учредитель – государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Орловский государственный технический университет»

<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. Колчунов В.И. д-р техн. наук, проф. Попова Л.В. д-р экон. наук, проф. Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф. Константинов И.С. д-р техн. наук, проф. Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф.</p>	<h2 style="text-align: center;">Содержание</h2> <h3 style="text-align: center;">Механика</h3> <p><i>Варламов А.В., Мулюкин О.П., Ушаков Л.С.</i> Энергетическая оценка технологии выпуска сыпучего материала из бункерного устройства в емкости мобильных транспортных средств с учетом последствий сводообразования..... 3</p> <p><i>Оруджева Р.У.</i> Об одной контактной задаче для пластины, ослабленной когезионной трещиной..... 6</p> <p><i>Холодов А.А.</i> Определение демпфирующих характеристик стали марки сталь 3..... 12</p> <p><i>Виговский М.В.</i> Исследование влияния вибрационного воздействия на трение твердых тел..... 18</p> <h3 style="text-align: center;">Машиностроение и металлообработка</h3> <p><i>Белевич А.В., Аборкин А.В.</i> Расчет сварочных напряжений в штыцевых соединениях цилиндрического корпуса..... 24</p> <p><i>Гоголев И.Г., Дроконов А.М.</i> Аэродинамические характеристики и конструктивная модернизация регулирующих диафрагм паровых турбин..... 30</p> <p><i>Лазуткин Г.В., Антипов В.А., Петухова М.А.</i> Метод расчета демпфирующей способности модифицированных виброизоляторов типа «двойной колокольчик»..... 38</p> <p><i>Маслов А.В.</i> Оценка возможности обработки полостей штампов и пресс-форм электродом-инструментом простой геометрической формы..... 46</p> <p><i>Битюков В.А., Тинькова А.В.</i> Разработка эластичных трубопроводов..... 50</p> <h3 style="text-align: center;">Моделирование технологических процессов</h3> <p><i>Вдовин С.И., Михайлов В.Н., Татарченков Н.В.</i> Изгиб трубы по круглому копиру..... 54</p> <p><i>Польский Е.А., Филькин Д.М.</i> Модель комплексного анализа размерных связей для обеспечения точности сборочных соединений..... 59</p> <p><i>Корнеев А.Ю., Савин Л.А., Ярославцев М.М.</i> Математическая модель двухфазного неизоэнтальпического турбулентного течения смазочного материала в коническом гибридном подшипнике..... 66</p> <h3 style="text-align: center;">Приборостроение и системы управления</h3> <p><i>Шкатов П.Н., Цомук С.Р., Дамаскин А.Л., Куликов С.С.</i> Прибор неразрушающего контроля для выявления дефектов типа «усталостная трещина» в неразъемном резьбовом соединении легкосплавной бурильной трубы ультразвуковым методом..... 73</p> <p><i>Сковпень В.Н., Логвинов Р.В.</i> Особенности расчета биметаллических приборов контроля температуры..... 77</p> <p><i>Углова Н.В., Серета О.Г.</i> Исследование погрешности определения термоэлектрической способности материала методом полустественной термонары..... 82</p> <p><i>Петров С.П., Суздальцев А.И.</i> Методика расчета эксергетического КПД энергоблока с построением эксергетических диаграмм..... 87</p> <h3 style="text-align: center;">Испытания, контроль, диагностика, мониторинг</h3> <p><i>Пахолкин Е.В., Анцифорова Е.В.</i> Моделирование процессов контактирования в трибосопряжениях с учетом наличия на поверхностях деталей неметаллических модифицированных слоев..... 93</p> <p><i>Мошкин А.С.</i> Новые методы мониторинга динамики заживления и обработки гнойных ран..... 100</p> <p><i>Горохов Д.Е.</i> Оптимизация состава комплекса средств защиты информации с помощью генетического алгоритма..... 107</p> <h3 style="text-align: center;">Стандартизация и управление качеством</h3> <p><i>Подмастерьев К.В., Марков В.В.</i> Методика количественной оценки результативности процессов и систем менеджмента качества..... 112</p>
<p><i>Главный редактор серии:</i> Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф., заслуженный деятель науки Российской Федерации</p>	
<p><i>Заместители главного редактора:</i> Гордон В.А. д-р техн. наук, проф. Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. Подмастерьев К.В. д-р техн. наук, проф.</p>	
<p><i>Редколлегия:</i> Бабичев А.П. д-р техн. наук, проф. Вдовин С.И. д-р техн. наук, проф. Дмитриев А.М. д-р техн. наук, проф., член-кор. РАН Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. Зубарев Ю.М. д-р техн. наук, проф. Зубчанинов В.Г. д-р физ.-мат. наук, проф. Иванов Б.Р. д-р техн. наук, проф. Колесников К.С. д-р техн. наук, проф., академик РАН Корндорф С.Ф. д-р техн. наук, проф. Малинин В.Г. д-р физ.-мат. наук, проф. Осадчий В.Я. д-р техн. наук, проф. Панин В.Е. д-р техн. наук, проф., академик РАН Распопов В.Я. д-р техн. наук, проф. Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф.</p>	
<p><i>Ответственный за выпуск:</i> Григорьева О.Ю.</p>	
<p><i>Адрес редколлегии серии:</i> 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29 (4862) 43-48-90, 41-98-48, 55-55-24, 41-98-03 www.ostu.ru E-mail: met_lit@ostu.ru</p>	
<p>Зарег. в Федеральной службе по надзору в сфере связи массовых коммуникаций. Свидетельство: ПИ № ФС77-35719 от 24 марта 2009 года</p>	
<p>Подписной индекс 29504 по объединенному каталогу «Пресса России»</p>	
<p>© ОрелГТУ, 2009</p>	

Журнал входит в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, определенных ВАК, для публикации трудов на соискание ученых степеней.



Scientific and technical journal
of Orel State Technical University
The journal is published since 1995
The journal is published 6 times a year
№ 5/277(576) 2009

Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology

Izvestia Orel State Technical University

The founder – The State Higher Education Professional Institution
Orel State Technical University

Editorial council:

Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.,
president

Radchenko S.Y. Doc. Sc. Tech., Prof.,
vice-president

Borzenkov M.I. Candidat Sc. Tech.,
Assistant Prof.

Kolchunov V.I. Doc. Sc. Tech., Prof.

Popova L.V. Doc. Sc. Ec., Prof.

Stepanov Y.S. Doc. Sc. Tech., Prof.

Konstantinov I.S. Doc. Sc. Tech., Prof.

Editor-in-chief

Stepanov Y.S. Doc. Sc. Tech., Prof.,
honored worker of science of Russian
Federation

Editor-in-chief Assistants:

Gordon V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.

Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Podmasteryev K.V. Doc. Sc. Tech.,
Prof.

Editorial Committee

Babichev A.P. Doc. Sc. Tech., Prof.

Vdovin S.I. Doc. Sc. Tech., Prof.

Dmitriev A.M. Doc. Sc. Tech., Prof.,
Corresponding Member of RAS

Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof.

Zubarev Y.M. Doc. Sc. Tech., Prof.

Subchaninov V.G. Doc. Sc. Ph.-Math, Prof.

Ivanov B.R. Doc. Sc. Tech., Prof.

Kolesnikov K.S. Doc. Sc. Tech.,
Prof., Academician of RAS

Korndorf S.F. Doc. Sc. Tech., Prof.

Malinin V.G. Doc. Sc. Ph.-Math, Prof.

Osadchy V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof.

Panin V.E. Doc. Sc. Tech., Prof.,
Academician of RAS

Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof.

Smolenzhev V.P. Doc. Sc. Tech., Prof.

Responsible for edition:

Grigorieva O.Yu.

Address

302020 Orel,
Nauorskoye Chaussee, 29
(4862) 43-48-90, 41-98-48, 55-55-24,
41-98-21

www.ostu.ru

E-mail: met_lit@ostu.ru

Journal is registered in Federal
Department for Mass
Communication. The certificate of
registration ПИ № ФС77-35719
from 24.03.2009

Index on the catalogue of the «Pressa
Rossii» 29504

© OSTU, 2009

Contents

Mechanics

Varlamov A.V., Moulyukin O.P., Ushakov L.S. An energy estimation in technology of loose material discharge from a bin into a tank of vehicles taking into account consequences of bridging.....	3
Orudgeva R.U. About one contact problem for a plate weakened cohesive of the crack.....	6
Kholodov A.A. Determination of antivibration characteristics in steel of mark ST-3.....	12
Vigovsky M. V. The investigation of influence of vibration to friction of solids.....	18

Engineering and metalworking

Belevich A.V., Aborckin A.V. Calculation of welding stress in union connections of the cylindrical case.....	24
Gogolev I.G., Drononov A.M. Aerodynamic characteristics and design upgrade of steam turbine governing diaphragm.....	30
Lazutkin G.V., Antipov V.A., Petukhova M.A. A method of calculation of antivibration ability of the modified vibroinsulators of type is «double bluebell».....	38
Maslov A.V. Estimation of the possibility of treating cavities of dies and molds with the tool electrode of simple geometric form.....	46
Bitjukov V.A., Tin'kova A.V. Development of elastic pipelines.....	50

Modeling engineering processes

Vdovin S.I., Mikhailov V.N., Tatarchenkov N.V. Pipe bending through a round cam.....	54
Polsky E.A., Filkin D.M. Complex analysis model of dimensional connections to provide assembly joint accuracy.....	59
Korneyev A.Yu., Savin L.A., Yaroslavtsev M.M. The mathematical model of diphasic nonisothermal turbulence flow of lubricant in a conical hybrid bearing.....	66

Instrument Engineering

Shkatoff P.N., Somuk S.R., Damaskin A.L., Kulikov S.S. The devise of indissoluble control for the search defects “the tired crack” in the unbroken carving junction of bore-hole pipe with help the ultra-sound method.....	73
Skovpen V.N., Logvinov R.V. Calculation features of bimetallic temperature control devices.....	77
Uglova N.V., Sereda O.G. Research of uncertainty of definition of thermoelectric ability of the material by the method of the seminatural thermocouple.....	82
Petrov S.P., Suzdalcev A.I. Design procedure exergetiching efficiency of the power unit with construction exergetiching of diagrams.....	87

Tests, control, diagnostics, monitoring

Pakholkina E.V., Antsiforova E.V. In friction pairs taking into account presence of the nonmetallic modified layers on surfaces of details.....	93
Moshkin A.S. New methods of monitoring the dynamic of healing and treatment the decayed wounds.....	100
Gorochov D.E. Optimization the composition of complex the means of defense the information with use the genetic algorithm.....	107

Standardization and quality control

Podmasteryev K.V., Markov V.V. Methodic of quantitative appraisal of resulting the processes and system quality management.....	112
--	-----

Journal is included into the list of the Higher Examination Board for publishing the results of theses for competition the academic degrees.

УДК 624.953:63+656212.6.073.437; 656.062.8:63

А.В. ВАРЛАМОВ, О.П. МУЛЮКИН, Л.С. УШАКОВ

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ТЕХНОЛОГИИ ВЫПУСКА
СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА ИЗ БУНКЕРНОГО УСТРОЙСТВА В
ЕМКОСТИ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С УЧЕТОМ
ПОСЛЕДСТВИЙ СВОДООБРАЗОВАНИЯ**

Освещены вопросы оценки энергозатрат технологии выпуска сыпучих материалов из бункерных устройств в мобильные транспортные средства с учетом последствий сводообразований и предложена методика расчета слагаемых энергозатрат в безразмерном виде.

Ключевые слова: энергетика, сыпучий материал, бункер, сводообразование.

Are illuminated questions of estimation the power consumption of the technology of output of bulk materials from the bunker devices into mobile transportation means taking into account the consequences of arch formations and is proposed the procedure of calculation of terms power consumption in a dimensionless form.

Key words: energetic, loose material, bunker, bridging.

Эффективность технологической операции по выпуску сыпучего материала (СМ) из бункерного устройства (БУ) в транспортировочные емкости мобильных транспортных средств (МТС) характеризуется величиной аккумуляирования в данную операцию энергии, причем наибольшим энергопоглощением обладают плохосыпучие материалы [1].

В общем виде [2] энергоемкость Q_{mjip} этой операции для бесперебойно работающего БУ (без возникновения сводообразований СМ) представима в виде суммы набора энергетических слагаемых, которые обычно являются функциями производственных и нормативных параметров, объемно-массовых характеристик БУ с СМ, пройденного пути и времени задействования МТС на перевозку СМ от БУ к потребителю:

$$Q_{mjip} = q_{mj} + q_{mi} + q_{pj}, \quad (1)$$

Ниже предлагается ряд соотношений для расчета энергетических слагаемых выражения /1/ в безразмерном виде:

1. Материально-энергетические затраты q_{mj} на БУ с входящими в его состав механизмами и устройствами могут быть определены из соотношения:

$$q_{mj} = \frac{1}{W_j} \cdot \sum_{\ell} M_{BYi} \frac{(\alpha_{\ell} + r_{\ell})}{100 \cdot T_{He}}, \quad (2)$$

где W_j - производительность j -го БУ, т/ч; M_{BYi} - масса незагруженного БУ с входящими в его состав механизмами и устройствами, т; α_{ℓ}, r_{ℓ} - соответственно, годовые нормативные отчисления по составляющим звеньям бункерного устройства на реновацию и ремонт, %; T_{He} - годовая нормативная загрузка БУ, ч.

2. Затраты q_{mi} на МТС, осуществляющие перевозку СМ от БУ к потребителю, можно рассчитать по формуле:

$$q_{mi} = \frac{h_j \cdot L_j \cdot M_{BYj}}{G_j \cdot \beta_j} \cdot \sum_{\ell} M_{Gj} \frac{(\alpha'_{\ell} + r'_{\ell})}{100}, \quad (3)$$

где h_j - плечо перевозки груза или отношение максимального перемещения МТС к максимальной массе загруженного СМ при движении МТС без дозаправки топливом, км/т;

L_j – пробег МТС от БУ до потребителя, км; $M_{БВj}$ – масса СМ в полностью загруженном бункерном устройстве, т; G_j – масса груза (СМ), перевозимого МТС за один рейс, т; β_j – коэффициент использования пробега; M_{Gj} – масса незагруженного МТС с входящими в него механизмами и агрегатами, т; α'_ℓ и r'_ℓ – соответственно, годовые нормативные отчисления на реновацию и ремонт по составляющим звеньям МТС, %.

3. Расчет затрат q_{pj} живого труда может быть осуществлен по зависимости:

$$q_{pj} = \sum_t \frac{N_{tj} \cdot W_{tj}}{W_j}, \quad (4)$$

где N_{tj} - число работников, занятых на t – категории работ; W_{tj} - производительность труда отдельно взятого работника на каждой из t – категории работ, т/ч.

С учетом соотношений /2/, /3/ и /4/ соотношение /1/ примет вид:

$$Q_{mjip} = \frac{1}{W_j} \cdot \sum_\ell M_{БВi} \cdot \frac{(\alpha_\ell + r_\ell)}{100 \cdot T_{H\ell}} + \frac{h_j \cdot L_j \cdot M_{БВj}}{G_j \cdot \beta_j} \cdot \sum_\ell M_{Gj} \frac{(\alpha'_\ell + r'_\ell)}{100} + \sum_t \frac{N_{tj} \cdot W_{tj}}{W_j}. \quad /5/$$

При внесении в рассмотренный технологический процесс эпизодических остановок БУ на период времени, необходимый для разрушения возникшего в нем сводообразования, формулы /2/, /3/, /4/ и /5/, соответственно, трансформируются в систему выражений /6/, /7/, /8/ и /9/:

$$q_{mj} = \frac{1}{W_j \left(1 - \frac{\tau_{np}}{\tau}\right)} \cdot \sum_\ell M_{БВi} \cdot \frac{(\alpha_\ell + r_\ell)}{100 \cdot T_{H\ell}}, \quad (6)$$

где τ - нормативное время бесперебойной выдачи СМ из БУ, ч; τ_{np} - время простоя БУ с момента возникновения до момента устранения сводообразования, ч.

$$q_{mi} = \left. \frac{h_j \cdot L_j \cdot \left(M_{БВj} \cdot \Delta M_{БВj}^{IP} \right)}{G_j \cdot \beta_j} \cdot \sum_\ell M_{Gj} \frac{(\alpha'_\ell + r'_\ell)}{100} \right\} \quad (7)$$

$$\Delta M_{БВj}^{IP} = W_j \cdot \tau_{IP}$$

где $\Delta M_{БВj}^{IP}$ - условное приращение массы СМ в БУ (потерянная производственная мощность БУ) за время его простоя τ_{IP} .

$$q_{pj} = \sum_{t+t_{IP}} \frac{N_{tj} \cdot W_{tj} + N_{IP} \cdot W_{IP}}{W_j}, \quad (8)$$

где t , N_{tj} - соответственно, категории работ и нормативное количество работников при бесперебойном функционировании БУ с запланированной их производительностью труда W_{tj} при нормативной величине параметра W_j ; t_{IP} , N_{IP} - соответственно, дополнительно потребные категории работ и количество работников с прогнозируемой производительностью труда W_{IP} , потребные в период времени τ_{np} простоя БУ для устранения в нем возникшего сводообразования и возобновления бесперебойной работы БУ.

$$Q_{mjip} = \frac{1}{W_j \left(1 - \frac{\tau_{np}}{\tau}\right)} \cdot \sum_\ell M_{БВi} \cdot \frac{(\alpha_\ell + r_\ell)}{100 \cdot T_{H\ell}} + \frac{h_j \cdot L_j \cdot \left(M_{БВj} + W_j \cdot \tau_{np} \right)}{G_j \cdot \beta_j} \cdot \sum_\ell M_{Gj} \frac{(\alpha'_\ell + r'_\ell)}{100} + \sum_{t+t_{IP}} \frac{N_{tj} \cdot W_{tj} + N_{IP} \cdot W_{IP}}{W_j}. \quad (9)$$

Охарактеризованные соотношения позволяют в безразмерном виде определить энергозатраты на обеспечение заданных режимов функционирования БУ, включая технологические перерывы в их работе для устранения возникших сводообразований СМ, и перейти без особых затруднений от безразмерных параметров к размерным величинам на базе данных номограмм, разработанных для БУ под конкретные технические параметры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варгунин В.И. Теория и практика применения щелевых бункеров на железнодорожном транспорте и в агропромышленном комплексе: Монография [Текст] / В.И. Варгунин, В.С. Горюшинский, А.В. Варламов, Н.Х. Варламова. – Самара: СамГУПС, 2007. – 107 с.: ил.

2. Шило И.Н. Ресурсосберегающие технологии сельскохозяйственного производства: Монография [Текст] / И.Н. Шило, В.Н. Дашков. – Минск: БГАТУ, 2003. – 184с.: ил.

Варламов Александр Васильевич

Доцент кафедры «Железнодорожные станции и узлы» СамГУПС, г. Самара

Телефон сотовый: 8-902-293-35-87

Мулюкин Олег Петрович

Самарский государственный университет путей сообщения, г. Самара

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Инженерная графика»

Телефон: (846) 249-64-73

E-mail: om46@mail.ru

Ушаков Леонид Семенович

Орловский государственный технический университет, г. Орел

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины»

Телефон: (4862) 73-43-51

E-mail: oushakov2007@mail.ru

Р.У. ОРУДЖЕВА

ОБ ОДНОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧЕ ДЛЯ ПЛАСТИНЫ, ОСЛАБЛЕННОЙ КОГЕЗИОННОЙ ТРЕЩИНОЙ

Рассматривается контактная задача о частичном закрытии когезионной трещины с помощью малого изменения толщины пластины на пути ее роста. Используется модель трещины со связями между ее берегами в концевой зоне. Рассмотрены наиболее распространенные на практике формы выточек и утолщений.

Ключевые слова: малые изменения толщины, силы сцепления, трещина со связями между берегами, напряжения контактные.

The contact problem about partial closing cohesive crack by means of local change of thickness of a material on a way of its growth is considered. A model of a crack with interfacial bonds in an end zone. The forms recess most widespread in practice and thickenings are considered.

Keywords: small changes of thickness, cohesive forces, interfacial bonds, contact stresses.

В механике разрушения важное значение имеет проблема «залечивания» существующей в материале трещины. Первым этапом в решении этой проблемы является задача о закрытии вскрытой трещины. При некоторых формах выточек и соотношениях их геометрических параметров уменьшается [1] деформация растягиваемой пластины в направлении, перпендикулярном трещине, и в связи с этим снижается коэффициент интенсивности напряжений в кончиках трещины. Следует ожидать, что при некотором соотношении геометрических параметров пластины с малыми изменениями толщины на пути роста трещины, будут возникать зоны сжимающих напряжений, в которых берега трещины на некотором участке войдут в контакт. Это приведет к появлению контактных напряжений на данном участке берегов трещины. Пусть пластинка ослаблена сквозной прямолинейной трещиной длиной 2ℓ в начале координат вдоль оси абсцисс при $|x| \leq \ell$, $y = 0$. Рассматривается [2] модель трещины при наличии концевых зон, в которых действуют силы сцепления материала, непрерывно распределенные в концевой области трещины. Считается, что эти области примыкают к вершинам трещины, а их размеры сравнимы с длиной трещины. Взаимодействие берегов трещины в концевых зонах моделируется путем введения между берегами трещины связей, имеющих заданную диаграмму деформирования. Физическая природа таких связей и размеры областей, в которых осуществляется взаимодействие берегов трещины, зависят от вида материалов. Берега трещины вне концевых зон считаются свободными от внешних нагрузок. На бесконечности пластина подвергается однородному растяжению вдоль оси ординат $\sigma_y^\infty = \sigma_0$. Для торможения развития трещины вблизи ее концов создаются локальные изменения в толщине пластины. Такие локальные изменения в толщине пластины выполнимы технологически, как некоторые выточки, или наплавления (утолщения) материала.

Рассматривается тонкая упругая пластинка постоянной толщины $2h_0$ всюду, за исключением некоторых областей $S = S_1 + S_2$ вблизи концов трещины. Материал пластины принимается однородным и изотропным. Декартовы координаты x , y в срединной плоскости пластинки являются плоскостью симметрии. В области S толщина пластины представляет собой некоторую функцию координат. Пластинка переменной толщины с трещиной находится в обобщенном плоско-напряженном состоянии. Считается, что толщина пластинки $2h(x, y)$ удовлетворяет условиям $0 < h_1 \leq h(x, y) \leq h_2$, где h_1 и h_2 – соответственно, наименьшее и наибольшее значение толщины пластинки в области S .

Под действием внешней нагрузки σ_0 и влияния малых выточек вблизи конца трещины, в зоне сжимающих напряжений берега трещины на некотором участке $(-\ell \leq x \leq \lambda_1$ и $\lambda_2 \leq x \leq \ell)$ войдут в контакт. Рассматривается случай, когда конечная область, в которой действуют силы сцепления (связи), больше контактной зоны трещины. Параметры λ_1, λ_2 , характеризующие границу зоны контакта между берегами трещины, должны быть определены в процессе решения задачи. Рассматриваемая задача состоит в определении контактных напряжений на участках $-\ell \leq x \leq \lambda_1$ и $\lambda_2 \leq x \leq \ell$, напряженно-деформированного состояния пластины вне трещины.

Напряженно-деформированное состояние в рассматриваемой пластине можно представить в виде

$$\sigma_x = \sigma_x^{(0)} + \sigma_x^{(1)}, \quad \sigma_y = \sigma_y^{(0)} + \sigma_y^{(1)}, \quad \tau_{xy} = \tau_{xy}^{(0)} + \tau_{xy}^{(1)}, \quad (1)$$

$$u = u_0 + u_1; \quad v = v_0 + v_1,$$

где $\sigma_x^{(0)}, \sigma_y^{(0)}, \tau_{xy}^{(0)}, u_0, v_0$ - компоненты тензора напряжений и вектора перемещений для пластины с когезионной трещиной при отсутствии локальных изменений в кончике трещины; $\sigma_x^{(1)}, \sigma_y^{(1)}, \tau_{xy}^{(1)}, u_1, v_1$ - тоже, вызванные наличием локального изменения толщины в окрестности кончиков трещины.

Для определения невозмущенного напряженного состояния $\sigma_x^{(0)}, \sigma_y^{(0)}, \tau_{xy}^{(0)}$ имеем граничные условия

$$\sigma_y^{(0)} - i\tau_{xy}^{(0)} = 0 \quad \text{при } y = 0, \quad -d < x < d \quad (2)$$

$$\sigma_y^{(0)} - i\tau_{xy}^{(0)} = q_y \langle \rangle - iq_{xy} \langle \rangle \quad \text{при } y = 0, \quad -\ell \leq x \leq -d \text{ и } d \leq x \leq \ell,$$

где $q_y \langle \rangle$ и $q_{xy} \langle \rangle$ - нормальные и касательные усилия в связях, соответственно; $\langle -d \rangle$ - размер концевой зоны трещины.

Величины напряжений $q_y \langle \rangle$ и $q_{xy} \langle \rangle$ заранее неизвестны и подлежат определению.

Основные соотношения задачи для невозмущенного напряженного состояния должны быть дополнены уравнением, связывающим раскрытие берегов трещины в концевых зонах и усилия в связях.

Это уравнение, без потери общности, можно представить в виде [2]

$$\langle \sigma_0^+ - v_0^- \rangle - i \langle \sigma_0^+ - u_0^- \rangle = C \langle \sigma \rangle_y \langle \rangle - iq_{xy} \langle \rangle \quad (3)$$

где $\langle \sigma_0^+ - v_0^- \rangle$ и $\langle \sigma_0^+ - u_0^- \rangle$ - нормальные и касательные составляющие раскрытия берегов трещины в невозмущенном состоянии; функцию $C \langle \sigma \rangle$ можно рассматривать как эффективную податливость связей, зависящую от натяжения связей; $\sigma = \sqrt{q_y^2 + q_{xy}^2}$ - модуль вектора усилий в связях.

Для определения комплексных потенциалов $\Phi_0(z)$ и $\Omega_0(z)$ для невозмущенного напряженного состояния имеем задачу линейного сопряжения [3]

$$\Phi_0(x) + \Omega_0(x) \overline{} + \Phi_0(x) + \Omega_0(x) \underline{} = 2f_0(x) \quad (4)$$

$$\Phi_0(x) - \Omega_0(x) \overline{} - \Phi_0(x) - \Omega_0(x) \underline{} = 0,$$

где $-\ell \leq x \leq \ell, x$ - аффикс точки контура трещины;

$$f_0(x) = \begin{cases} 0 & \text{на свободных берегах трещины,} \\ q_x - iq_{xy} & \text{на берегах концевой зоны трещины.} \end{cases}$$

Для комплексных потенциалов $\Phi_0(z)$ и $\Omega_0(z)$ находим

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{2\pi i \sqrt{z^2 - \ell^2}} \int_{-\ell}^{\ell} \frac{\sqrt{t^2 - \ell^2} f_0(t) dt}{t - z} + \frac{\sigma_0}{2\sqrt{z^2 - \ell^2}} - \frac{\sigma_0}{4} \quad (5)$$

$$\Omega_0(z) = \frac{1}{2\pi i \sqrt{z^2 - \ell^2}} \int_{-\ell}^{\ell} \frac{\sqrt{t^2 - \ell^2} f_0(t) dt}{t - z} + \frac{\sigma_0}{2\sqrt{z^2 - \ell^2}} + \frac{\sigma_0}{4}$$

Для окончательного определения потенциалов $\Phi_0(z)$ и $\Omega_0(z)$ необходимо найти усилия q_x и q_{xy} в связях.

Используя соотношение $2\mu \frac{\partial}{\partial x} \left[\Phi_0 + i\nu_0 \right] = \kappa_0 \Phi_0(z) - \Omega_0(\bar{z}) - \left[-\bar{z} \right] \overline{\Phi_0'(z)}$ и граничные значения функций (5), получим на отрезке $|x| \leq \ell$ следующее соотношение

$$\frac{2\mu}{1 + \kappa_0} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left[\Phi_0^+ - u_0^- \right] + i \frac{\partial}{\partial x} \left[\Phi_0^+ - \nu_0^- \right] \right] = -\frac{i}{\pi \sqrt{\ell^2 - x^2}} \left[\int_{-\ell}^{\ell} \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2} f_0(t) dt}{t - x} + \sigma_0 x \right], \quad (6)$$

где μ - модуль сдвига материала; κ_0 - постоянная Мусхелишвили.

С учетом соотношения (3) и симметрии задачи в невозмущенном состоянии после некоторых преобразований получаем нелинейное интегродифференциальное уравнение относительно неизвестной функции $q_y(x)$:

$$-\frac{1}{\pi \sqrt{\ell^2 - x^2}} \left[\int_{-\ell}^{\ell} \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2} q_y(t) dt}{t - x} + \sigma_0 x \right] = \frac{2\mu}{1 + \kappa_0} \frac{d}{dx} \left[\Phi_0, \sigma \right] q_y(x) \quad (7)$$

Полученное нелинейное уравнение может быть решено численно. Для его решения использовали коллокационную схему. В случае, когда закон деформирования связей нелинейный, для определения усилий $q_y(x)$ в связях использовали итерационную схему, подобную методу упругих решений [4]. При рассмотрении линейно-упругих связей интегральное уравнение оказывается линейной, и после использования коллокационной численной схемы получаем линейную алгебраическую систему относительно приближенных значений $q_y(x_m)$ в точках коллокации (узловых точках). Для решения линейной системы использовали метод Гаусса с выбором главного элемента.

Перейдем к определению возмущенного напряженного состояния.

Граничные условия задачи в возмущенном состоянии (первое приближение) примут вид

$$\begin{aligned} N_y^* - iN_{xy}^* &= 0 && \text{вне концевых зон} && (8) \\ N_y^* - iN_{xy}^* &= p_y^* - ip_{xy}^* - \bar{h} \left[\Phi_0, 0 \right] N_y^{(0)} && \text{на берегах контактных зон} \\ N_y^* - iN_{xy}^* &= q_y^* - iq_{xy}^* - \bar{h} \left[\Phi_0, 0 \right] N_y^{(0)} && \text{на берегах участков концевых зон,} \\ &&& \text{не вошедших в контакт,} \end{aligned}$$

где $N_y^{(0)} = h_0 q_y$; $p_y^* - ip_{xy}^* = h_0 \left[p_y - ip_{xy} \right]$; $q_y^* - iq_{xy}^* = h_0 \left[q_y^{(1)} - iq_{xy}^{(1)} \right]$.

При выводе уравнений и граничных условий первого приближения были введены следующие обозначения

$$N_x^* = N_x^{(1)} - \bar{h}(x, y) N_x^{(0)}, \quad N_y^* = N_y^{(1)} - \bar{h}(x, y) N_y^{(0)}, \quad N_{xy}^* = N_{xy}^{(1)} - \bar{h}(x, y) N_{xy}^{(0)}$$

Основные соотношения поставленной задачи для возмущенного состояния должны быть дополнены уравнением, связывающим раскрытие берегов трещины в контактных и концевых зонах.

$$\begin{aligned} \left(\sigma_1^+ - \nu_1^- \right) - i \left(\sigma_1^+ - u_1^- \right) &= 0, \quad \text{при } y = 0, \quad -\ell \leq x \leq \lambda_1 \text{ и } \lambda_2 \leq x \leq \ell \quad (9) \\ \left(\sigma_1^+ - \nu_1^- \right) - i \left(\sigma_1^+ - u_1^- \right) &= C \left(\sigma_1^{(1)} - i q_{xy}^{(1)} \right) \quad \lambda_1 < x \leq -d \text{ и } d \leq x < \lambda_2 \end{aligned}$$

При наличии объемных сил решение представим в виде суммы

$$N_x^* = N_{x_0}^{(1)} + N_{x_1}^{(1)}; \quad N_y^* = N_{y_0}^{(1)} + N_{y_1}^{(1)}; \quad N_{xy}^* = N_{xy_0}^{(1)} + N_{xy_1}^{(1)}, \quad (10)$$

Для усилий N_x^* , N_y^* , N_{xy}^* в первом приближении имеем общие представления (формула (19) в [1]). В эти представления входят две аналитические функции $\Phi_1(z)$ и $\Psi_1(z)$ комплексной переменной $z = x + iy$ и две функции $F_1(z, \bar{z})$ и $Q_1(z, \bar{z})$, представляющие собой любые частные решения уравнений

$$\frac{\partial^2 F_1}{\partial z \partial \bar{z}} = F, \quad \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z^2} = \bar{F}, \quad F = \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \left(\nu_x^{(0)} + i N_{xy}^{(0)} \right) + i \frac{\partial \bar{h}}{\partial y} \left(\nu_y^{(0)} - i N_{xy}^{(0)} \right) \quad (11)$$

Используя общие представления для напряжений, для определения комплексных потенциалов $\Phi_1(z)$ и $\Omega_1(z)$ имеем задачу линейного сопряжения

$$\begin{aligned} \Phi_1(x) + \Omega_1(x) + \overline{\Phi_1(x) + \Omega_1(x)} &= 2f_1(x) \quad (12) \\ \Phi_1(x) - \Omega_1(x) - \overline{\Phi_1(x) - \Omega_1(x)} &= 0, \end{aligned}$$

где $f_1(x) = \begin{cases} f(x) & \text{при } -d < x < d \\ f(x) + p_y - ip_{xy} - \bar{h}q_y & \text{при } -\ell \leq x \leq \lambda_1 \text{ и } \lambda_2 \leq x \leq \ell \\ f(x) + q_y^{(1)} - iq_{xy}^{(1)} - \bar{h}q_y & \text{при } \lambda_1 < x \leq -d \text{ и } d \leq x < \lambda_2 \end{cases} \quad (13)$

$$f(x) = \frac{1}{1 + \kappa_0} \operatorname{Re} \frac{\partial F_1}{\partial z} - \frac{1}{2(1 + \kappa_0)} \left(\kappa_0 \frac{\partial \bar{F}_1}{\partial z} - \frac{\partial \bar{Q}_1}{\partial z} \right) \quad \text{при } y = 0 \quad (14)$$

Функции $F_1(z, \bar{z})$ и $Q_1(z, \bar{z})$ можно формально записать в виде

$$F_1(z, \bar{z}) = \int dz \int \bar{z} F(z, \bar{z}) d\bar{z}; \quad Q_1(z, \bar{z}) = \int dz \int \bar{z} \overline{F(z, \bar{z})} dz \quad (15)$$

Общее решение краевой задачи (12) имеет вид

$$\Phi_1(z) = \Omega_1(z) = \frac{1}{2\pi i \sqrt{z^2 - \ell^2}} \int_{-\ell}^{\ell} \frac{\sqrt{t^2 - \ell^2} f_1(t) dt}{t - z} + \frac{c_0 z + c_1}{\sqrt{z^2 - \ell^2}} \quad (16)$$

Постоянная c_1 определяется из условия однозначности смещений [3], а $c_0 = 0$. Для окончательного определения комплексных потенциалов $\Phi_1(z)$ и $\Omega_1(z)$ необходимо найти контактные усилия p_y и p_{xy} в концевых контактных зонах и усилия $q_y^{(1)}$ и $q_{xy}^{(1)}$ в связях.

Используя соотношение $2\mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\sigma_1^+ + i \nu_1^- \right) = \kappa_0 \Phi_1(z) - \Omega_1(z) + \left(\sigma_1^+ - \nu_1^- \right) \overline{\Phi_1'(z)}$ и граничные значения функции (16), получим на отрезке $|x| \leq \ell$ соотношение

$$\begin{aligned} \frac{2\mu}{1 + \kappa_0} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\sigma_1^+ - u_1^- \right) + i \frac{\partial}{\partial x} \left(\sigma_1^+ - \nu_1^- \right) \right] &= \\ = - \frac{i}{\pi \sqrt{\ell^2 - x^2}} \left[\int_{-\ell}^{\ell} \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2} f_1(t) dt}{t - x} + 2c_1 \right] & \quad (17) \end{aligned}$$

С учетом соотношения (9) после некоторых преобразований получаем систему двух сингулярных интегральных уравнений и двух интегродифференциальных уравнений относительно неизвестных функций $p_y(x)$, $p_{xy}(x)$ и $q_y^{(1)}(x)$, $q_{xy}^{(1)}(x)$:

$$\int_{-l}^l \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2}}{t - x} p_y(t) + q_y^{(1)}(t) dt + \int_{-l}^l \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2}}{t - x} f_1^0(t) dt = 0 \tag{18}$$

$$\int_{-l}^l \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2}}{t - x} p_{xy}(t) + q_{xy}^{(1)}(t) dt + \int_{-l}^l \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2}}{t - x} f_1^1(t) dt + 2c_1 = 0$$

$$-\frac{1}{\pi\sqrt{\ell^2 - x^2}} \left\{ \int_{-l}^l \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2}}{t - x} p_y(t) + q_y^{(1)}(t) + f_1^0(t) dt \right\} = \tag{19}$$

$$= \frac{2\mu}{1 + \kappa_0} \frac{d}{dx} \left[\sigma^1 \bar{q}_y^{(1)}(x) \right]$$

$$-\frac{1}{\pi\sqrt{\ell^2 - x^2}} \left\{ \int_{-l}^l \frac{\sqrt{\ell^2 - t^2}}{t - x} p_{xy}(t) + q_{xy}^{(1)}(t) + f_1^1(t) dt + 2c_1 \right\} =$$

$$= \frac{2\mu}{1 + \kappa_0} \frac{d}{dx} \left[\sigma^1 \bar{q}_{xy}^{(1)}(x) \right]$$

где $f_1^0(x) = -\bar{h} \left[\sigma^1 \bar{q}_y + \text{Re } f \right]$; $f_1^1(x) = \text{Im } f$

В случае, когда толщина пластины в области S представляет собой некоторую функцию координат, симметричную относительно оси абсцисс, касательные контактные напряжения p_{xy} и $q_{xy}^{(1)}$ будут равны нулю.

Для замкнутости полученных сингулярных интегральных уравнений не хватает двух уравнений, определяющих размеры концевых контактных зон. Условиями, служащими для определения размеров контактных областей (параметров λ_1 и λ_2) являются условия конечности напряжений в окрестности вершин трещины.

Записывая условия конечности напряжений, находим еще два недостающих уравнения для каждого сингулярного интегрального уравнения в виде

$$\left[\sigma^1 \sqrt{\pi\ell} + K_I^{0c} \right] + \varepsilon \bar{h}(-l, 0) \left[\sigma^1 \varepsilon K_I^* \right] = 0 \tag{20}$$

$$\left[\sigma^1 \sqrt{\pi\ell} + K_I^{0c*} \right] + \varepsilon \bar{h}(\ell, 0) \left[\sigma^1 \varepsilon K_I^{**} \right] = 0$$

$$\int_{-l}^l f_1^1(x) X(x) dx + \int_{-l}^l p_{xy}(x) X(x) dx = 0 \tag{21}$$

$$\int_{-l}^l f_1^1(x) X_1(x) dx + \int_{-l}^l p_{xy}(x) X_1(x) dx = 0,$$

где $X = \frac{\sqrt{\ell - x}}{\sqrt{x + \ell}}$, $X_1 = \frac{\sqrt{x + \ell}}{\sqrt{\ell - x}}$, $K_I^{0c} = \frac{1}{\sqrt{\pi\ell}} \int_{-l}^l q_y X dx$,

$$K_I^* = \frac{1}{\sqrt{\pi\ell}} \int_{-l}^l [f_1^0 + p_y] X dx, \quad K_I^{0c*} = \frac{1}{\sqrt{\pi\ell}} \int_{-l}^l q_y X_1 dx,$$

$$K_I^{**} = \frac{1}{\sqrt{\pi\ell}} \int_{-l}^l [f_1^1 + p_{xy}] X_1 dx, \quad \varepsilon = \frac{h_2 - h_1}{h_1 + h_2}$$

Полученные сингулярные интегральные уравнения (18) и (19) с дополнительными условиями соответственно (20) и (21) целесообразно решать численно прямыми методами [5]. При получении алгебраических систем интервалы интегрирования были приведены к одному отрезку $[-1, 1]$, а затем интегралы были заменены конечными суммами с помощью квадратурных формул типа Гаусса.

Полученные соотношения позволяют рассчитать влияние малой выточки или утолщения на напряженное состояние пластины со сквозной трещиной.

В качестве примера рассматривалась наиболее распространенная на практике форма выточки. Пусть выточка имеет форму усеченного кругового конуса с осью, проходящей через концы сквозной трещины, перпендикулярно плоскости Oxy . Нижнее основание конуса – круговое с радиусом R_1 , а верхнее основание круговое с радиусом R_0 . Толщина пластины у основания выточки равна $2h_1$. Уравнение верхней поверхности правой половины пластины имеет вид

$$h = \begin{cases} h_1 & \text{при } \sqrt{(x-l)^2 + y^2} \leq R_1^2 & \text{область } S_1 \\ h_1 + \varepsilon \sqrt{(x-l)^2 + y^2} - R_0 & \text{при } R_1^2 \leq \sqrt{(x-l)^2 + y^2} \leq R_0^2 \\ h_0 & \text{при } \sqrt{(x-l)^2 + y^2} \geq R_0^2 \end{cases} \quad (22)$$

Верхняя поверхность левой половины пластины описывается уравнением

$$h = \begin{cases} h_1 & \text{при } \sqrt{(x+l)^2 + y^2} \leq R_1^2 & \text{область } S_2 \\ h_1 + \varepsilon \sqrt{(x+l)^2 + y^2} - R_0 & \text{при } R_1^2 \leq \sqrt{(x+l)^2 + y^2} \leq R_0^2 \\ h_0 & \text{при } \sqrt{(x+l)^2 + y^2} \geq R_0^2 \end{cases} \quad (23)$$

Здесь $\varepsilon = \frac{R_0 - h_1}{R_0 - R_1}$ – малый параметр. При $h_1 > h_0$ получим конусовидное утолщение. Используя приведенные выше соотношения, находим объемные силы для областей S_1 и S_2 , а затем функции $F_1(x, z)$, $Q_1(x, z)$. По известным функциям $F_1(x, z)$, $Q_1(x, z)$ определяется функция $f(x)$.

После нахождения функции $f(x)$, переходим к решению нелинейной алгебраической системы методом последовательных приближений. Определялись значения контактных напряжений и параметра λ , характеризующий зону контакта берегов трещины в зависимости от геометрических и физических параметров пластины при $\nu = 0,32$. Ниже приводятся значения параметра $\lambda_* = \lambda/l$ в зависимости от относительной толщины выточки (от отношения глубины выточки к толщине пластины) h_1/h_0

h_1/h_0	0,4	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05
λ/l	0,189	0,160	0,153	0,118	0,105	0,094	0,069	0,04

ЛИТЕРАТУРА

1. Оруджева Р.У. Влияние локального изменения толщины пластины на развитие когезионной трещины / Р.У. Оруджева // Механика. Машиностроение, 2007, – №4, – с. 32 – 36
2. Mirsalimov V.M. Cracks with bonding between the lips in bushings of friction couples / V.M. Mirsalimov // Materials Science, 2006, – vol. 42, – No2, – p. 200 – 209
3. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н.И. Мусхелишвили. – М.: Наука. 1966. – 707 с.
4. Ильющин А.А. Пластичность / А.А. Ильющин. – М.; Л.: Гостехиздат, 1948. – 376 с.
5. Мирсалимов В.М. Неоднородные упругопластические задачи / В.М. Мирсалимов. – М.: Наука, 1987. – 256 с.

Оруджева Рена Узейр гызы

Старший преподаватель кафедры «Математика и информатика»

Гянджинского филиала Азербайджанского учительского института, г. Гянджа

E-mail: irakon63@hotmail.com

Телефоны: (+99450) 327-07-25

УДК 534.833: 691.714: 53.49.19

А.А. ХОЛОДОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕМПФИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛИ МАРКИ СТАЛЬ 3

В статье представлено решение задачи по определению демпфирующих характеристик материала стали марки Сталь 3. Полученная методика может использоваться для определения подобных характеристик других металлов. В основу решения заложены основные уравнения динамического изгиба тонкого стержня и данные, полученные в эксперименте. Представленные результаты могут быть использованы при проведении инженерных расчетов колебаний, развивающихся в металлических конструкциях.

Ключевые слова: *металлические конструкции, Сталь3, демпфирующие характеристики, колебания.*

In article the decision of a problem by definition damp off characteristics in steel of mark Steel 3 is presented. The received method can be used for determination of similar characteristics of other metals. The basic equalizations of dynamic bend of thin bar and the data received in experiment are put in the basis of decision. The presented results can be used at carrying out of engineering calculations on the fluctuations developing in metallic constructions.

Key words: *metallic constructions, Steel 3, damp off characteristics, the fluctuations.*

В настоящее время металлоконструкции широко используются в строительной индустрии. Это обусловлено целым рядом их преимуществ: быстротой монтажа/демонтажа и отделки, более низкой себестоимостью объектов по сравнению с сооружениями из кирпича и железобетона, надежностью, легкостью, ремонтпригодностью и др.

Анализ литературы [1,5,6] показывает, что для разработки концепции обеспечения безопасности функционирования строительных несущих металлоконструкций необходимо проводить расчет сооружений на статические воздействия с разработкой динамических моделей расчета конструкций, которые позволили бы описать переходные процессы при изменении внутренних или внешних связей. Для моделирования состояния конструкции и последующего ее изменения предложено представить ее стержневой системой, нагруженной заданными статическими и динамическими нагрузками.

Динамические процессы в конструкции могут возникать в следующих ситуациях: при внезапном обрыве некоторых кинематических связей или изменении характеристик отдельных стержней естественной или антропогенной природы. При этом изменяются формы свободных колебаний стержневой системы, что приводит к возникновению динамических процессов перехода от исходного (номинального) статического состояния к другому, соответствующему новой схеме конструкции. Так как в ходе таких процессов возможны существенные превышения внутренними силовыми факторами их статических значений, то возможны нарушения условий прочности в других связях и стержнях системы и лавинообразное обрушение конструкции.

Особенностью постановки динамической задачи является необходимость учета демпфирующих свойств конструкции, что позволяет описывать реальные затухающие динамические процессы.

На этом этапе появляется необходимость точного знания динамических характеристик материала конструкции.

Затухание колебаний происходит за счет наличия внутреннего трения в металле [6]. Таким образом, при составлении математической модели, определяющей описанную выше задачу, далеко не последнюю роль играет знание значения логарифмического декремента для металла, из которого изготовлены элементы конструкций. Исследования подобного параметра для железобетона проводились Г. И. Белым [1], Тамразяном А.Г. [7]. Кроме того, эксперименты с металлическими образцами в этой области проводились Д. Ниблеттом, Дж. Уилксом [5] и др. Тем не менее, разрозненные, а порой и несоотносимые данные из различных источников не позволяют прийти к какому-либо конкретному значению рассматриваемого коэффициента для стали.

Предлагается способ определения демпфирующих характеристик из опыта на свободные изгибные колебания. Для этого применялась установка (рисунок 1) из заземленного металлического стержня и осциллографа, получающего сигнал от акселерометра, прикрепленного к стержню.

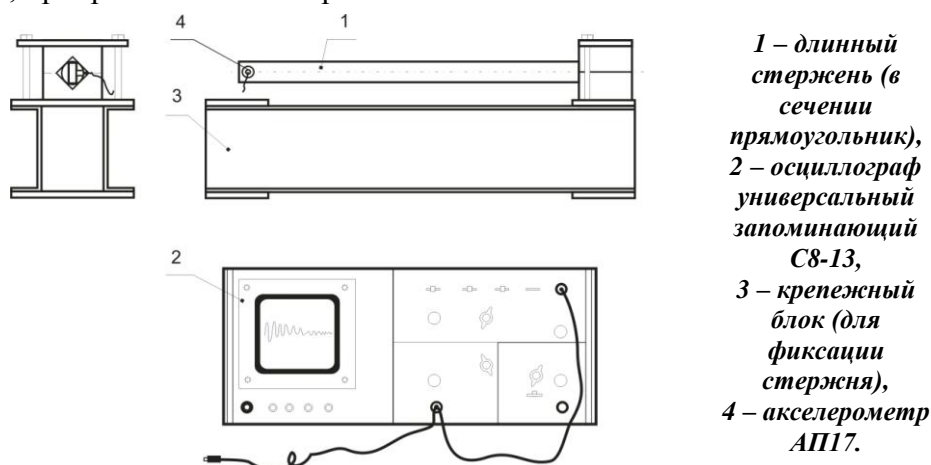


Рисунок 1– Экспериментальная установка

Информация об элементах установки:

а) стержень – образец из стали марки Сталь 3. Габариты: 1100×25×10 мм.

Механические свойства: $\sigma_b = 42 \dots 44 \text{ кГ/мм}^2$; $\sigma_T = 24 \text{ кГ/мм}^2$; $\delta_s = 27\%$.

б) осциллограф универсальный запоминающий С8-13 [8].

в) акселерометр марки АП17 с характеристиками: осевая чувствительность 2,41 пКл/г, электрическая емкость 831пФ, сопротивление изоляции >10000 МОм, верхний уровень измеряемого ударного ускорения 10000g, собственная частота закрепленного акселерометра 60 кГц, относительная поперечная чувствительность 5,0%, масса (без кабеля) 1,2 г, габариты 6 × 6,5 × 7 мм, материал корпуса - титановый сплав.

Сам эксперимент включает в себя следующие этапы:

1 – *проведение серии опытов*. После фиксации на образце акселерометра, стержень вручную отклоняется от равновесного состояния в районе крепления последовательно на три различных расстояния: вначале - на 20, далее на 30 и 40мм. При этом для удобства установки требуемого в эксперименте значения отклонения на крепежном блоке были нанесены необходимые отметки, а от них устанавливался угольник, нормирующий необходимое возмущающее воздействие. Перед этим на осциллографе тумблер устанавливается в положение “память”, активируя режим записи в память информации, нажатием на кнопку “ручное стирание” очищаются данные с предыдущих экспериментов, и осциллограф переводится в режим записи новых графических данных, посредством кнопки “готов”.

2 – *снятие полученных графических данных изменения ускорения с осциллографа*. Отображенная на экране осциллографа графическая информация сохраняется посредством последовательного ее фотографирования на цифровой фотоаппарат.

3 – *оцифровка информации*. Отснятая информация переносится на компьютер и оцифровывается для дальнейшей обработки. Полученные данные визуализируются переносом их в программу Excel и построением на их основе точных графиков, удобных для дальнейшего анализа.

4 – *идентификация параметров*.

Для идентификации рассмотрим уравнение свободных колебаний консольного стержня, материал которого подчиняется модели Фойгта:

$$\sigma(t) = E\varepsilon(t) + \mu\dot{\varepsilon}(t). \quad (1)$$

Это уравнение имеет вид:

$$EJw^{IV} + \mu J\dot{w}^{IV} + \rho A\ddot{w} = 0, \quad (2)$$

где E – модуль Юнга, μ - вязкость, ρ - плотность материала, J , A – момент инерции и площадь поперечного сечения стержня. Решение этого уравнения при граничных условиях жесткой заделки при $x=0$ и свободном крае при $x=l$ имеет вид:

$$\ddot{w}_d(t) = A_0 e^{-\delta t} \cos(\omega t + \varphi_0), \quad (3)$$

где $\delta = \lambda^4 \frac{\mu J}{2\rho A}$, $\omega^2 = \lambda^4 \frac{EJ}{\rho A}$, $\varphi_0 = \arctg \frac{\delta}{\omega}$, $A_0 = \frac{w_0}{\omega} \delta^2 + \omega^2 \frac{3}{2}$

- декремент, частота, фазовый сдвиг и амплитуда свободных колебаний, $\lambda=1.875$ – первый корень характеристического уравнения для консольного стержня, w_0 – начальный прогиб на конце стержня.

После проведения вычислений и построения трех усредненных и трех соответствующих им аппроксимированных графиков (рисунок 2) колебаний для различных значений начального возмущающего воздействия ($w_0^1=20\text{мм-}a, \bar{b}$; $w_0^2=30\text{мм-}в, \bar{z}$; $w_0^3=40\text{мм-}д, \bar{e}$) было проведено вычисление значения логарифмического декремента для всех трех случаев.

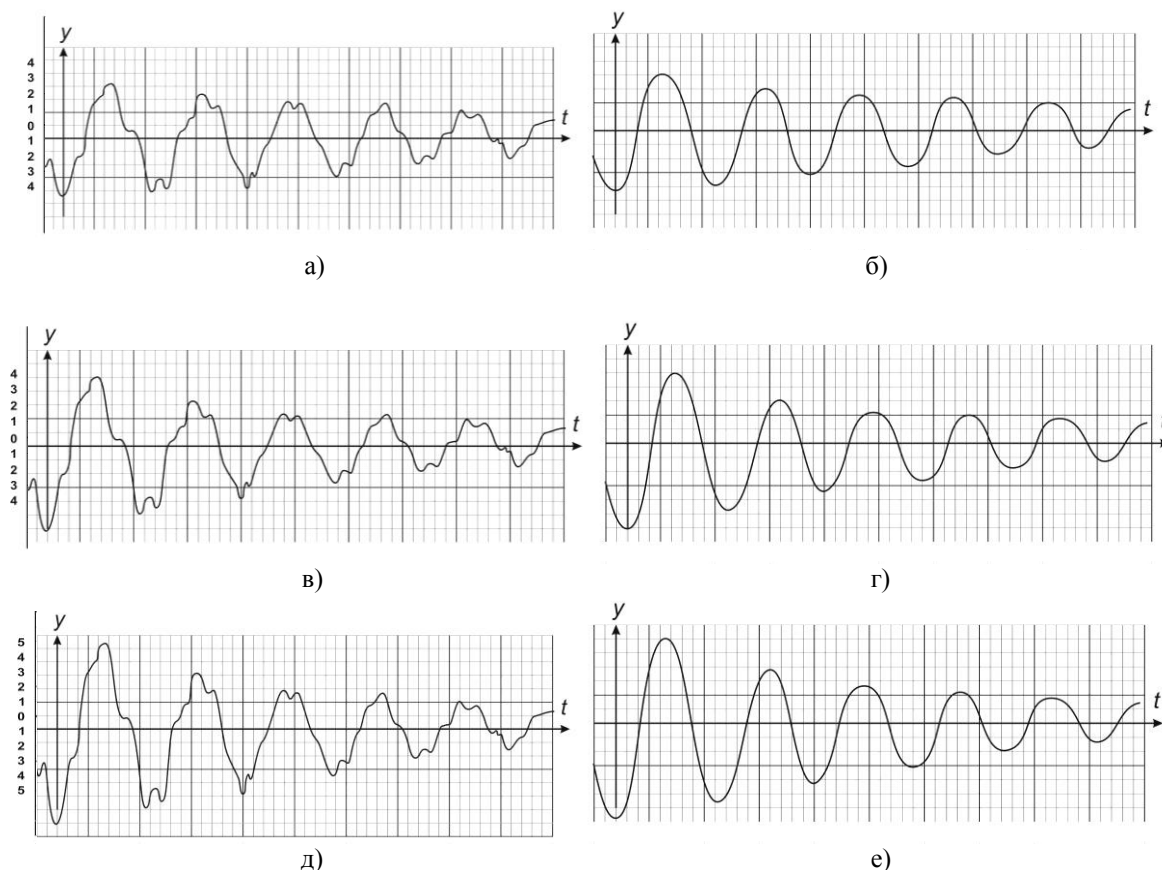


Рисунок 2 – Графики колебаний стержня в точке крепления датчика при различных начальных возмущениях

Колебание в данном случае является полигармоническим. Условно, периодом (T) затухающего колебания называется минимальный промежуток времени между локальными максимумами или минимумами функции $y(t)$. A_n и A_{n+1} - амплитудные значения функции $y(t)$ для двух ее последовательных экстремумов.

Величина δ , называемая логарифмическим декрементом затухания равна:

$$\delta = \ln(A_n / A_{n+1}) \quad (4)$$

Так как первое колебание можно причислит к еще не установившемуся переходному колебательному режиму, то расчет во всех трех случаях проводился для $n=2$. Таким образом, для эксперимента с начальной амплитудой отклонения $A_0^1=20\text{мм}$ декремент равен $\delta_1 = \ln(A_n / A_{n+1}) = \ln(3,02 / 2,24) = 0,298780966$.

При $A_0^2=30\text{мм}$ декремент $\delta_2 = \ln(A_n / A_{n+1}) = \ln(3,15 / 2,34) = 0,297251523$ и при $A_0^3=40\text{мм}$ декремент равен $\delta_3 = \ln(A_n / A_{n+1}) = \ln(3,76 / 2,79) = 0,298377362$.

Сравнение результатов вычислений с значительной вероятностью дали возможность сделать вывод о независимости значения логарифмического декремента затухания

колебаний от величины начального возмущения вызывающего их. Однако, ввиду малого числа отработанной информации эксперимента, отметим, что значение декремента может быть незначительно скорректировано.

Ввиду описанного выше отсутствия зависимости определяемого параметра от начального возмущения на основе предыдущих данных построим общий усредненный график изменения амплитуды колебаний и по нему определим наличие либо отсутствие изменения рассматриваемого коэффициента с течением времени.

В результате обработки исходных данных для различных значений начального отклонения был построен график изменения ускорения в точке закрепления акселерометра от времени в виде амплитудно-модулированной синусоиды, который был пересчитан в усредненный график изменения значений амплитуды (y) колебаний от времени (t), представленный на рисунке 3.

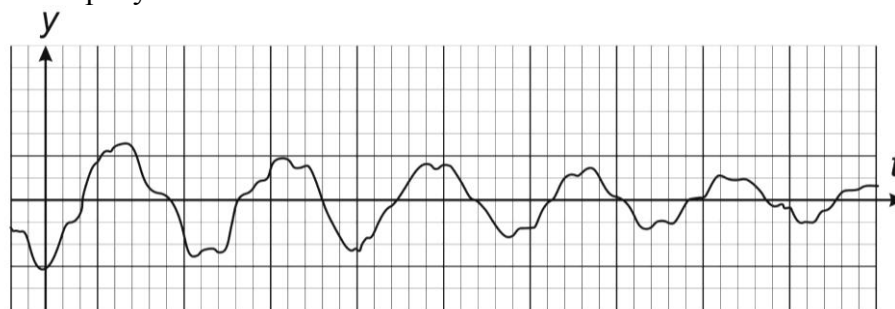


Рисунок 3 – Полученный график затухающих колебаний

На данном графике более гладкие изгибы по сравнению с показанными на рисунке 2 ранее показывают, что больший объем учитываемых данных в эксперименте позволил снизить процент статистической ошибки.

После проведения аппроксимации приведенного графика был получен следующий график затухающих колебаний, фрагмент которого изображен на рисунке 4.

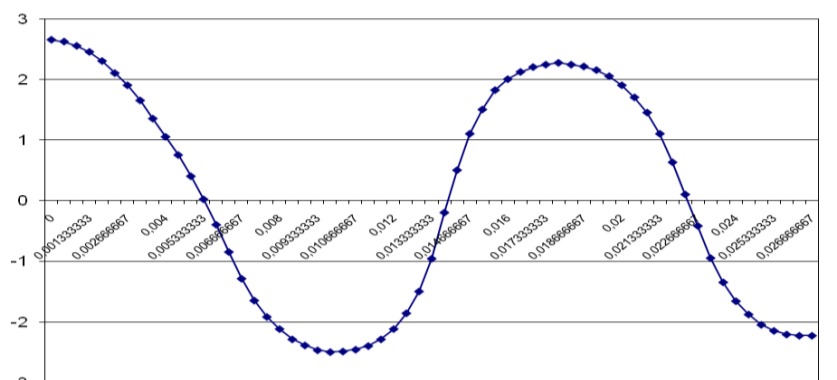


Рисунок 4 – Фрагмент графика затухающих колебаний в программе Excel для определения значения логарифмического декремента затуханий

Благодаря данному графику мы можем выявить, зависит ли значение декремента затуханий колебаний от времени, за которое они развиваются. При этом общий вид полученного графика представлен на рисунке 5.

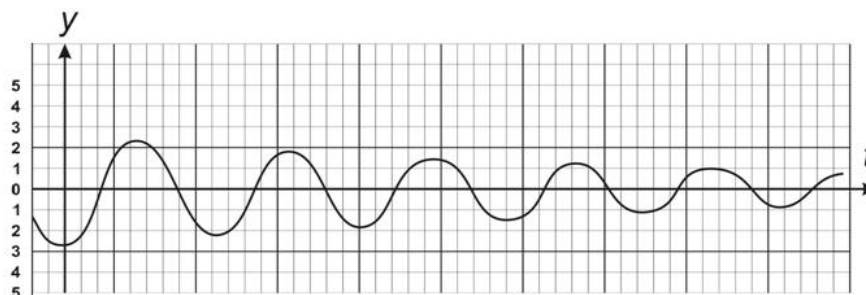


Рисунок 5 – Общий вид усредненного графика затухающих колебаний после аппроксимации

Определенные значения декремента колебаний для различных пар амплитуд графика (т.е. $n=1,2,3\dots$) представлены в таблицах ниже.

При регистрации и расчете по положительным амплитудным отклонениям результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Амплитуды колебаний и соответствующие им значения декремента

n	A_n	A_{n+1}	δ
1a	3,25	1,85	0,563469357
2a	1,85	1,47	0,229923238
3a	1,47	1,18	0,219747962
4a	1,18	0,95	0,216807733
5a	0,95	0,8	0,171850257

При регистрации и расчете по отрицательным амплитудным отклонениям результаты показаны в таблице 2.

Таблица 2 – Амплитуды колебаний и соответствующие им значения декремента

n	A_n	A_{n+1}	δ
1б	-2,78	-2,25	0,211520711
2б	-2,25	-1,85	0,195744577
3б	-1,85	-1,5	0,209720531
4б	-1,42	-1,12	0,237328186
5б	-1,2	-0,9	0,287682072

Отклонения в значении декремента рассчитанного по первой ($n=1a$ таблица 1) и последней ($n=5б$ таблица 2) зарегистрированным амплитудам объясняется в первом случае не установившимся режимом колебаний, во втором – погрешностью определения значения ускорения из-за нечеткости отображения информации по краям дисплея осциллографа.

Считая найденные значения декремента при $n=1,2,3\dots$ выборкой из генеральной совокупности, найдем их остатки для проверки гипотезы о том, что их математическое ожидание X , представленное выборкой x_s , имеет значение $\mu = 0$ по критерию Стьюдента.

Для этого воспользуемся формулой [4]:

$$t = \frac{\bar{x}_s - \mu}{\sqrt{\text{Var}(x_s) / N}}$$

Проверка требует, чтобы рассматриваемая выборка являлась выборкой нормальной случайной величины. Вычисленные значения занесены в таблицу 3.

Таблица 3 – Данные к определению критерия Стьюдента

Декремент(δ)	Остатки(x_s)	Среднее арифм. (x_s)	t -критерий
0,2299	0,01834	0,01437	0,3001
0,2198	0,008168	0,01437	0,4498
0,2168	0,005227	0,01437	0,5622
0,1719	-0,03973	0,01437	0,2039
0,2116	-0,00005968	0,01437	5,2614
0,1958	-0,01584	0,01437	0,3230
0,2097	-0,001860	0,01437	0,9426
0,2373	0,02575	0,01437	0,2533

Теперь, сравним найденные значения критерия Стьюдента с табличными значениями критических значений t [2]. Можно сказать, что результаты эксперимента, согласно указанной таблице, получены с доверительной вероятностью 0,998.

Следовательно, мы можем принять среднее значение логарифмического декремента $\delta = 0,2116$, как окончательное, а его значение считать не зависящим от времени.

Для правильного понимания физического смысла найденной величины, заметим, что величина $1/\delta$ равна числу колебаний, за которое их амплитуда уменьшается в e раз.

Найденное значение хорошо соотносится с результатами эксперимента по нахождению значения декремента Д. Ниблеттом, Дж. Уилксом [5] (рисунок 6).

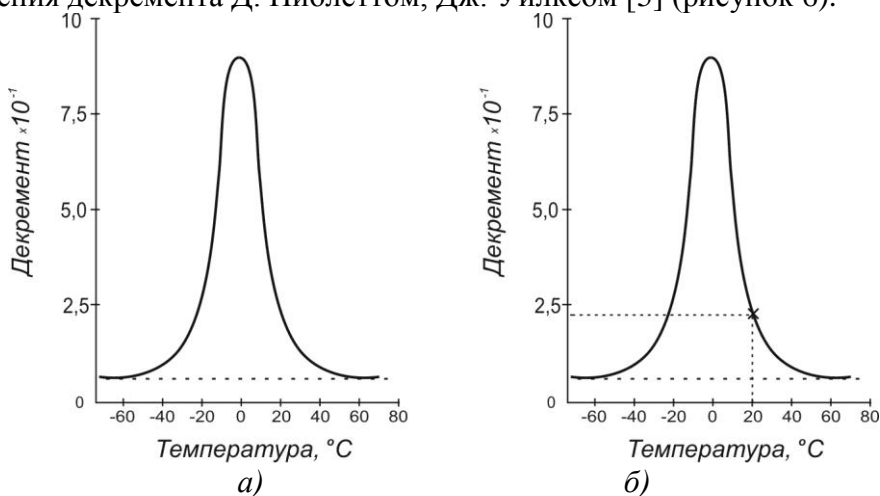


Рисунок 6 – Внутреннее трение стали, содержащей 0,2% углерода (а) и его значение при комнатной температуре (б)

Эксперимент проводился при комнатной температуре, поэтому по графику возьмем соответствующее этой температуре значение декремента – $2,2 \cdot 10^{-1}$ (рис 6. б)

Таким образом, можно сделать вывод, что найденное значение логарифмического декремента затухания колебаний для стали марки Сталь 3 $\delta = 2,116 \cdot 10^{-1}$ величина постоянная и не изменяется с течением времени при условии отсутствия значимых деформаций в образце, приводящих к изменению в его структуре и неизменности его температуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блантер, М.С. Метод внутреннего трения в металловедческих исследованиях / М.С. Блантер, Ю.В. Пигузов и др. – М.: Металлургия, 1991.
2. Гланц С., Медико-биологическая статистика: Пер. с англ. Ю.А.Данилова / С. Гланц. – М.: Практика, 10998. – 459 с.
3. Дронг, В.И. Курс теоретической механики: учебник для вузов / В.И. Дронг, В.В. Дубинин и др. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. – 736 с.
4. Кендалл М.. Статистические выводы и связи: Пер. с англ. / М. Кендалл, А. Стьюарт. - М.: Наука, 1973, (стр. 190 – 203).
5. Ниблетт Д., Внутреннее трение в металлах, связанное с дислокациями: Пер. с англ. В.И. Сарака / Д. Ниблетт, Дж. Уилкс. – М.: Физико-математическая литература, 1963. - 188 с.
6. Постников В.С. Внутреннее трение в металлах / В.С. Постников. – М.: Металлургия, 1969.
7. Тамразян А.Г. Оценка рисков различного характера при техногенных воздействиях на объекты строительства, реконструкции и эксплуатации / А.Г. Тамразян, А.Ю. Степанов. – М.: МГСУ, 2007.-87 с.
8. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Осциллограф универсальный запоминающий С8-13/ГВ2.044.079 ТО – 1985.

Холодов Александр Анатольевич

Тульский государственный университет, г. Тула

Аспирант кафедры «Математическое моделирование»

Научный руководитель: профессор, д.ф.-м.н. В.И. Желтков

Тел. служ. (4872) 332488

Тел. дом. (4872) 429371

Тел. сотов. 8-910-945 56 40

E-mail: sashatez@rambler.ru

УДК 669.017:621.891

М.В. ВИГОВСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ТРЕНИЕ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

В статье приводится описание экспериментальной установки для исследования влияния внешнего вибрационного воздействия на трение металлического контакта, а так же некоторые экспериментальные данные.

Ключевые слова: трение, вибрация, трибометр, металлический контакт, электропроводность.

In this article the description of the experimental plant, which intend for investigations of influence of external vibration on friction of metallic contact is adduced, and some experimental data are given.

Key words: friction, vibration, tribometer, metallic contact, conductivity.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ литературных данных, показал неоднозначное влияние вибрационное воздействие на трение [1, 2, 3, 4 и др.].

Целью настоящей работы было разработать трибологическую установку, позволяющую в процессе исследования выявить закономерности влияния вибраций на трение и состояние металлического контакта путем измерения электропроводности металлического контакта.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Для исследования молекулярной составляющей в экспериментальных исследованиях применяют фрикционную пару «шар - плоскость». Выбор такой модели обусловлен тем, что в связи с достаточно малой шероховатостью поверхности шара механической составляющей силы трения можно пренебречь.

Шаровой индентор позволяет:

- обеспечить высокие контактные напряжения при сравнительно малых нагрузках;
- устранить возможные неточности за счет перекоса, возникающего при вращении;

С целью проведения экспериментальных исследований влияния физических полей (включая вибрационное воздействие) на молекулярную составляющую силы трения в контакте металлических тел, был разработан и изготовлен экспериментальный стенд, общий вид которого показан на рисунке 1.

Выходной вал электродвигателя 1, установленного на общем основании 2, соединен муфтой 3 с входным валом редуктора 4. Выходной вал 5 редуктора 4 передает вращающий момент на ось индентора 6, изготовленного из шарикоподшипниковой стали. Индентор 6 вращается в плоскости, перпендикулярной плоскостям образцов 10 и 12 и является частью одношарикового трибометра, состоящего из корпуса 7, нагрузочного штока 8, соединенного с держателем 9 верхнего образца 10. Между поверхностями образца 10 и держателя 9 находится фторопластовая прокладка 11, которая позволяет уменьшить коэффициент трения между этими поверхностями до незначительных величин, а так же обеспечивает электроизоляцию образцов от держателя. Так же трибометр содержит нижний образец 12, аналогично верхнему образцу 10, размещенный в нижнем держателе 13, который закреплен на электроизолирующей прокладке 15, изготовленной из текстолита. Между поверхностями образца 12 и держателя 13 располагается фторопластовая прокладка 14. Для измерения силы тяги, в установке имеется тензометрическая консоль, состоящая из тензобалочки 16, которая закреплена на текстолитовой прокладке 17, установленной на кронштейне 18, которая

приварена к общему основанию 2. Ось индентора 6 имеет выступ 19 для установки втулки токосъемника (на рисунке 1 не показан).

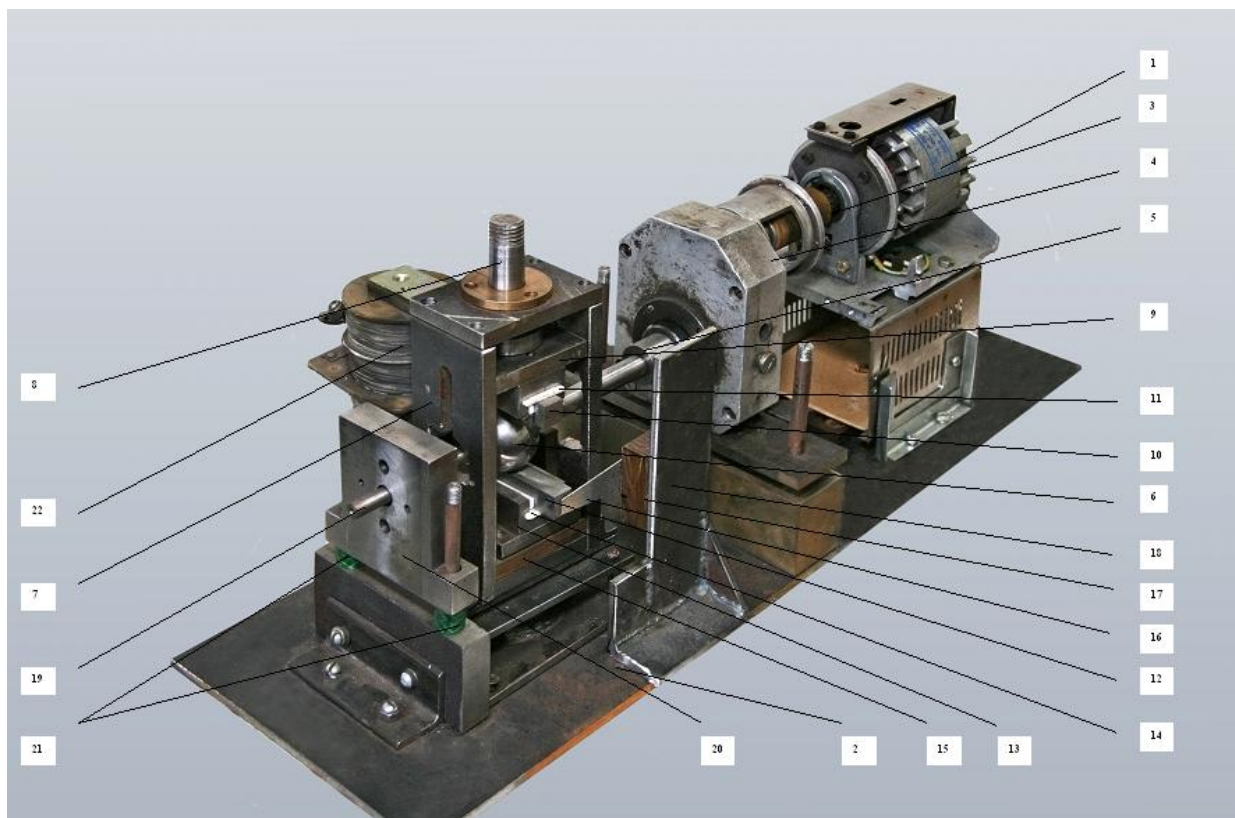


Рисунок 1 – Экспериментальный стенд для исследования влияния внешних полей на трибологические характеристики металлического контакта

Кроме того, ось индентора 6 закреплена в подшипниковом узле 20, опирающемся на упруго-демпфирующие опоры. Источником внешнего воздействия в данной установке является электромагнитная катушка 22, с сердечником из листов трансформаторной стали, с помощью которой можно воздействовать на трибосистему «индентор - образцы» как отдельно вибрационным полем, так и совместно вибрационным и магнитным возмущением. Для исключения вибрационного воздействия от катушки на трибосистему при исследовании влияния исключительно магнитного поля имеется возможность замены катушки 22 на катушку с кольцевым сердечником, которая не является источником вибрационного воздействия.

МЕТОДЫ И ПРОБОРЫ ИЗМЕРЕНИЙ

Для исследования силовых параметров в науке и технике широко применяются тензометрические датчики, которые соединяются между собой в измерительный контур. Несколько возможных схем подключения тензодатчиков приведены на рисунке 2.

Рассмотрим схему, приведенную на рисунке 2а она представляет собой тензометрический полумост, состоящий из измерительного и компенсационных тензорезисторов, для измерения деформаций требует наличие одного измерительного канала и питающего элемента. В силу того, что измерительный сигнал $U_{изм}$ очень мал, а так же термокомпенсация схемы затруднена, то данная схема применяется в чистом виде крайне редко. Как правило, она является внешней частью мостовой схемы показанной на рисунке 2б. При этом внутренняя часть данной мостовой схемы, как правило, размещается в тензометрических усилителях, в которых имеются схемы исключения помех, а так же средства выделения измерительного сигнала. При отсутствии тензометрического усилителя можно воспользоваться 6-ти проводной мостовой схемой, изображенной на рисунке 2в. Для осуществления данной схемы подключения требуются два входных канала АЦП. Первый

канал (на рисунке 2 в обозначен как «Вход 1 АЦП») применяется для измерения напряжения возбуждения $U_{\text{возб}}=U_{\text{ген}}+U_{\text{пом.}}$, где $U_{\text{ген}}$ – напряжение генератора, при постоянном токе или действующее напряжение генератора при переменном токе генератора; $U_{\text{пом.}}$ – напряжение наведенных электродвигателем или каким либо другим источником помех. Следует отметить, что $U_{\text{возб}}$ должно измеряться непосредственно на схеме включения, что особенно важно при использовании длинных проводов, так как в этом случае при удалении точки измерения напряжение наведенных помех падает. Этот факт следует учитывать при использовании разъемов, позволяющих осуществить измерение $U_{\text{возб}}$ непосредственно на разъеме, в таком случае $U_{\text{возб}} = U_{\text{ген}}$.

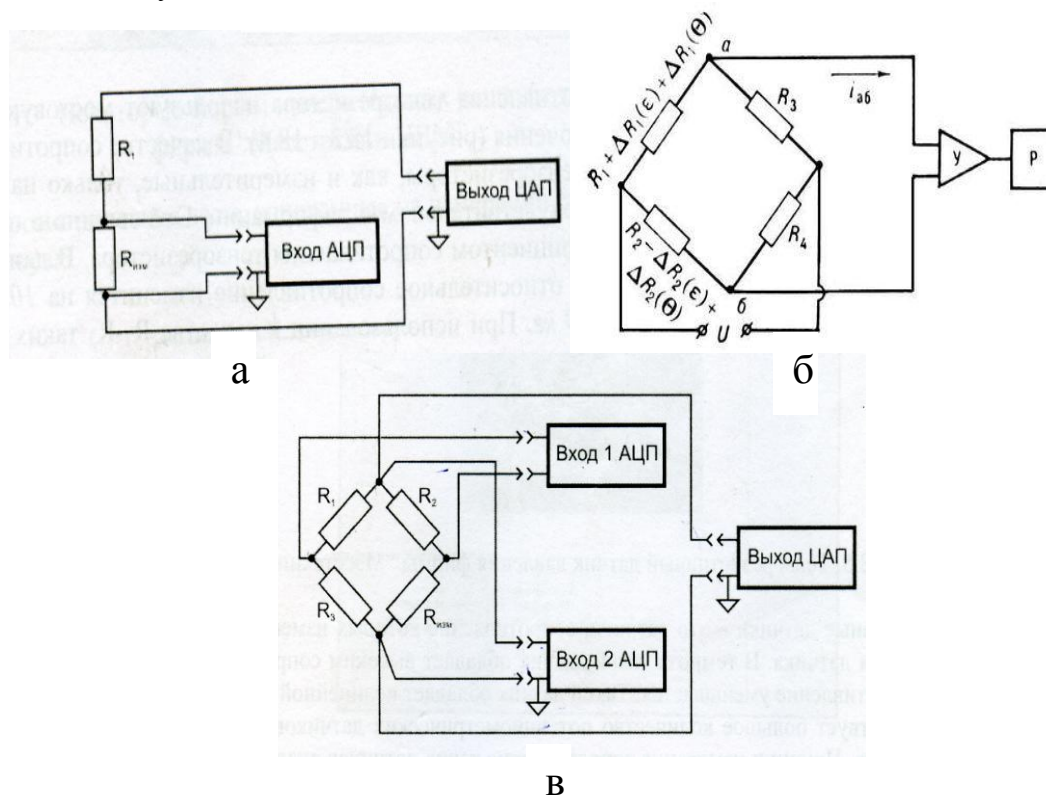


Рисунок 2 - Некоторые схемы подключения тензометрических датчиков:
 а – схема делителя, б – 4-х проводная мостовая схема,
 в – 6-ти проводная мостовая схема

Помехозащищенность схемы в таком случае будет минимальна. Второй канал АЦП (на рисунке 2в обозначен как «Вход 2 АЦП») используется для замера суммарного напряжения $U_{\text{сум}}$ непосредственно на измерительной части моста, при этом $U_{\text{сум}}= U_{\text{ген}}+U_{\text{пом.}}+U_{\text{изм.}}$. После того, как данные по обоим каналам сняты, происходит вычисление разницы между значениями напряжений $U_{\text{сум}}$ и $U_{\text{возб}}$ при этом происходит выделение величины измерительного сигнала $U_{\text{изм}}=U_{\text{сум}} - U_{\text{возб}}$. Вычитание значений напряжений каналов очень удобно производить средствами ЭВМ, во время проведения эксперимента либо по его завершению и окончанию съема данных, для этого необходимо воспользоваться такими пакетами как Mathcad, Matlab, Labview, MS Excel и другие. Следует отметить, что существуют программные решения, которые поставляются с устройствами сбора данных и могут выполнять описанные выше действия. В описанной выше установке применяется 6-ти проводная мостовая схема. Данные по каналам тензометрической станции собираются при помощи программного комплекса ZetLAB, который так же служит для сбора информации с вибродатчиков. Важную роль в уменьшении влияния помех в измерительной схеме играет измерительный контур. В данном случае, он представляет собой четыре тензометрических датчика, соединенных по мостовой схеме, показанной на рисунке 2в. Очень важно разместить датчики в механической системе таким образом, чтобы они находились в одной плоскости. Это уменьшит число электромагнитных воздействий, которые являются источниками паразитных электродвижущих сил (ЭДС). Для этого можно разместить

измерительные и компенсационные тензодатчики на верхней или нижней плоскости тензобалки или детали, на которой происходит измерение нагрузки.

На схеме, приведенной на рисунке 3а изображен пример размещения измерительных и компенсационных тензометрических датчиков на плоскости тензобалки. В этом случае измерительные датчики располагаются в продольном направлении действия нагрузки, а компенсационные – в поперечном. Кроме того, датчики соединяются таким образом, чтобы в получившемся контуре возникала самокомпенсация ЭДС наведенных помехами. На рисунке 3б изображен тензометрический датчик, здесь ЭДС наведенных помех будет зависеть от площади S заштрихованного контура. Для создания помехозащищенного тензометрического контура необходимо условно разделить выводы датчиков на правый – «П» (+) и левый – «Л» (–) (рисунок 3б, рисунок 3в), а затем, при включении их в мостовую схему (рисунок 3г), необходимо соединять левый вывод одного датчика с левым выводом другого, а правый с правым. Таким образом, образуется контур, в котором ЭДС, наведенные в разных частях контура, будут иметь противоположные направления и

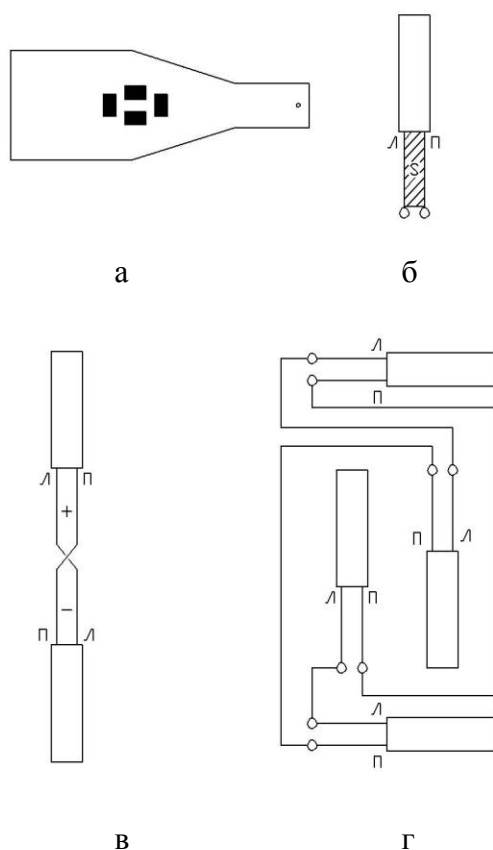


Рисунок 3 – Создание помехозащищенного тензометрического контура:
 а – схема размещения датчиков на плоскости тензобалки;
 б – площадь между выводами (или проводами), влияющая на величину электромагнитных помех; в – условная схема подключения двух датчиков со знаками наведенных помех в разных половинах контура;
 г – помехозащищенная мостовая схема подключения тензометрических датчиков

одинаковые величины, а соответственно исключать друг друга. Такой эффект применяется в высокочастотных телекоммуникационных кабелях [5], например экранированная витая пара, которые также можно применять для соединения контура с измерительными приборами. После того, как измерительный контур собран, его можно дополнительно защитить медным экраном, расположив его над контуром на расстоянии 3 – 5 мм над ним. Это защитит измерительный контур от помех, действующих в нормальном направлении.

В установке (рисунок 1) имеется возможность измерения электропроводности контакта «индентор – образец».

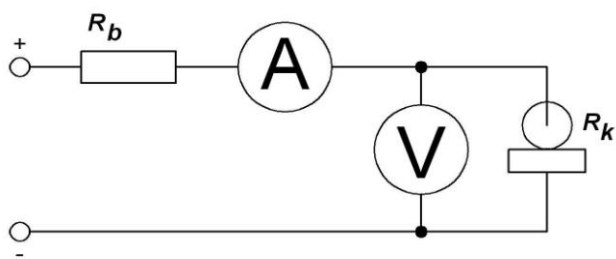
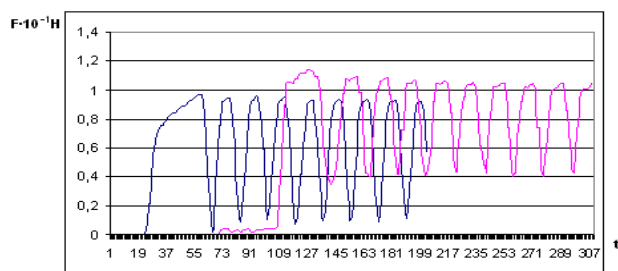
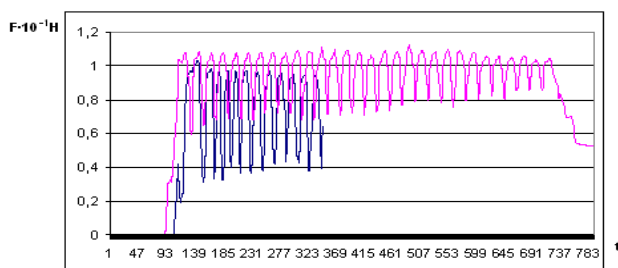


Рисунок 4 – Схема для измерения электрического сопротивления металлического контакта

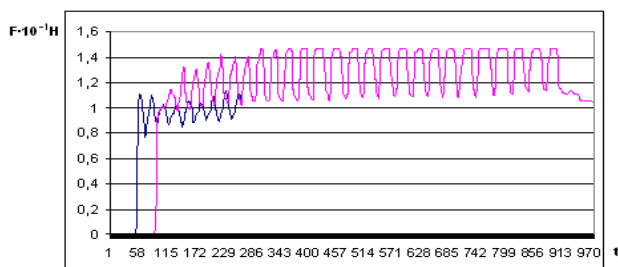
- балластное сопротивление R_b , предназначенное для предотвращения короткого замыкания в измерительной цепи;
- амперметр для измерения значения силы тока в контакте, в установке (рисунок 1) в качестве амперметра применяются датчики тока ACS712 производства фирмы Allegro Microsystems, сигналы от датчиков подаются непосредственно на устройство сбора данных LA-2 USB; производства ЗАО «Руднев - Шиляев», которая подключена к ЭВМ
- вольтметр для измерения напряжения в контакте, в установке (рисунок 1) в качестве вольтметра используется канал устройства аналогово-цифрового преобразования LA-2 USB.



а



б



в

Рисунок 5 - Зависимости силы трения F_f от времени при различных нормальных нагрузках при вибрационном воздействии (на всех позициях верхний график) и без него (на всех позициях нижний график):

а) $F_n = 3 \text{ Н}$; б) $F_n = 13 \text{ Н}$; в) $F_n = 33 \text{ Н}$

времени при $F_n = 20 \text{ Н}$, при этом сила тока, в магнитной катушке плавно увеличивалась от 0

Для этого на ступень 19 (см. рисунок 1) оси индентора 6 устанавливается токосъемник, предназначенный для включения металлического контакта в измерительную схему, приведенную на рисунке 4. В этой схеме для измерения электросопротивления, а следовательно электропроводности, металлического контакта R_k используется принцип амперметра и вольтметра. Основными элементами схемы являются:

Схема питается постоянным напряжением 3В.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Испытания проводились с произвольной выдержкой при нагрузке на сферический индентор $F = (3..33) \text{ Н}$, частота вращения шара в плоскости, перпендикулярной сопряженным пластинам $n = 2 \text{ с}^{-1}$. Частота внешнего вибрационного воздействия определялась частотой колебаний электрического тока в катушке $n_t = 50 \text{ Гц}$. Амплитуда воздействия, задавалась посредством изменения силы тока в катушке I , все испытания проводились при значении силы тока $I = 4 \text{ А}$.

Как видно из графиков, приведенных на рисунке 5, наблюдается увеличение силы трения при наличии вибрационного воздействия. Кривые, соответствующие режиму работы экспериментальной установки при наличии вибрационного воздействия находятся «выше», кривых, соответствующих режиму без вибрации (рисунок 5 а, б, в). Колебательный процесс силы трения обусловлен «stick-slip» движением образца, связанным с упругими колебаниями балки, вызванными срывом сцепления образца и индентора.

На рисунке 6 приведена зависимость изменения электрического сопротивления статического металлического контакта от

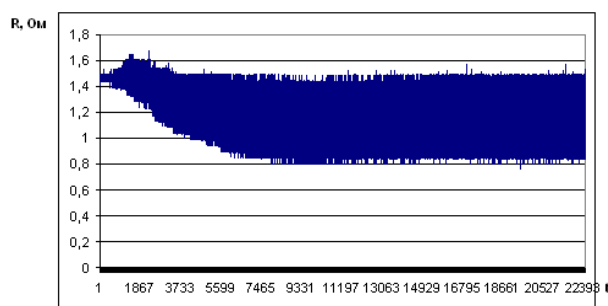


Рисунок 6 – Зависимость электросопротивления электрического контакта от времени при наличии вибрационного воздействия

до 4 А. На рисунке 6 наблюдается падение сопротивления, при увеличении силы тока в магнитной катушке, а следовательно, вибрационной нагрузки на металлический контакт. Так как электропроводность металлического контакта, обратно пропорциональна электрическому сопротивлению, то можно сделать вывод о росте электропроводности металлического контакта при наличии вибрационного воздействия из-за разрушения на фактических пятнах контакта окисных пленок, а так же изменения микрогеометрии контакта.

ВЫВОДЫ

1. Разработана экспериментальная установка для исследования влияния внешнего вибрационного воздействия на трибологические свойства металлического контакта «шар – плоскость»;
2. При помощи физического эксперимента показано влияние внешнего вибрационного воздействия на силу трения в механической системе «шар – плоскость»
3. Показано влияние внешнего вибрационного воздействия на электропроводность статического металлического контакта «шар – плоскость».

ЛИТЕРАТУРА

1. Голего, Н.Л. Исследование процессов, протекающих на контакте сопряженных поверхностей в условиях виброперемещений / Н.Л. Голего, Б.П. Шелест, В.П. Оноприенко, Ю.Я. Исаев // Проблемы трения и изнашивания. – вып. 5. – Киев : Техника, 1974. – С. 43–46.
2. Голего, Н.Л. Амплитуда взаимного перемещения как фактор, определяющий процессы на контакте трения в условиях вибрации / Н.Л. Голего, Б.П. Шелест, В.П. Оноприенко, А.В. Милецкий // Проблемы трения и изнашивания. – вып. 5. – Киев : Техника, 1974. – С. 46–51.
3. Колесников, Ю.В. Влияние вибраций на характеристики фрикционного контакта и статическое трение : автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Ю.В. Колесников. – Калинин, 1997. – 18 с
4. Вейц, В.Л. Исследование трения покоя в направляющих скольжения при низкочастотных направленных микроколебаниях / Вейц В.Л. // Новое в теории трения : сб. ст. – М. : Наука, 1966. – С. 60–82.
5. Олифер, В.Г. Компьютерные сети. Принципы технологии протоколы / В.Г. Олифер, Н.А. Олифер. – Спб.: Питер, 2001. – 672 с.

Виговский Максим Викторович

Аспирант

241035, г. Брянск, ул. Бурова д. 2-б к. 10

тел. дом: 84832568155, моб.: 89611031666

УДК 621. 791

А.В. БЕЛЕВИЧ, А.В. АБОРКИН

РАСЧЕТ СВАРОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ШТУЦЕРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КОРПУСА¹

Приведены результаты расчета сварочных напряжений в штуцерных соединениях цилиндрического корпуса. Показано, что расчетные значения сварочных напряжений хорошо согласуются с данными экспериментов. Выполнено сравнение сварочных напряжений с эксплуатационными напряжениями.

Ключевые слова: сварные соединения, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

Results of welding stress in union connections of the cylindrical case are given. It is shown that welding stress calculations have been agreed with the experimental data very good. Comparison of welding stress with operational stress is executed.

Key word: welded connections, intense-deformed condition, method of final elements.

В настоящей работе ставится задача определения напряжений в штуцерных соединениях, вызванных сваркой, для последующей оценки их влияния на долговечность конструкций, работающих в условиях переменных термомеханических нагрузок.

Сварные штуцерные соединения (рисунок 1а) широко применяют в различных конструкциях: трубопроводах, резервуарах, картерах, корпусах и т.д. Характерным примером конструкции, содержащей более 60-ти сварных штуцеров, является цилиндрический корпус барабана (рисунок 1б) промышленного котла, функционирующего на одном из предприятий Владимирской генерирующей компании.

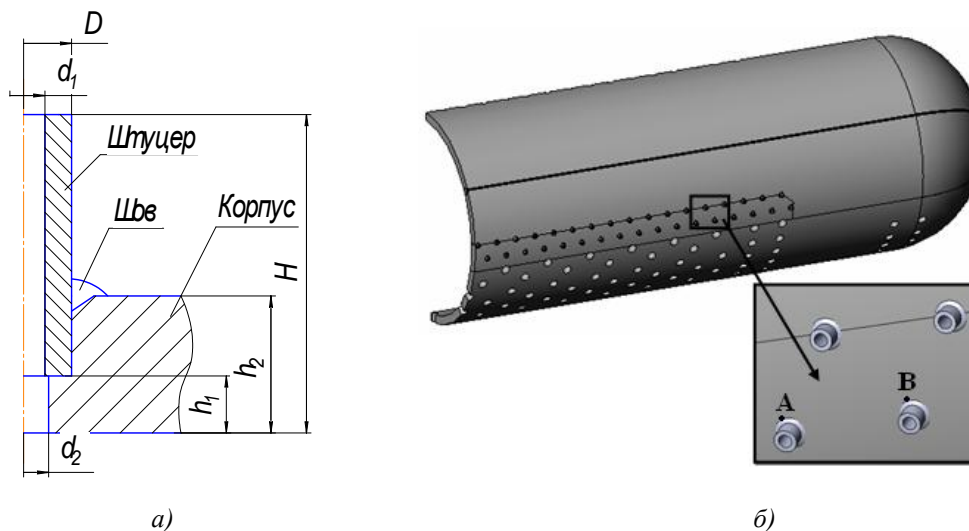


Рисунок 1 – Схема штуцерного соединения(а) и твердотельная модель цилиндрического корпуса(б)

Анализ показал, что в существующей литературе по данному вопросу рассмотрены в основном методы расчетного определения полей остаточных сварочных напряжений, реализованные на основе алгоритмов теории течения [1,2], либо экспериментальные методы [3-5]. Расчетные алгоритмы вычисления термических напряжений, доведенные до универсальных методик оценки долговечности, до последнего времени отсутствовали.

¹ Работа проводится при финансовой поддержке РФФИ, грант № 08-08-99067-р_офи

Необходима разработка универсальных методик оценки прочности конструкций сложной формы, учитывающих комплекс факторов, включая и сварочные напряжения в неразъемных штуцерных соединениях.

Один из таких подходов к оценке ресурса сварных конструкций, развиваемых в ВлГУ, сводится к комплексному численному моделированию теплового и напряженного состояния конструкций с учетом реальных условий нагружения, геометрии сварного шва и неравномерности физико-механических свойств металла в сварных соединениях.

Ранее в работе [6] была предложена методика вычисления температуры и напряжений в упругой и упруго-пластической области, рекомендованная для изучения термонапряженного состояния сварного цилиндрического корпуса.

Важными этапами методики являются выделение структурных элементов конструкции и их конечно-элементный анализ. Считая штуцерные соединения одним из элементов исследуемого объекта (рисунок 1 а), расчеты и анализ проводили в несколько этапов. На первом этапе было выполнено расчетное моделирование напряженно-деформированного состояния цилиндрического корпуса в целом [6].

Дальнейшим развитием методики является анализ составных частей цилиндрического корпуса – штуцерных соединений, изготавливаемых с применением сварки.

Исследования на данном этапе включали последовательное решение следующих задач: вычисление сварочных напряжений в штуцерном соединении; сравнение результатов моделирования с существующими экспериментальными и расчетными данными других авторов; оценка вклада сварочных напряжений в термонапряженное состояние цилиндрического корпуса, содержащего сварные штуцерные соединения.

Объектом исследования напряжений было выбрано соединение, часто используемое для подкрепления отверстий в конструкциях (рисунок 2 а). Расчеты соответствовали процессу многопроходной ручной сварки сплошного цилиндра из Ст 12ХН3МД, с размерами $D=600$ мм, $d=180$ мм, $H=75$ мм, вваренного в отверстие в плите $S=20$ мм, усиление шва $h=16$ мм, радиус перехода $R=1$ мм.

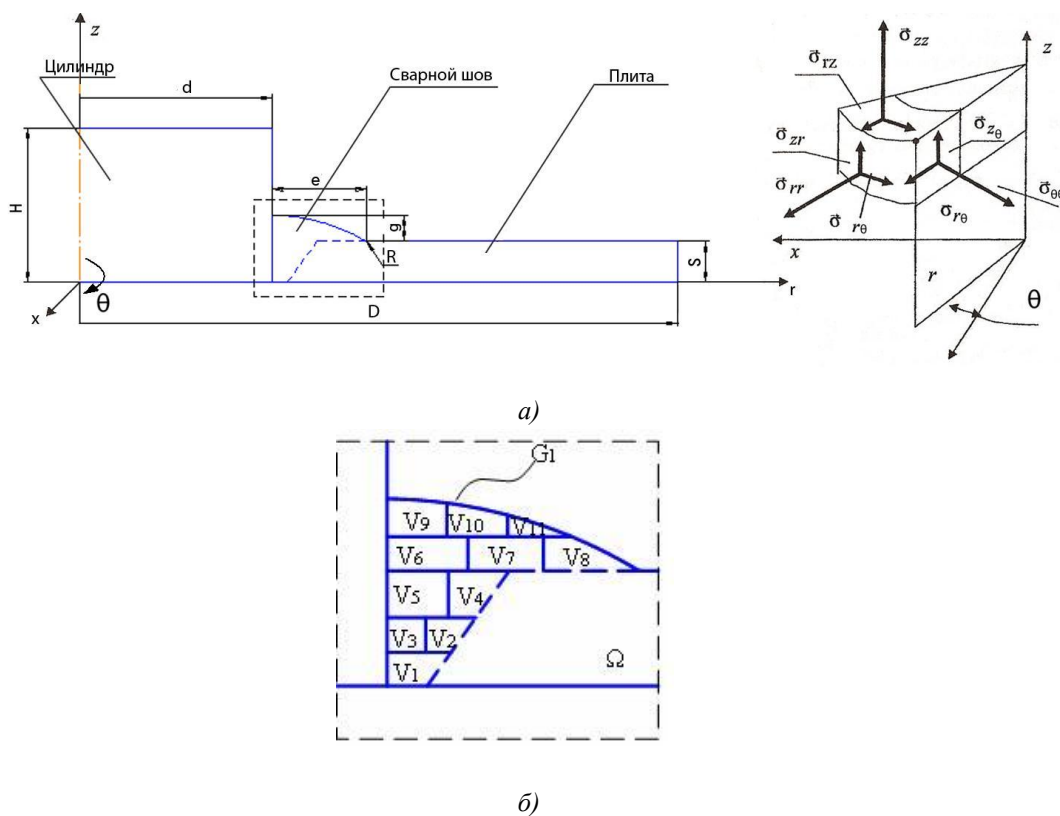


Рисунок 2 – Схема сварного соединения(а) и схема очередности проходов(б)

Для сравнения расчетных параметров с результатами эксперимента, исходные данные и условия расчетов в программном комплексе COSMOS соответствовали условиям расчетов и опытов, выполненных в работе [2].

В отличие от моделей, использованных в работах [1,2], в настоящей работе остаточные сварочные напряжения вычисляли в соответствии с теоремой о разгрузке А.А. Ильюшина как разность упруго-пластических и упругих решений. Содержание алгоритма и основные этапы его численной реализации подробно изложены в работе [7].

Вычисление напряжений в соединении выполняли с применением алгоритмов метода конечных элементов, реализованных в программном комплексе COSMOS. При вычислении параметров напряженно-деформированного состояния принята гипотеза об осевой симметрии, что позволило рассматривать задачу как двумерную.

Моделирование изменения температурного поля штуцерного соединения на стадии нагрева выполняли по разработанному алгоритму путем последовательного вычисления температуры с использованием конечно-разностной схемы для нестационарной задачи теплопроводности, соответствующей этапам сварки и последующего охлаждения на воздухе. Согласно принятой схематизации процесса сварки (рисунок 2 а), теплообмен, как и в работе [1], описывали граничными условиями I рода (распределение температуры) и III рода (конвективный теплообмен). Охлаждение описывали граничными условиями III рода с учетом влияния температуры на коэффициенты теплопроводности. На рисунке 2 б показана схема очередности наплавки валиков площадью сечения V_i . Функция $T(r, z, t) = T(M, t)$ описывает распределение температуры в расчетной области и должна удовлетворять начальным и граничным условиям.

Начальные условия задачи теплопроводности для первого прохода ($i=1$):

$$T_i(M, t) \Big|_{t=0} = T_0 = const, \quad M \in \Omega$$

Начальные условия задачи теплопроводности для второго и последующих проходов ($i=1...11$):

$$T_i(M, t) \Big|_{t=0} = T_{i-1}, \quad M \in \Omega$$

Граничное условие на этапе нагрева, с учетом наплавки i -го валика (рис.2б) имеет вид:

$$T_i(M, t) = \phi_i(M, t), \quad M \in V_i \quad 0 < t < t_1$$

Граничное условие на этапе охлаждения ($i=11$) имеет вид:

$$-\lambda_T \left[\frac{\partial T_i(M, t)}{\partial n} \right] = -\alpha_i \left[\Phi_i(M, t) - T_i(M, t) \right], \quad M \in G_1 \quad t > 0$$

где ϕ_i – температура на поверхности тела (°K);

α – коэффициент конвективной теплоотдачи (Вт/м²°K);

Φ_i – температура окружающей среды (°K);

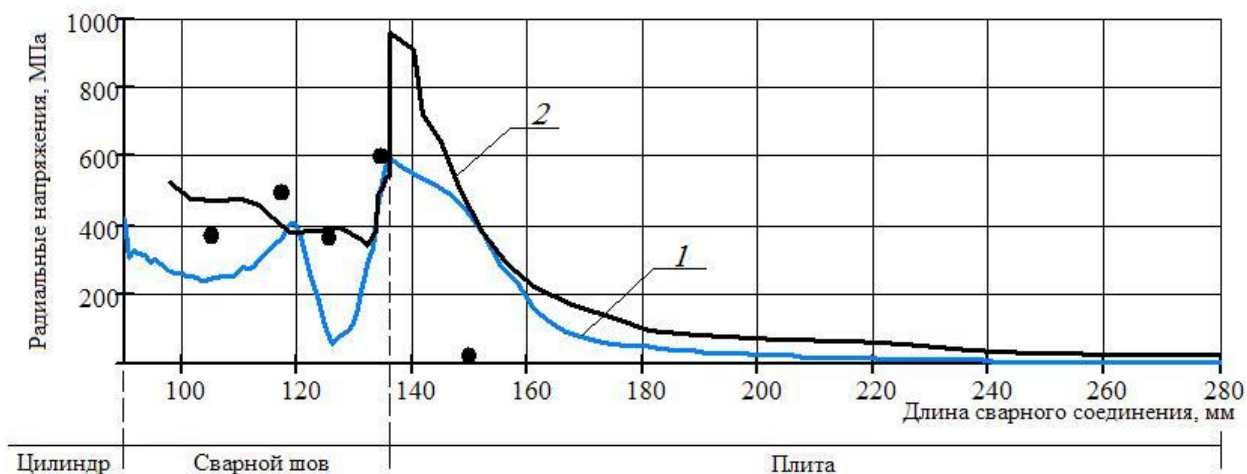
T - температура, функция координат и времени (°K);

λ_T – коэффициент теплопроводности (Вт/м°K).

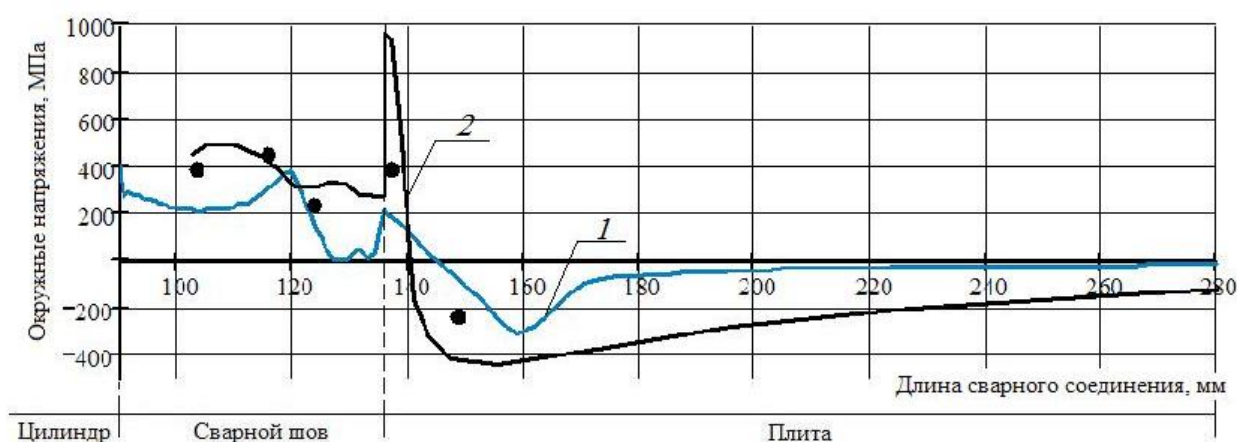
Вычисление приращений напряжений и деформаций выполняли на каждом шаге временного интервала охлаждения, с использованием модели упругой и упруго-пластической сплошной среды. При вычислении было учтено влияние температуры на модуль упругости, предел текучести и коэффициент линейного расширения.

Наиболее подробно было изучено изменение значений сварочных напряжений по длине сварного соединения, обусловленное неравномерностью температурного поля в процессе сварки и в период остывания.

На рисунке 3 представлены графики, построенные по полученным расчетным значениям сварочных радиальных (а) и окружных (б) напряжений на поверхности сварного шва и плиты, и экспериментальные значения данных параметров в выделенных точках.



а)



б)

Рисунок 3 – Распределение остаточных радиальных(а) и окружных(б) напряжений по поверхности сварного соединения: 1 – расчет авторов; 2 – расчет [2]; • – эксперимент [2]

Анализ расчетных графиков рисунке 3а показал, что радиальные напряжения (σ_r), как и в работе [2], являются растягивающими по всей поверхности исследуемого соединения. В области сварного шва распределение σ_r неравномерно и колеблется от 400 до 100 МПа. Последнее можно объяснить различием температуры проходов шва на начало остывания. Расчеты показали, что максимальное значение σ_r , равное 596 МПа, достигается в области перехода сварного шва к основному металлу. Далее по мере удаления от шва напряжения уменьшаются и на торце плиты достигают 3 МПа.

На рисунке 3б видно, что окружные напряжения (σ_θ) на поверхности сварного соединения изменяют знак. Например, в области сварного шва σ_θ являются растягивающими и на расстоянии 120 мм от центра соединения достигают значения 390 МПа. В зоне перехода сварного шва к основному металлу плиты значение σ_θ составляет 231 МПа. На поверхности плиты σ_θ являются сжимающими, а максимальное значение -307 МПа достигается на расстоянии 158 мм от центра соединения.

Кривую 1, построенную по полученным расчетным значениям сварочных напряжений (см. рисунок 3), сравнивали с существующими экспериментальными значениями и одноименными кривыми (2), полученными в работе [2].

Сравнительный анализ результатов, полученных расчетным и экспериментальным путем, показал, что хорошее соответствие напряжений наблюдается в зоне сопряжения усиления шва и основного металла, где возникают максимальные градиенты остаточных пластических деформаций и напряжений, и на удалении от шва.

Отклонение расчетной кривой 1 от экспериментальных значений в зоне максимальной концентрации составило для σ_r не более 2%, для σ_θ 15%, что свидетельствует о приемлемой точности предложенной модели.

Полученные оценки напряженного состояния и их опытная проверка позволили распространить предлагаемую методику на моделирование и исследование сварочных напряжений в штуцерных соединениях конструкций других типоразмеров, а так же патрубков, присоединяемых сваркой.

Для оценки вклада сварочных напряжений в термонапряженное состояние конструкций, объектом анализа был выбран цилиндрический корпус барабана промышленного котла, предназначенного для получения пара температурой 250°C при давлении 4,2 МПа. В соответствии с данными, полученными в работе [6] расчеты соответствовали моменту пуска оборудования и перехода на рабочий режим, когда уровень эксплуатационных напряжений достигает максимального значения.

Расчеты, выполненные ранее [6], показали, что в процессе эксплуатации наибольшие растягивающие напряжения возникают в зонах соединения труб (рисунок 1б). В соответствии с разработанной методикой расчет выполнен для зоны штуцерного соединения, показанной на рис. 1а, с размерами $H=140$ мм, $h_1=25$ мм, $h_2=60$ мм, $D=42$ мм, $d_1=29$ мм, $d_2=34$ мм.

В результате расчетного моделирования установлено, что в зоне усиления шва штуцерного соединения максимальные растягивающие напряжения достигают 150 МПа.

На рисунке 4 приведены расчетные графики распределения главного напряжения (σ_1) между двумя штуцерными соединениями, положение и длина рассмотренного участка соответствуют фрагменту конструкции между штуцерами АВ (см. рисунок 1б). Кривая 1 отражает изменение расчетных значений напряжений, обусловленных действием температуры и давления, на корпус в процессе эксплуатации. Кривая 2 показывает распределение расчетных значений сварочных напряжений.

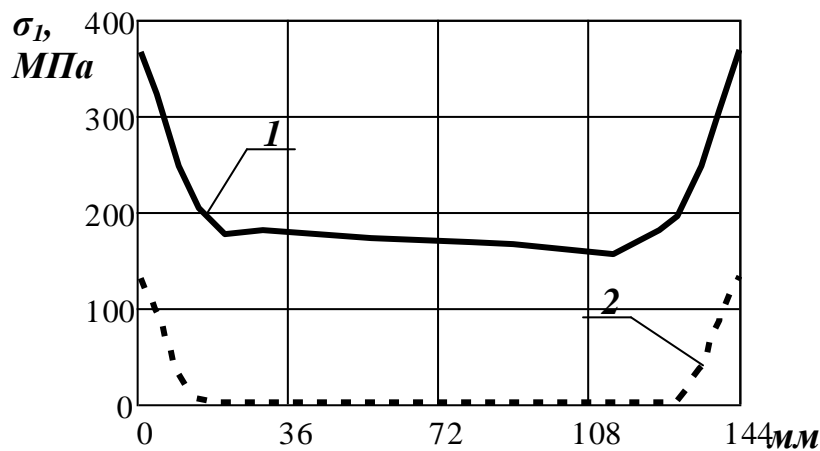


Рисунок 4 – Распределение эксплуатационных и сварочных напряжений между соседними штуцерными соединениями на рисунке 1б:
1 – эксплуатационные напряжения; 2 – сварочные напряжения

Сравнение сварочных напряжений с максимальными значениями эксплуатационных напряжений на выделенных участках показало, что напряжения, обусловленные сваркой, меньше эксплуатационных в 2 раза. В то же время при сложении с последними они могут оказать существенное влияние на прочность конструкции.

С точки зрения надежности и запаса прочности такой уровень концентрации напряжений необходимо учитывать при расчете долговечности конструкций.

В настоящее время полученные данные используют в ВлГУ при выполнении исследований, направленных на оценку долговечности сварных соединений, с использованием деформационного критерия и условия усталостного разрушения при наличии остаточных сварочных напряжений в соответствии с принципом линейного суммирования повреждений.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель сварочных напряжений в штуцерном соединении и выполнена ее численная реализация в виде комплекса программ. Получено хорошее соответствие расчетных значений напряжений экспериментальным данным.

2. Проведенные исследования показали, что наличие сварочных напряжений оказывает существенное влияние на картину распределения напряжений вблизи штуцерного соединения цилиндрического корпуса. С точки зрения надежности и запаса прочности такой уровень напряжений не может считаться малым, его необходимо учитывать при расчете на статическую и усталостную прочность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карзов Г.П., Леонов В.П., Марголин Б.З. Расчетное определение полей остаточных сварочных напряжений в конструкциях оболочечного типа. // Автомат. сварка. – 1992. – №3. – С. 3 – 8.
2. Распределение остаточных напряжений в элементах оболочечных конструкций после многослойной сварки и гидравлических испытаний / А.Б. Злочевский, А.Н. Шувалов, В.П. Леонов и др. // Автомат. сварка. – 1984. – №4. – С. 11 – 16.
3. Чернышев Г.Н., Попов А.Л., Козинцев В.М., Пономарев И.И. Остаточные напряжения в деформируемых твердых телах. М., 1996. с. 240.
4. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машгиз, 1963.– 232 с.:
5. Гуца О.И., Лебедев В.К. Измерение остаточных сварочных напряжений в сварных соединениях без разрушения. // Автомат. сварка. – 1969. – №1. – С. 42 – 44.
6. Белевич А.В., Аборкин А.В., Бабин Д.М., Худошин А.А., Зимина В.А. Моделирование термонапряженного состояния потенциально опасных промышленных объектов. // «Безопасность труда в промышленности» №3 2007 с.37-39.
7. Аборкин А.В. Численное определение остаточных сварочных напряжений при многопроходной сварке. // VII Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Механики XXI веку». Сборник докладов. – Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2008. – С.139-141. ISBN 978-5-8166-0180-1.

Белевич Александр Викторович

Владимирский государственный университет, г. Владимир
Доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения»
Тел. (4922) 479956
E-mail: belevich@vlsu.ru

Аборкин Артемий Витальевич

Владимирский государственный университет, г. Владимир
Аспирант кафедры «Технология машиностроения»
Тел. (4922) 479956
E-mail: aborckin@vlsu.ru

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКТИВНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ РЕГУЛИРУЮЩИХ ДИАФРАГМ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Исследованы условия работы регулирующих диафрагм паровых турбин. Предложены направления их конструктивной модернизации.

Ключевые слова: паровая турбина, поворотная диафрагма, ступень, теплоперепад, степень реактивности, потери энергии.

The paper studies the conditions of steam turbine governing diaphragm operation and offers ways of their design upgrading.

Key words: steam turbine, turning diaphragm, stage, temperature drop, range of reactivity, power losses.

В паровых турбинах с производственным и теплофикационным отборами пара используются дополнительные парораспределительные устройства, обеспечивающие поддержание в камерах отбора заданного давления посредством регулирования пропуска теплоносителя через последующие ступени.

Применение для этой цели регулирующих клапанов в мощных энергоустановках неконструктивно в виду больших объемов пропускаемого пара. Поэтому такой вариант возможен лишь в турбинах малой мощности с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии.

В крупных турбоблоках в качестве регулирующих органов целесообразно использовать поворотные диафрагмы, способствующие снижению веса и габаритов установки, упрощению конструкции цилиндров.

В практике отечественного турбиностроения применяют различные варианты таких устройств (рисунок 1).

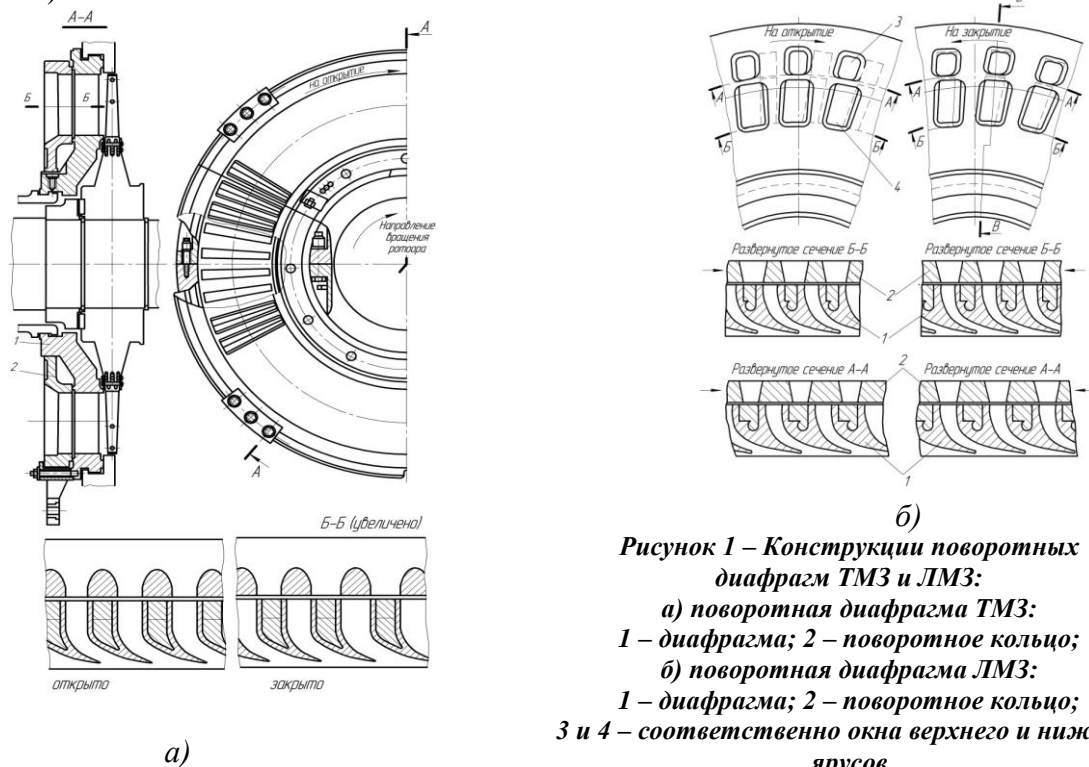


Рисунок 1 – Конструкции поворотных диафрагм ТМЗ и ЛМЗ:

а) поворотная диафрагма ТМЗ:

1 – диафрагма; 2 – поворотное кольцо;

б) поворотная диафрагма ЛМЗ:

1 – диафрагма; 2 – поворотное кольцо;

3 и 4 – соответственно окна верхнего и нижнего ярусов

Так, Уральский турбомоторный завод (ТМЗ) использует в цилиндрах низкого давления выпускаемых агрегатов диафрагму 1 (рисунок 1а), оснащенную со стороны паровпуска поворотным кольцом 2 с приводом от сервомотора, который обеспечивает его окружное смещение на угол $3^{\circ}26'26''$.

В турбоустановках Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) регулирование отбора пара производится диафрагмой 1 (рисунок 1б), в которой на входе в сопла установлено специальное поворотное кольцо 2 (угол поворота составляет $4^{\circ}28'$) с двумя ярусами окон 3 и 4, расположенных таким образом, что вначале открываются каналы нижнего, а затем верхнего ярусов.

Следует отметить, что в таких регулирующих устройствах для охлаждения ступеней низкого давления при закрытом положении поворотного кольца осуществляется пропуск пара через специальные щели в объёме $0,05 \dots 0,1$ от номинального расхода.

В агрегатах Калужского турбинного завода (КТЗ) используются регулирующие устройства, включающие диафрагму 1, сопловую камеру 2 и цилиндрическое поворотное кольцо 3 (рисунок 2). Во внешней стенке сопловой камеры выполнены 24 окна различных размеров, а ее внутренняя полость разделена на восемь частей. В поворотном кольце 3 имеется такое же количество окон одинаковой формы, равноудаленных друг от друга, что позволяет в зависимости от его положения осуществлять регулирование пропускания рабочего тела.

Другая конструкция поворотной диафрагмы этого предприятия образована тремя кольцами (рисунок 3). Между неподвижным кольцом 3, в котором размещены 16 окон, и сопловой решеткой 1 образована полость, разделенная на 8 камер В (по два окна в кольце на группу сопел камеры). Поворотное кольцо 2 имеет такое же количество окон, размеры и расположение которых обеспечивают заданную закономерность изменения проходных сечений при его повороте, что аналогично четырех-клапанному способу парораспределения (рисунок 3б).

С целью накопления материалов по таким регуливающим устройствам в лаборатории турбомашин БГТУ были выполнены аэродинамические эксперименты, где последняя модель служила объектом исследования. Для приближения условий работы опытного отсека к натурным испытаниям ступени проводились совместно с предвключенной камерой производственного отбора (рисунок 3, поз.1) [1].

В процессе исследований, выполненных в области чисел Маха $\dot{M}_{N_1} = 0,69$ и Рейнольдса $Re_{N_1} = 3,5 \cdot 10^6$, изменение характеристического коэффициента u/C_0 осуществлялось за счет изменения частоты вращения ротора. При этом определялись теплопадения в ступени h_0 , в окнах диафрагмы Vh , в сопловой h_1 и рабочей h_2 решетках.

Исследование аэродинамических характеристик опытного отсека проводилось при девяти фиксированных положениях поворотного кольца. Каждому положению кольца соответствует определенное значение проходной площади окон, величина которой для пяти положений клапанов представлена в табл. 1 в процентах от максимального значения.

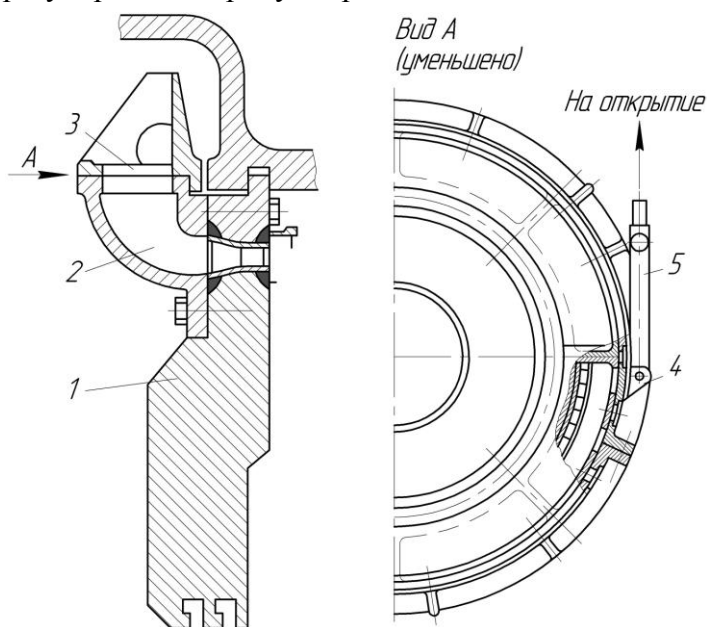


Рисунок 2 – Поворотная диафрагма конструкции КТЗ: 1 – диафрагма; 2 – поворотное кольцо; 3 – цилиндрическое поворотное кольцо; 4 – серьга; 5 – тяга привода



Рисунок 3 – Схема экспериментального отсека:
 а) проточная часть модели отсека: 1 – камера отбора; 2 – поворотное кольцо; 3 – неподвижное кольцо; 4 – сопловая решетка; 5 – рабочее колесо; 6 и 7 – окна неподвижного и подвижного колец;
 б) варианты открытия неподвижного кольца:
 1,3,5,7 – один или несколько клапанов открыты полностью;
 2,4,6, – один клапан открыт наполовину, часть клапанов открыта полностью

Таблица 1 – Величина проходной площади окон поворотной диафрагмы

Положение поворотного кольца	Степень открытия клапанов, %			
	I	II	III	IV
1	< 80	0	0	0
2	~ 80	начало открытия	0	0
3	~ 100	~ 80	начало открытия	0
4	100	~ 100	~ 25	начало открытия
5	100	100	~ 80	~ 50

Как видно из таблицы, клапаны диафрагмы открываются со значительной перекрышей.

При изменении положения поворотного кольца и, соответственно, степени открытия окон изменяется потеря энергии на дросселирование. Это вызывает перераспределение общего теплопадения ступени между ее составными частями. Наглядное представление об этом дают проиллюстрированные на рисунке 4 опытные зависимости тепловых перепадов в окнах, сопловых и рабочих лопатках от положения поворотного кольца при $\left(\frac{u}{C_0}\right)_{opt}$ для

четырёх пар клапанов. Величина указанных теплопадений отнесена к перепаду энтальпий на всю ступень h_0 , так что

$$\bar{h}_1 + \bar{h}_2 + \square \bar{h} = \bar{h}'_0 + \square \bar{h} = 1, \tag{1}$$

где $\bar{h}'_0 = \bar{h}_1 + \bar{h}_2$ – перепад, срабатываемый в лопаточных сегментах ступени, осредненный в пределах каждого сегмента лопаток. В действительности же вдоль камеры сильно изменяются как величина перепада, так и условия обтекания сопловых лопаток. Нетрудно представить картину истечения пара через отверстия с прямоугольной кромкой в сравнительно тонкой стенке при полном открытии и через каналы ступенчатой формы при частичном открытии окон диафрагмы (рисунок 3, вид *Б – Б*). Выход из таких каналов в камеру *В*, безусловно, сопровождается внезапным расширением и связанными с этим вихреобразованиями и значительными потерями энергии. Наиболее благоприятными являются условия входа в сопловые каналы, расположенные против окон в каждой камере *В*. В то же время лопатки на краях камер *В* и в их центральной части обтекаются значительно деформированным нестационарным потоком. Таким образом, определенные неравномерность и нестационарность входных параметров потока существуют в пределах каждого из восьми сегментов сопл.

Рассматривая изменения осредненных значений \bar{h}'_0 по окружности ступени (рисунок 4), легко заметить значительные различия срабатываемых теплопадений в разных сегментах ступени, обусловленные различной степенью открытия окон. Причем величина открытой площади окон одного клапана отражается не только на дросселировании потока и величине происходящих при этом в нем потерь энергии, но и вызывает перераспределение теплопадения как между лопаточными решетками внутри этого сегмента, так и между самими сегментами.

Естественно, что наименьшее значение \bar{h}'_0 наблюдается в группах лопаток, расположенных за закрытыми окнами.

Тем не менее, в этих случаях $\bar{h}'_0 > 0$, так как обеспечение полной герметичности закрытия окон плоским поворотным кольцом представляет значительные трудности. По мере открывания окон потеря на дросселирование в них $\square \bar{h}$ снижается и, согласно выражению (1), возрастает теплопадение на лопаточные сегменты решеток.

Сегмент лопаток ступени, работающий при небольшой степени открытия окон, располагает соответственно малым тепловым перепадом \bar{h}'_0 , например, в положениях 1, 2 и

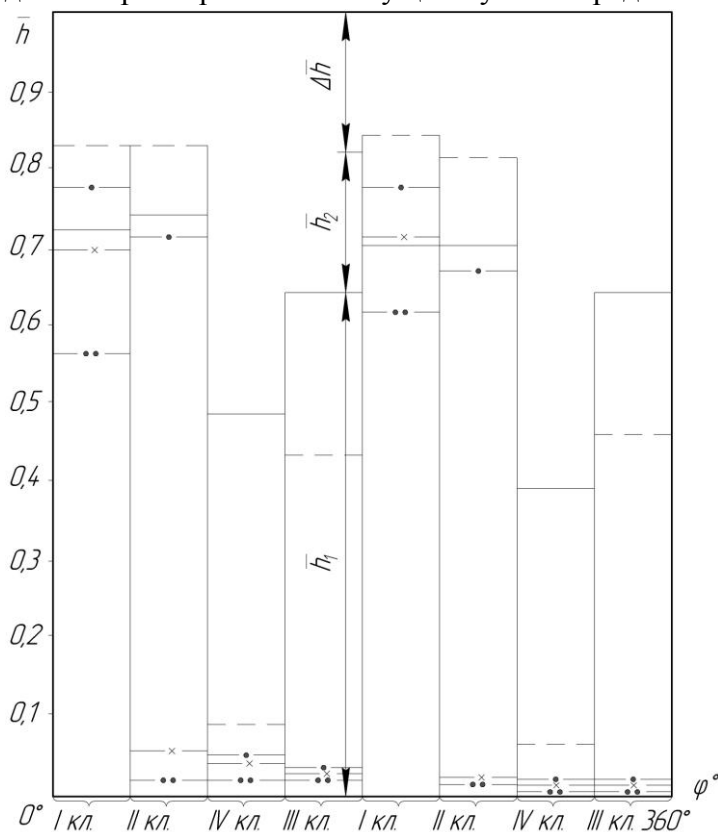


Рисунок 4 – Зависимости относительных тепловых перепадов от положения поворотного кольца диафрагмы:

\bar{h}_1 – на соплах; \bar{h}_2 – на рабочих лопатках;
 $\square \bar{h}$ – в окнах неподвижного кольца (\bar{h}_2 и $\square \bar{h}$ показаны для одного из режимов).

Положения поворотного кольца: 1 – •••••; 2 – –×–; 3 – •••••; 4 – – – –; 5 – – – – (см. таблицу 1)

3 на рисунке 4. Его работа при этом характеризуется увеличенными значениями отношения $\frac{u}{C_0}$ и повышенной степенью реактивности ρ . Опытами установлено, в частности, что

тепловые перепады \bar{h}_1 , срабатываемые в I и II сегментах сопел, при наибольшем открытии их окон (положение 5), оказались ниже, чем при частичном открытии (например, в положении 4). Объяснить это можно тем, что в положении 4 клапан III открыт лишь на 25%, а клапан IV практически закрыт (таблица 1). Поэтому в этих условиях ступень работает с парциальностью $\varepsilon = 0,5$, разделенной на две одинаковые диаметрально расположенные группы лопаток по 0,25 окружности каждая (рисунок 3). В положении 5 ступень приближается к ступени с полным впуском $\varepsilon = 1$, так как окна клапанов III и IV в этом случае достаточно полно открыты. Сравнивая условия работы ступени в положениях поворотного кольца 4 и 5, можно убедиться в том, что в сегментах I и II клапанов реактивность ρ в положении 5 больше, а срабатываемый в соплах теплоперепад \bar{h}_1 меньше, чем в положении 4. Дальнейший поворот подвижного кольца «на закрытие» (последовательно в положения 3, 2 и 1) приводит к уменьшению площади проходного сечения окон клапанов I и II (при почти закрытых клапанах III и IV) и возрастанию дросселирования в них. В силу этого $\square \bar{h}$ в них растет, \bar{h}_0' падает, а степень реактивности ρ повышается, равно как и осевое усилие на лопаточный венец рабочего колеса.

Отмеченные результаты исследований показывают, что в ступени с поворотной регулирующей диафрагмой, имеющей сопловое парораспределение, наблюдается значительная неравномерность параметров потока в окружном направлении и в пределах каждого

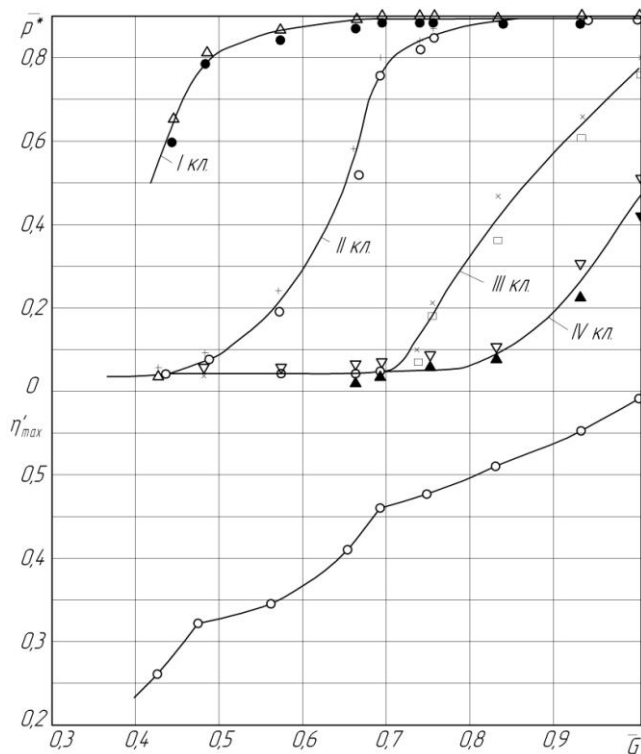


Рисунок 5 – Зависимости давления в сопловых камерах клапанов и к.п.д. ступени от расхода воздуха

сегмента (клапана), и при переходе от одного сегмента к другому. Это создает весьма неблагоприятные условия работы лопаточного аппарата ступени. Обнаруженное в опытах изменение \bar{h}_1 , в частности, вызывает очень большие колебания по окружности значений углов атаки $i = \beta_{1\varepsilon} - \beta_1$ при входе на рабочие лопатки. Например, как показали расчеты, при установке поворотного кольца в положение 4 за один оборот ротора углы атаки изменяются в пределах от $+6^\circ$ до -150° . Это вызывает дополнительные потери энергии, присущие только регулирующим ступеням с сопловым парораспределением и существенно повышает виброакустическую активность облопачивания.

Для наиболее полного представления о величине энергетических потерь в окнах регулирующей диафрагмы при изменении количества протекающего через них рабочего тела были получены опытные зависимости $\bar{p}^* = f(\bar{G})$, изображенные на

рисунке 5. Здесь \bar{p}^* представляет собой отношение осредненной величины полного давления в камерах соответствующего клапана к полному напору перед ступенью, а \bar{G} –

отношение расхода воздуха через ступень при частичных открытиях направляющего аппарата к максимальному расходу.

Как видно, в диапазоне расходов $\bar{G} = 0,45 \div 0,7$ дросселирование потока происходит только в первом и втором клапанах, имеющих более раннее открытие, а начиная с $\bar{G} = 0,75$ этот процесс протекает также в третьем и четвертом клапанах. При этом зарегистрирован достаточно высокий уровень потерь энергии в окнах, достигающий даже в положении полного открытия клапанов 10% и более.

Обнаруженные в опытах явления не могли не оказать существенного влияния на эффективность работы ступени. Представленная на рисунке 5 зависимость к. п. д. ступени от относительного расхода рабочего тела при $\left(\frac{u}{C_0}\right)_{opt}$ имеет характерные градиенты изменения

в начальные моменты открытия клапанов. Следствием весьма неблагоприятных условий работы как направляющих, так и рабочих лопаточных аппаратов является сравнительно низкая экономичность ступени даже при максимальном открытии окон ($\eta'_{max} = 0,59$).

Результаты опытов позволили также установить, что одним из методов, позволяющих повысить к. п. д. ступеней подобного типа, является проектирование их с последовательным открытием клапанов.

Возможны и другие конструктивные решения, способствующие снижению потерь энергии в регулирующих диафрагмах.

Так, анализ структуры потока в их решетках свидетельствует, что за щелью в канале возникают скачки уплотнения, а обтекание спинки с частично вогнутой поверхностью на ее входном участке носит отрывной характер.

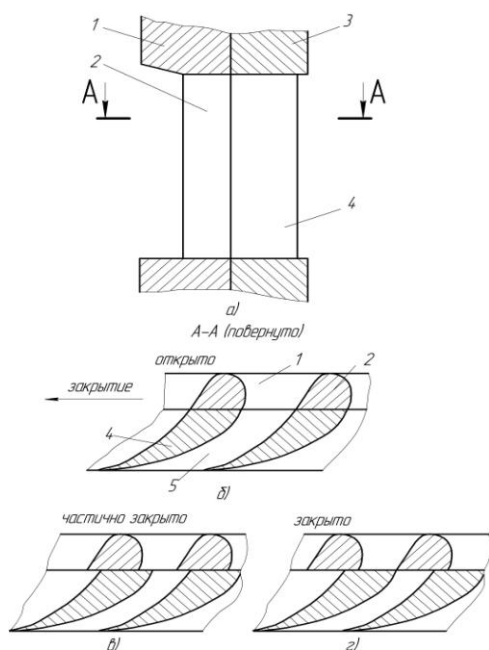


Рисунок 6 – Регулирующая поворотная диафрагма:
 1 – поворотное кольцо; 2 – подвижная часть НЛ; 3 – диафрагма; 4 – неподвижная часть НЛ; 5 – сопловой канал

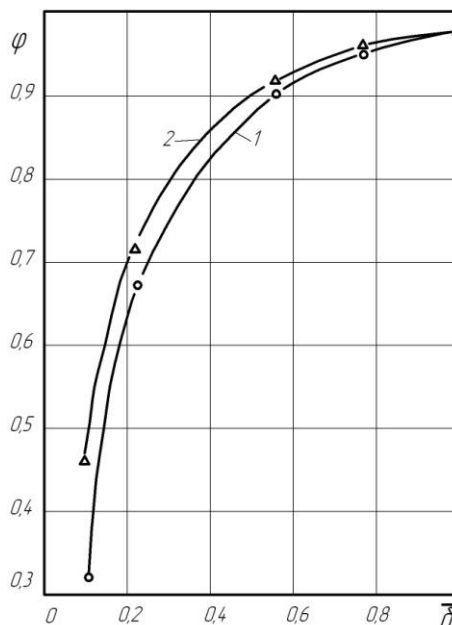


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента скорости φ от степени открытия регулирующей диафрагмы $\bar{\delta}$:

1 и 2 – соответственно при перемещении поворотного кольца от выпуклой к вогнутой поверхности соплового канала и в противоположном направлении

С целью сокращения протяженности зоны отрывных течений при частичных открытиях диафрагм следует производить перемещение поворотного кольца в положение закрытия (в отличие от традиционно используемого в турбинах метода) в направлении от

вогнутой к выпуклой поверхности соплового канала, а в положение открытия – в обратном направлении (рисунок 6, 7). Опыт показал, что и при таком способе регулирования нестационарность потока на входе в рабочую решетку остается весьма высокой, что отрицательно сказывается на ее экономичности и надежности.

Для повышения эффективности и долговечности работы послеотборной ступени с поворотной регулирующей диафрагмой предложен следующий способ ее аэродинамического совершенствования. В подвижной части 2 лопатки диафрагмы 3 (рисунок 8) выполнена полость 6, которая сообщается с проточной частью входным 5 и несколькими выходными отверстиями 7. Часть 4 лопатки закреплена в диафрагме 3 и неподвижна. Входное отверстие выполнено на профильной, а выходные отверстия на торцевых поверхностях подвижной части лопатки.

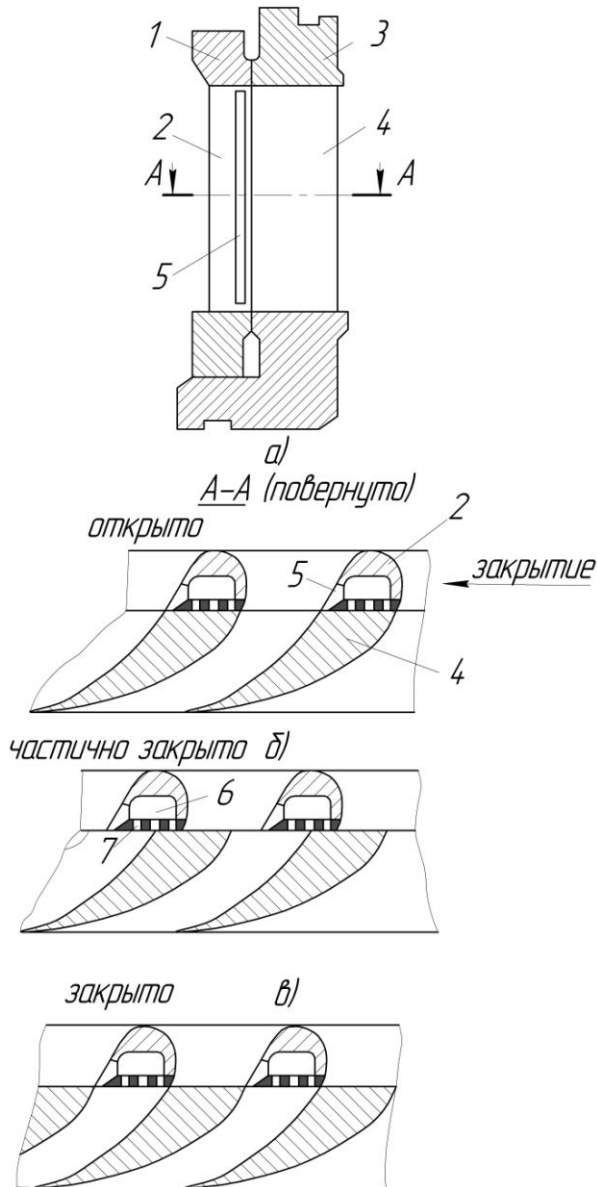


Рисунок 8 – Конструкция усовершенствованного варианта поворотной диафрагмы:

- 1 – поворотное кольцо; 2 – подвижная часть НЛ;
- 3 – диафрагма; 4 – неподвижная часть НЛ;
- 5 – входное отверстие; 6 – полость;
- 7 – выходные отверстия

Московском энергетическом институте (МЭИ), позволили установить, что с целью повышения их эффективности следует:

При работе турбины на режиме частичного закрытия диафрагмы на одной стороне лопатки образуется область внезапного сужения, а на другой – внезапного расширения потока. За счет естественной разности давлений из области внезапного сужения через входное отверстие 5, полость 6 и выходные отверстия 7 пар попадает в область внезапного расширения, обеспечивая сдув заторможенного потока, что обуславливает снижение потерь энергии в диафрагме. При работе на режиме полного закрытия регулирующей диафрагмы подвижная часть 2 лопатки полностью перекрывает межлопаточный канал, но входное 5 и выходные 7 отверстия остаются открытыми и обеспечивают необходимый расход пара для охлаждения цилиндра низкого давления, что повышает надежность работы турбины.

Таким образом, использование предлагаемой конструкции регулирующей диафрагмы будет способствовать уменьшению нестационарности течений в проточной части, снижению потерь энергии, что повысит эффективность и долговечность работы этой ступени.

Следует так же отметить, что с уменьшением степени открытия каналов возрастает реакция ступени и, как следствие, осевое усилие на рабочее колесо, что можно объяснить резким сокращением скорости за сопловым аппаратом и повышением по этой причине угла входа потока в рабочую решетку.

Исследования по аэродинамическому совершенствованию парораспределительных органов такой конструкции, выполненные в других научных лабораториях, в частности в

- уменьшать конфузорность сопл (рисунок 9, вариант Б);
- применять сопловые решетки с наклонным входным участком (рисунок 9, вариант В). Если по технологическим причинам вход в канал выполняется прямолинейным, целесообразно увеличивать средний радиус кривизны вогнутой поверхности профилей за счет большей длины средней линии;
- использовать сопловые лопатки с козырьками на входной кромке (рисунок 9, вариант Г), что позволяет сократить потери энергии на дросселирование.

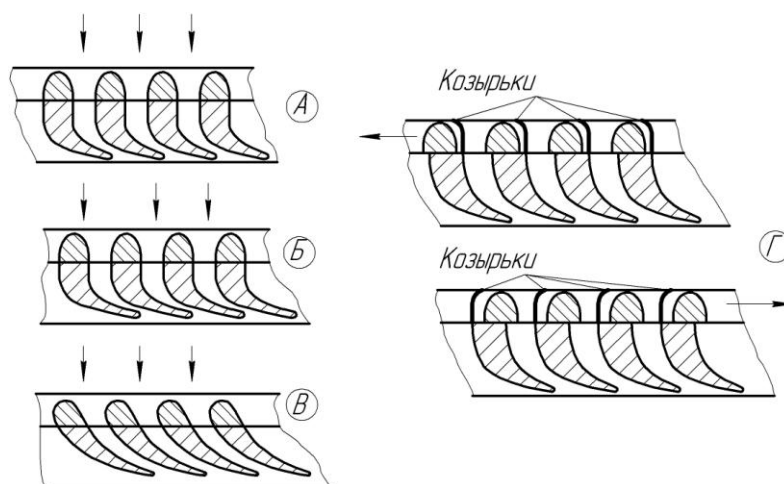


Рисунок 9 – Конструкция профилей поворотных диафрагм:
 А – исходный вариант; Б, В, и Г – улучшенные варианты:
 Б – вариант с уменьшенной конфузорностью каналов;
 В – вариант с наклонными входными участками и уменьшенной конфузорностью каналов;
 Г – вариант МЭИ с козырьком на входной кромке

Изложенные способы модернизации парораспределительных органов позволяют существенно сократить потери в таких турбинных отсеках, улучшить их виброакустические характеристики, повысить надежность и долговечность лопаточных аппаратов.

В заключение следует отметить, что выполненные исследования показали значительную сложность условий работы элементов ступени с регулирующей диафрагмой и свидетельствует о целесообразности дальнейших аэродинамических исследований ступеней такого типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гоголев, И.Г. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин/ И.Г. Гоголев, А.М. Дроконов – Брянск: Грани, 1995. –258 с.

Гоголев Иван Григорьевич

Брянский государственный технический университет
 Доктор технических наук, профессор кафедры «Тепловые двигатели» БГТУ
 Г. Брянск, ул. Ростовская, 4/35
 Телефон: 51-84-80

Дроконов Алексей Михайлович

Брянский государственный технический университет
 Кандидат технических наук, профессор кафедры «Тепловые двигатели» БГТУ
 Г. Брянск, ул. XXII съезда. 15/8
 Телефон: 51-84-80

Г.В. ЛАЗУТКИН, В.А. АНТИПОВ, М.А. ПЕТУХОВА

**МЕТОД РАСЧЕТА ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ
МОДИФИЦИРОВАННЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ТИПА
«ДВОЙНОЙ КОЛОКОЛЬЧИК»**

Рассматриваются вопросы влияния пружинных разгрузочных устройств на демпфирующую способность модифицированных виброизоляторов типа ДКУ методом математического моделирования их деформационных характеристик.

Ключевые слова: модифицированный виброизолятор, пружинное разгрузочное устройство, демпфирующая способность, коэффициент рассеяния.

The questions of influence of unloading bungees are examined on antivibration ability of the modified vibroinsulators of type of DKU by the method of mathematical design of their deformation descriptions

Key words: modified vibroinsulator, unloading bungee, antivibration ability, coefficient of dispersion.

В настоящее время виброизоляторы типа «двойной колокольчик» (ДК, ДКА, ДКУ) широко применяются в различных отраслях промышленности. Однако эти виброизоляторы обладают рядом недостатков, которые сдерживают их применение для целей виброизоляции агрегатов и систем современных транспортных средств как в авиационной и ракетно-космической технике, так и на железнодорожном транспорте.

Существенными недостатками конструкции виброизоляторов типа ДК являются их малая несущая способность (грузоподъемность), сравнительно высокие резонансные частоты и габаритно-массовые характеристики. Причем, как показали проведенные исследования, эти недостатки, обусловленные особенностями поведения УФХ виброизоляторов, свойственны и виброизоляторам типа ДКУ. Поэтому создание низкочастотных виброизоляторов с повышенной грузоподъемностью без радикального изменения состава конструкции весьма затруднительно из-за естественного увеличения амплитуд виброперемещений возбуждающей вибрации в области низких частот и, как следствие, возрастания амплитуд деформаций виброизоляторов. Причем в силу нелинейности диссипативных свойств виброизоляторов, демпфирующая способность виброизоляторов с увеличением амплитуд их деформаций падает [1]. Указанные обстоятельства приводят к резкому увеличению коэффициентов передачи на резонансных режимах работы виброизоляторов. Вместе с тем, необоснованное увеличение грузоподъемности виброизолятора с целью снижения резонансной частоты приводит к недопустимому смещению центра динамического равновесия (центра колебаний КС), которое становится соизмеримым с амплитудой деформации виброизолятора.

Сочетание всех этих неблагоприятных факторов приводят к необходимости значительного увеличения рабочего хода и, следовательно, габаритно-массовых характеристик виброизоляторов, являющихся основными причинами неконструктивности разрабатываемых низкочастотных виброизоляторов ДКУ с повышенной грузоподъемностью.

Как показал опыт создания таких виброизоляторов в СГАУ и СамГУПС, указанные недостатки можно устранить путем введения в отработанные конструкции виброизоляторов (прототипов) например ДКУ, разгрузочных пружинных устройств [1]. Их главное назначение заключается в обеспечении восприятия постоянно действующей нагрузки (веса КС) или ее части за счет усилия поджатия пружин в конструкциях разрабатываемых виброизоляторов.

В силу особенностей геометрических форм УДЭ виброизоляторов ДКУ пружины разгрузочных устройств виброизоляторов могут иметь различные формы: конические, цилиндрические, бочкообразные, тарельчатые и др. (рисунок 1).

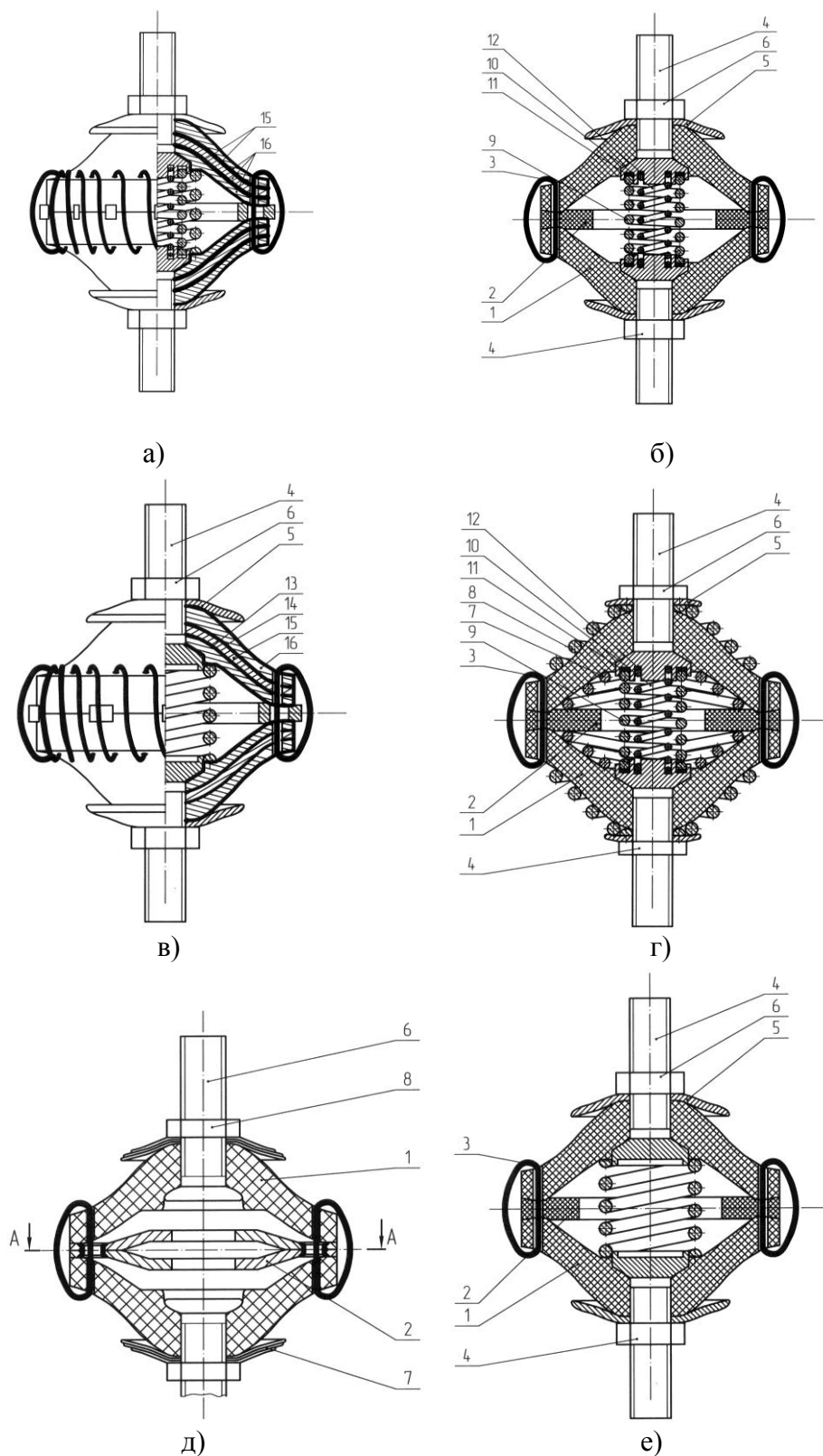


Рисунок 1 – Варианты конструкций модифицированных виброизоляторов

Причем разгрузочное устройство может содержать одну или несколько пружин, в том числе и в сочетании их различных форм, но устанавливаемых в виброизоляторе

концентрично. Их упругие свойства, характеризуемые, например, осредненной жесткостью в рабочем диапазоне амплитуд деформаций могут быть значительно ниже аналогичных жесткостей самого виброизолятора. Следовательно, коэффициент рассеяния энергии уменьшается на величину, практически пропорциональную отношению вышеуказанных жесткостей, и, соответственно, коэффициент передачи на резонансе увеличивается практически на ту же величину.

В противном случае коэффициент рассеивания модифицированного виброизолятора может претерпевать существенные изменения.

Заметим, что благодаря колоколообразной форме УДЭ, объем образованной ими внутренней полости виброизоляторов ДКУ может быть легко увеличен с помощью проставок (упругих или металлических (см. рисунок 1), устанавливаемых между УДЭ и сшитой заодно с ними. В этой полости удобно размещать разгрузочные устройства, состоящие из одной или нескольких пружин различных форм, устанавливаемых соосно с крепежными болтами. Причем упругая проставка, замыкаемая при большой деформации одновременно с УДЭ ограничивающими шайбами (см. рисунок 1 а, б, е), или коническими пружинами (см. рисунок 1) телескопического типа образуют эффективное противоударное устройство, крайне необходимое низкочастотным виброизолятором. В случае ударов значительной интенсивности виброизоляторы ДКУ может быть снабжен металлическими проставками рисунок 1а, б, в, в том числе из тарельчатых пружин (2) и многослойных ограничительных шайб (7) (рисунок 1 д).

Вместе с тем упругая проставка из МР с одной стороны увеличивает жесткость виброизолятора за счет заневоливания периферии УДЭ (см. далее), с другой стороны, уменьшает ее за счет появления дополнительной последовательно включенной упругой связи между УДЭ. Очевидно, путем соответствующего выбора конструктивно-технологических параметров проставки можно практически исключить ее влияние на упругие и демпфирующие свойства виброизолятора или, наоборот, существенно понизить жесткость конструкции. Следует отметить, что сильное заневоливание периферии УДЭ с целью увеличения жесткости виброизолятора провоцирует появление мембранного эффекта при больших деформациях УДЭ и потери их устойчивости.

В общем случае (см. рисунок 1), модифицированный виброизолятор включает в себя два УДЭ (1) колоколообразной формы из материала МР, упругую проставку (2), установленную между УДЭ (1), сшивную проволоку (3), продетую через крепежные отверстия в УДЭ и проставке, соединяющую их между собой, болты (4) с фасонными головками, закрепленные к УДЭ через ограничительные шайбы (5) с помощью гаек (6), конусообразные пружины (7) телескопического типа, установленные в полости виброизолятора со сжатием через проставку (2), конусообразные пружины (8) телескопического типа, установленные на наружной поверхности УДЭ (1) с натягом, составные пружины (9), (10) установленные концентрично со сжатием между болтами (4), шайбы (11), (12) из материала МР, размещенные под пружинами (9), (10) в канавках головок болтов (4). На периферии внутренних поверхностей УДЭ (1) выполнены по окружности бурты с фасонным профилем, входящие в ответные канавки упругой проставки (2).

Виброизолятор собран так, что внутренние конусообразные пружины (7) своими малыми основаниями охватывают головки крепежных болтов (4) и опираются на внутренние поверхности УДЭ (1), а большие основания опираются на поверхности упругой проставки (2). В свободном состоянии конусообразные пружины (8) и (7) имеют углы наклона центральной линии сечений рабочих витков к оси пружины меньше или равные соответствующим углам профилей УДЭ (1).

При воздействии внешней нагрузки на виброизолятор в разной степени происходит деформирование элементов его конструкции: УДЭ (1), упругой проставки (2), шайб (11), (12), а также металлических деталей: пружин (7), (8), (9), (10) и стяжных витков сшивной проволоки (3). На резонансных режимах работы часть энергии колебаний рассеивается в виде выделяющегося тепла в материала МР за счет трения между проволоками, входящими в его

структуру, а также граничного трения возникающего в результате контактного взаимодействия витков (7), (8) и сшивной проволоки (3) с поверхностями УДЭ (1) и проставки (2), а пружин (9), (10) с поверхностями шайб (11), (12), что способствует исключению опасных резонансных колебаний, в том числе, витков пружин (9), (10).

Применение фасонных пружин, например, бочкообразных и переменного шага рабочих витков, так же как и трение способствует предотвращению резонансных колебаний пружин (9),(10).

Сжатые конусообразные пружины (7), (8) и составные пружины (9), (10) могут воспринимать значительную часть осевой статической нагрузки (от 40% до 80 %), конкретная величина которой зависит от особенности решаемой задачи. Причем, в зависимости от конкретных параметров и количества цилиндрических и конических пружин, входящих в состав разгрузочного устройства, можно перераспределять доли воспринимаемые ими статической нагрузки и в широком диапазоне управлять геометрической нелинейностью УФХ модифицированных виброизоляторов и, следовательно, их грузоподъемностью, противоударными характеристиками и демпфирующей способностью.

В работе предлагается оценивать демпфирующую способность модифицированных виброизоляторов ДКУ с цилиндрическими пружинами на базе математического моделирования их деформационных характеристик. При этом воспользуемся гипотезой о том, что деформационные характеристики таких виброизоляторов в осевом направлении могут быть получены суммированием деформационных характеристик прототипов и разгрузочных устройств исходя из условий их совместных деформаций.

Запишем выражение для реакции P_{py} разгрузочного устройства относительно центра статического равновесия прототипа без постоянно приложенной на него нагрузки, воспользовавшись методом построения математической модели деформирования виброизоляторов [1]:

$$P_{py} = G_{py} + \sum_{|\lambda|=0}^m \sum_{\lambda_3=0}^f \sum_{\lambda_4=0}^r C_{\lambda_1 \dots \lambda_4}^* (x^* - q)^{\lambda_1} \sigma \left[\sqrt{A^2 - (x^* - q)^2} \right]^{\lambda_2} \times \left(A - \frac{A_0 + A_g}{2} \right)^{\lambda_3} \left(q - \frac{q_0 + q_v}{2} \right)^{\lambda_4} \quad (1)$$

где G_{py} – усилие поджатия разгрузочного устройства в виброisolаторе при $x^*=0$; $q=0$;

$C_{\lambda_1 \dots \lambda_4}^*$ – коэффициенты аппроксимации ИС процессов деформирования разгрузочного устройства, определяемые аналогичным способом и для коэффициентов $P_{\lambda_1 \dots \lambda_4}^*$ прототипов.

В случае гармонической линеаризации деформационных характеристик ($m=1$) выражения для коэффициентов аппроксимации (1) можно записать в следующем виде:

$$C_{00}^{(n)} = \sum_{\lambda_3=0}^f \sum_{\lambda_4=0}^r C_{00\lambda_3\lambda_4}^{(n)} \left(A - \frac{A_0 - A_g}{2} \right)^{\lambda_3} \left(q - \frac{q_0 - q_v}{2} \right)^{\lambda_4}; \quad (2)$$

$$C_{10}^{(n)} = \sum_{\lambda_3=0}^f \sum_{\lambda_4=0}^r C_{10\lambda_3\lambda_4}^{(n)} \left(A - \frac{A_0 - A_g}{2} \right)^{\lambda_3} \left(q - \frac{q_0 - q_v}{2} \right)^{\lambda_4}; \quad (3)$$

$$C_{01}^{(n)} = \sum_{\lambda_3=0}^f \sum_{\lambda_4=0}^r C_{01\lambda_3\lambda_4}^{(n)} \left(A - \frac{A_0 - A_g}{2} \right)^{\lambda_3} \left(q - \frac{q_0 - q_v}{2} \right)^{\lambda_4}, \quad (4)$$

где линеаризованные коэффициенты жесткости $C_{10}^{(n)}$ и неупругого сопротивления $C_{01}^{(n)}$ определяют упругие и демпфирующие свойства разгрузочных устройств.

С учетом вышепринятой гипотезы по реакции модифицированных виброизоляторов, а также условия совместности деформаций разгрузочного устройства и прототипа можно записать:

$$P_M = P + P_{py}, \quad (5)$$

где P_M – нагрузка при циклическом деформировании модифицированного виброизолятора, в системе координат прототипа;

P – реакция прототипа ДКУ;

P_{py} – реакция разгрузочного устройства, определяемая с помощью выражения (1) в той же системе координат, что и для прототипа.

Воспользуемся коэффициентами подобных преобразований T_n и a_n [1] для прототипа и преобразуем выражение (5) к безразмерному виду. В итоге для ИС процессов деформирования модифицированных виброизоляторов в пространстве переменных $\eta_m, \xi^*, \xi_A, \xi_q$ можно записать:

$$\eta_m^* = \sum_{|\lambda|=0}^m \sum_{\lambda_3=0}^f \sum_{\lambda_4=0}^r \bar{P}'_{\lambda_1 \dots \lambda_4} (\xi^* - \xi_q)^{\lambda_1} \sigma \left[\sqrt{\xi_A^2 - (\xi^* - \xi_q)^2} \right]^{\lambda_2} \times \\ \times \xi_A - 1,8^{\lambda_3} \xi_q^{\lambda_4} + \bar{G}_{py}, \quad (6)$$

где $\eta_m = \frac{P_M}{T_n}$ и $\bar{G}_{py} = \frac{G_{py}}{T_n}$ – безразмерные реакции модифицированного виброизолятора и

усилие поджатия пружин разгрузочного устройства при $\xi^* = 0$ и $\xi_q = 0$ соответственно;

$\bar{P}'_{\lambda_1 \dots \lambda_4}$ – коэффициенты аппроксимации модифицированного виброизолятора, причем

$$\bar{P}''_{\lambda_1 \dots \lambda_4} = \bar{P}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4} + \bar{C}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4} = \bar{P}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4} (1 + \Pi_{\lambda_1 \dots \lambda_4}), \quad (7)$$

где $\bar{C}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4}$ – безразмерные коэффициенты аппроксимации разгрузочного устройства,

полученные путем преобразования коэффициентов $C^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4}$, входящих в выражение (1), таким

же образом как и коэффициенты $\bar{P}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4}$;

$\Pi_{\lambda_1 \dots \lambda_4} = \frac{\bar{C}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4}}{\bar{P}^*_{\lambda_1 \dots \lambda_4}}$ – коэффициенты, характеризующие степень влияния разгрузочного

устройства на обобщенные УФХ прототипа.

При гармонической линеаризации $m=1$ процессов деформирования ИС (6) и зависимости (7) для коэффициентов аппроксимации могут быть представлены следующим образом:

$$\bar{P}^{(M)}_{00} = P^{(n)}_{00} (1 + \Pi^{(n)}_{00}); \\ \bar{P}^{(M)}_{10} = P^{(n)}_{10} (1 + \Pi^{(n)}_{10}); \\ \bar{P}^{(M)}_{01} = P^{(n)}_{01} (1 + \Pi^{(n)}_{01}). \quad (8)$$

Здесь $\bar{P}^{(M)}_{00}, \bar{P}^{(M)}_{10}, \bar{P}^{(M)}_{01}$ – соответственно коэффициенты гармонической линеаризации модифицированного виброизолятора, причем

$$\Pi^{(n)}_{00} = \frac{\bar{C}^{(n)}_{00}}{\bar{P}^{(n)}_{00}}; \quad \Pi^{(n)}_{10} = \frac{\bar{C}^{(n)}_{10}}{\bar{P}^{(n)}_{10}}; \quad \Pi^{(n)}_{01} = \frac{\bar{C}^{(n)}_{01}}{\bar{P}^{(n)}_{01}}, \quad (9)$$

а $\bar{C}^{(n)}_{00}, \bar{C}^{(n)}_{10}, \bar{C}^{(n)}_{01}$ и $\bar{P}^{(n)}_{00}, \bar{P}^{(n)}_{10}, \bar{P}^{(n)}_{01}$ – коэффициенты гармонической линеаризации разгрузочного устройства и прототипа соответственно, определяемых с помощью соотношений (2)...(4).

Заметим, что наличие независимых переменных $\Pi_{00}^{(л)}, \Pi_{10}^{(л)}, \Pi_{01}^{(л)}$, характеризуют влияния разгрузочного устройства на обобщенные УФХ прототипа.

Как известно, коэффициент рассеяния модифицированного виброизолятора при $m=1$ выражения (6) согласно гипотезе Сорокина Е.С. [2] может быть записан в виде:

$$\frac{P_{01}^{(л)}}{P_{10}^{(л)}} = \frac{\psi_m}{2\pi} = \frac{\bar{P}_{01}^{(л)} (+ \Pi_{01}^{(л)})}{\bar{P}_{10}^{(л)} (+ \Pi_{10}^{(л)})} = \frac{\psi (+ \Pi_{01}^{(л)})}{2\pi (+ \Pi_{10}^{(л)})}, \quad (10)$$

где ψ_m, ψ – соответственно коэффициенты рассеяния модифицированного виброизолятора и прототипа. Тогда с учетом выражений (9) выражение (10) может быть представлено в виде:

$$\psi_m = \psi \left(\frac{1 + \frac{\bar{C}_{01}^{(л)}}{P_{01}^{(л)}}}{1 + \frac{\bar{C}_{10}^{(л)}}{P_{10}^{(л)}}} \right) = \psi \left(\frac{1 + \frac{\psi_{py} \bar{C}_{10}^{(л)}}{\psi P_{10}^{(л)}}}{1 + \frac{\bar{C}_{10}^{(л)}}{P_{10}^{(л)}}} \right). \quad (11)$$

Причем для малых значений $\frac{C_{10}^{(л)}}{P_{10}^{(л)}} \ll 1$ можно записать:

$$\psi_m = \psi \left[1 - \frac{C_{10}^{(л)}}{P_{10}^{(л)}} \left(1 - \frac{\psi_{py}}{\psi} \right) \right], \quad (12)$$

где ψ_{py} – коэффициент рассеяния разгрузочного устройства.

Обратимся к анализу выражения (1) при $m=1$. Нелинейность реакции разгрузочного устройства, выраженная в данном случае зависимостями коэффициентов $C_{10}^{(л)}$ и $C_{01}^{(л)}$ от амплитуды деформации виброизолятора A и натяга q обусловлена характером силового взаимодействия торцов пружин с материалом МР. Подобное взаимодействие характеризуется пульсирующим сжатием шайб из МР (см. рисунок 1 а, б) или УДЭ виброизолятора в окрестности головки крепежного болта (см. рисунок 1 в, е).

Тогда согласно расчетной схеме рисунок 2 проведем оценку величины коэффициента рассеяния разгрузочного устройства ψ_{py} , учитывая особенности упругодемпфирующих свойств материала МР и жесткости цилиндрической пружины.

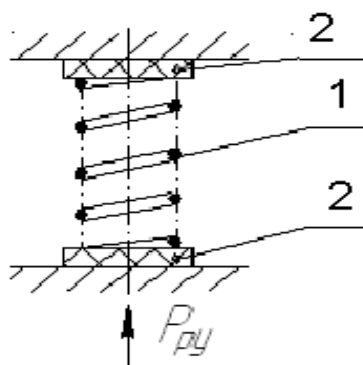


Рисунок 2 – Расчетная схема разгрузочного устройства:
1. – цилиндрическая пружина; 2 – прокладки из МР

Жесткость разгрузочного устройства $C_{10}^{(л)}$ (4) согласно расчетной схеме вычисляется по формуле:

$$\frac{1}{C_{10}^{(л)}} = \frac{2}{C_s^{(л)}} + \frac{1}{C_n},$$

где $C_s^{(л)}, C_n$ – линеаризованные жесткости прокладки и пружины соответственно.

Из этого выражения получим:

$$C_{10}^{\omega} = \frac{C_6^{\omega}}{2 \left(1 + \frac{C_6^{\omega}}{2C_n} \right)}. \quad (13)$$

Для определения коэффициента рассеяния ψ_{py} найдем значение амплитуды потенциальной энергии разгрузочного устройства:

$$W_{py} = \frac{C_{10}^{\omega} A^2}{2} = C_{10}^{\omega} \frac{P_p^{*2}}{2 C_{10}^{\omega 2}} = \frac{P_p^{*2}}{2 C_{10}^{\omega}}.$$

Здесь P_p^* – амплитуда циклической нагрузки. Тогда с учетом выражения (13) величина W_{py} может быть представлена в виде:

$$W_{py} = P_p^{*2} \frac{\left(1 + \frac{C_6^{\omega}}{2C_n} \right)}{2 C_{10}^{\omega 2}}. \quad (14)$$

Воспользовавшись определением коэффициента рассеяния для прокладок из материала МР (2)(см. рисунок 2), запишем следующее выражение:

$$\psi_6 = \frac{\Delta W_6}{W_6} = \frac{2\Delta W_6}{C_6^{\omega} A_6^2},$$

где ΔW_6 – величина рассеянной энергии в прокладке;

$W_6 = \frac{C_6^{\omega} A_6^2}{2}$ – амплитуда потенциальной энергии прокладки;

$A_6 = \frac{P_p^*}{C_6^{\omega}}$ – амплитуда деформации прокладки.

Следовательно, можно записать:

$$\psi_6 = \frac{2\Delta W_6 C_6^{\omega 2}}{C_6^{\omega} P_p^{*2}} = \frac{2\Delta W_6 C_6^{\omega}}{P_p^{*2}}.$$

Полученная зависимость позволяет определить величину рассеянной энергии в прокладке:

$$\Delta W_6 = \frac{\psi_6 P_p^{*2}}{2 C_6^{\omega}},$$

и с учетом выражений (14) найти величину коэффициента рассеяния разгрузочного устройства:

$$\psi_{py} = \frac{2\Delta W_6}{W_{py}} = \frac{\psi_6}{1 + \frac{C_6^{\omega}}{2C_n}}. \quad (15)$$

При этом определение значений ψ_6, C_6^{ω} при проектировании разгрузочного устройства не вызывает затруднений, если воспользоваться результатами работы [3].

Возможный диапазон изменения ψ_{py} легко установить, приняв среднее значение $\psi_6^{\omega} = 1,5$ [4], а ориентировочный диапазон применения величин $\frac{C_6^{\omega}}{2C_n}$ в пределах значений от 3 до 6. Следовательно, получим $\psi_{py} \in (0,4; 0,2)$.

Следует отметить, что реальное значение ψ_{py} (15) может быть несколько выше, так как при расчете не учитывалась величина рассеянной энергии по контактными поверхностям торцов пружин с прокладками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лазуткин, Г.В. Совершенствование конструкций и методов расчета виброизоляторов на основе проволочного волоконного материала: Монография [текст]/ Г.В. Лазуткин, В.А. Антипов, А.Л. Рябков. – Самара: СамГУПС, 2008. – 200с.
2. Сорокин, Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем/ Е.С. Сорокин. – М. Госстрой издат., 1960. – 132с.
3. Бузицкий, В.Н. Расчет втулочных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие/ В.Н. Бузицкий, А.А. Тройников// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сборник науч. трудов. Вып.3. – Куйбышев: КуАИ, 1976. – с.15 - 21.
4. Тройников, А.А. Изменение упруго-демпфирующих свойств материала МР в условиях длительного циклического деформирования/ А.А. Тройников// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сборник науч. трудов. Вып.4. – Куйбышев: КуАИ, 1977. – с.15 - 19.

Лазуткин Геннадий Васильевич

Самарский государственный университет путей сообщения (СамГУПС)
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерная графика»
443058, г. Самара, ул. Победа, дом 87, кв.58
тел. 995-83-33

Антипов Владимир Александрович

Самарский государственный университет путей сообщения
Доктор технических наук, профессор кафедры «Инженерная графика»
443030, г. Самара, ул. Коммунистическая, дом 9, кв. 25.

Петухова Мария Александровна

Самарский государственный университет путей сообщения
Аспирантка кафедры «Инженерная графика»
443058, г. Самара, ул. Свободы, дом 74, кв.40,
E-mail: maryiva@mail.ru.

А.В. МАСЛОВ

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ОБРАБОТКИ ПОЛОСТЕЙ ШТАМПОВ И ПРЕСС-ФОРМ ЭЛЕКТРОДОМ-ИНСТРУМЕНТОМ ПРОСТОЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Приводится аналитический подход к решению вопроса по определению параметров электрохимической обработки полостей штампов и пресс-форм электродом-инструментом простой геометрической формы.

Ключевые слова: электрохимическая размерная обработка (ЭХРО) металлов.

The paper gives analytical approach to sorting out a problem regarding the parameters ECM of the cavities of dies and molds with the tool electrode of simple geometric form.

Keywords: electrochemical machining (ECM).

Элементы ковочных штампов и пресс-форм имеют участки, расположенные относительно направления рабочего движения ЭИ под некоторым углом «а». Получение таких поверхностей возможно подвижным электродом-инструментом (ЭИ) с вертикально расположенной боковой поверхностью. При этом электроизоляционное покрытие (ЭИП) на боковой поверхности отсутствует.

Рассматривая элементы полости (рисунок 1), можно отметить, что на участке «1» при ЭХРО реализуется схема обработки неподвижным ЭИ, в то время как на участке «2» реализуется схема обработки подвижным ЭИ.

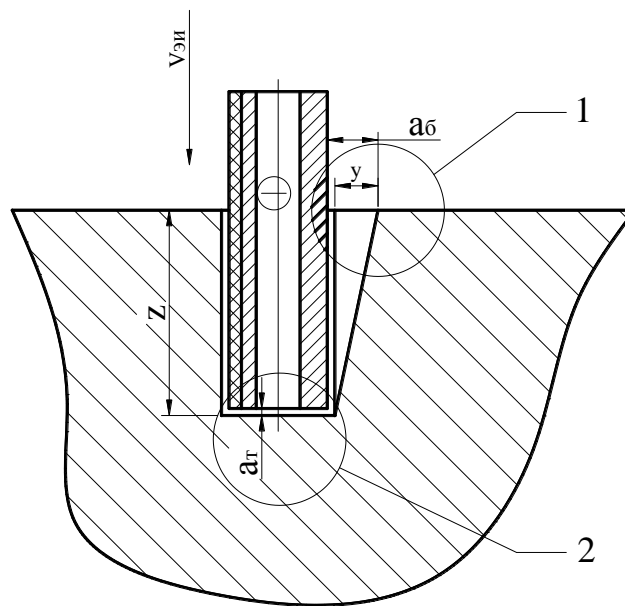


Рисунок 1 – Продольное сечение получаемой полости

Очевидно, что для получения уклона стенки с заданной величиной «у» и выполнения при этом полости глубиной «z» требуется одинаковое время.

Рассмотрим выражения, связывающие линейные скорости на обоих участках.

Так линейная скорость растворения элементов поверхности участка «1» определяется по выражению:

$$V_{л1} = \varepsilon_v \cdot U \cdot \chi \cdot \eta / a_{\tau} = V_{уд}^{об} \cdot U \cdot \chi / a_{\tau} \quad [\text{мм/мин}] \quad (1)$$

При этом

$$a_{\tau} = \sqrt{a_n^2 + 2 \cdot V_{y\partial}^{об} \cdot U \cdot \chi \cdot \tau}$$

где $V_{y\partial}^{об}$ – объемная удельная скорость растворения, $\text{см}^3/(\text{А} \cdot \text{мин})$;

$$V_{y\partial}^{об} = \mathcal{E}_v \cdot \eta$$

\mathcal{E}_v – объемный электрохимический эквивалент, $\text{см}^3/(\text{А} \cdot \text{мин})$;

η – выход по току;

U – рабочее напряжение, В;

χ – удельная электропроводность, $(\text{Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1})$;

a_{τ} – текущий межэлектродный зазор, мм;

τ – длительность обработки, мин.

Для участка «2» линейная скорость растворения элементов поверхности определяется по выражению:

$$V_l = V_{y\partial}^{об} \cdot U \cdot \chi / a_T \quad (2)$$

где a_T – торцевой зазор.

Длительность получения полости глубиной « z » на участке «2» находится по выражению:

$$\tau_2 = z / V_l = z \cdot a_T / (V_{y\partial}^{об} \cdot U \cdot \chi) \quad (3)$$

Воспользовавшись выражением (1), длительность процесса получения уклона величиной « y » на участке «1» определяется по выражению

$$\tau_1 = (a_{\tau}^2 - a_n^2) / (2 \cdot V_{y\partial}^{об} \cdot U \cdot \chi) \quad (4)$$

Приравняв выражения 3 и 4, получаем

$$z \cdot a_T / (V_{y\partial}^{об} \cdot U \cdot \chi) = (a_{\tau}^2 - a_n^2) / (2 \cdot V_{y\partial}^{об} \cdot U \cdot \chi)$$

$$z \cdot a_T = (a_{\tau}^2 - a_n^2) / 2$$

Примем для упрощения расчетов начальный боковой зазор на участке «1» равным торцевому зазору на участке «2» ($a_n = a_T$). Газовыделение в МЭП не учитываем, поскольку его величина зависит от рассматриваемой системы « Me – раствор электролита».

Поскольку (рис.1) текущий боковой зазор на участке «1» равен

$$a_{\tau} = a_n + y$$

получаем окончательное выражение

$$2 \cdot z \cdot a_T = 2 \cdot a_T \cdot y + y^2$$

или

$$a^2 + 2 \cdot a_T \cdot y - 2 \cdot z \cdot a_T = 0 \quad (5)$$

Решение данного квадратичного уравнения дает один корень

$$y = -a_T + \sqrt{a_T^2 + 2 \cdot z \cdot a_T} \quad (6)$$

Задавшись определенными граничными условиями (например: $a_T = 0,05 \dots 0,5$ мм) можно определить предельную величину уклона, когда возможно использование ЭИ с вертикальной боковой поверхностью. При превышении некоторой критической величины уклона целесообразно производить обработку при использовании фасонного ЭИ со стенками расположенными под некоторым углом « α » к вектору скорости перемещения ЭИ.

Анализируя данные представленные на рисунке 2 можно отметить, что увеличение торцевого зазора позволяет получать полости с большей величиной уклона. Однако при этом значительно падает скорость обработки и соответственно возрастает время обработки полости.

Уравнение 5 позволяет решить и обратную задачу, то есть определить торцевой зазор для получения полости с определенным уклоном.

$$a_T = \frac{y^2}{2(z-y)} \tag{7}$$

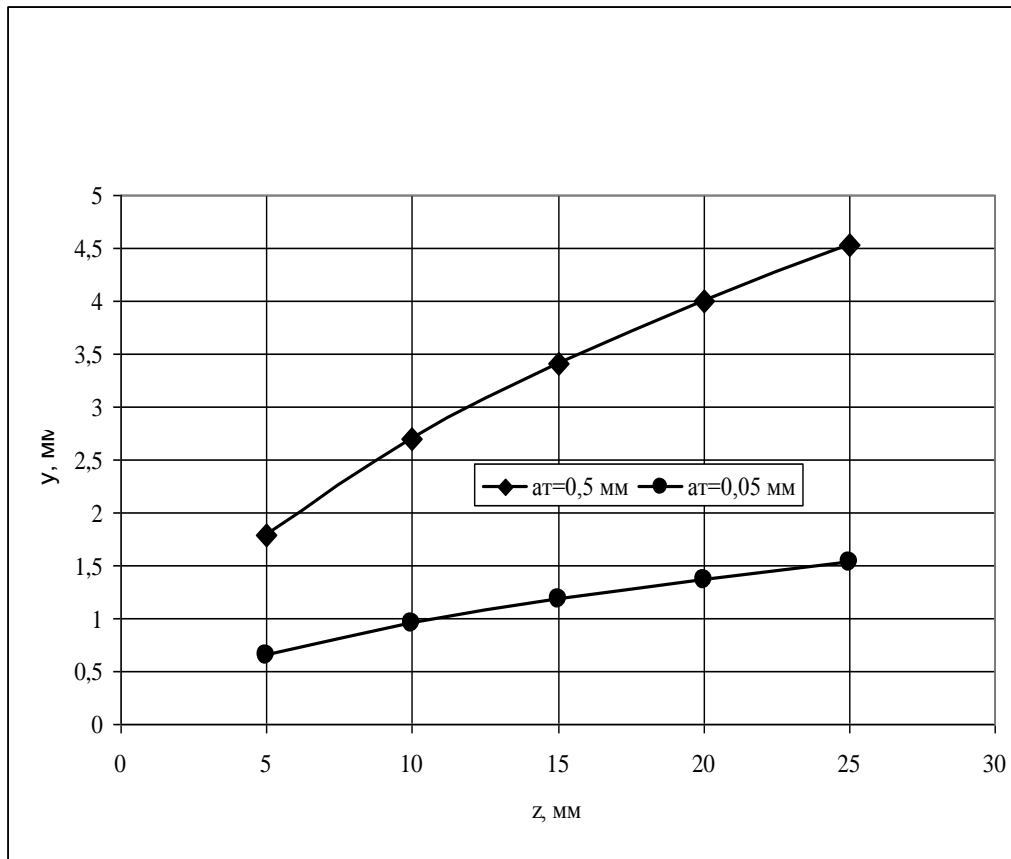


Рисунок 2 – Зависимость величины уклона «у» от глубины полости «z».

Из данных представленных в таблице 1 следует, что получение больших уклонов при малой глубине полости вызывает необходимость обработки на больших МЭЗ, что негативно сказывается на скорости обработки и времени ЭХРО.

Таблица 1 – Зависимость торцевого зазора от величины уклона

y	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
a_T (z=10)	0,013158	0,055556	0,132353	0,250000	0,416667	0,642857	0,942308	1,333333	1,840909
a_T (z=25)	0,005102	0,020833	0,047872	0,086957	0,138889	0,204545	0,284884	0,380952	0,493902

При прямой схеме подачи раствора электролита газовыделение в МЭП приведет к падению скорости растворения на участке «1» и соответственно к уменьшению величины уклона. С точки зрения достижения значительных величин уклона целесообразнее использование обратной схемы подачи электролита.

Наличие возрастающей зависимости выхода металла от потенциала или плотности тока также приведет к снижению достигаемой величины уклона. В данном случае преимущество дает использование сред, когда выход металла не зависит от величины потенциала или тока. Еще более предпочтительно использование сред, в которых наблюдается падающая зависимость выхода металла от потенциала или плотности тока.

Рассмотрим решение обратной задачи на примере обработки закаленной стали 5ХНВ в 30% водном растворе $NaNO_3$ при рабочем напряжении 12 В. В соответствии со справочными данными [1], удельная электропроводность данного раствора составляет 16,06

$\text{Ом}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}$, выход по току для данной системы равен 0,68, объемный электрохимический эквивалент сплава $2,2\cdot 10^{-3} \text{ см}^3/(\text{А}\cdot\text{мин})$.

При выполнении рабочих поверхностей ковочных штампов глубиной 25 мм, требуется обеспечить уклон стенок в 8° (величина уклона составляет 3,5 мм). Воспользовавшись уравнением (7) получаем, что величина торцового зазора должна составить 0,285 мм. Линейная скорость обработки (скорость подачи ЭИ) при этом составит примерно 1,012 мм/мин. Время обработки (основное время) в условиях непрерывной обработки подвижным ЭИ составит около 25 мин.

Для уклона в 3° и глубине обработки 25 мм величина торцового зазора составит примерно 0,036 мм. Обработка на таких зазорах возможна в условиях импульсно-циклической обработки.

При глубине обработки 5 мм и величине торцового зазора 0,5 мм максимально достижимый уклон в соответствии с уравнением (6) или рисунком 2 составит примерно $1,8 \text{ мм}$ (примерно $19-20^\circ$). Для получения больших уклонов необходимо применение фасонного ЭИ.

Рассматривая первый пример в условиях существенного газовыделения (при $Q_{\text{кр}}=0,5$) следует ожидать снижения скорости растворения на участке «1» из-за снижения удельной электропроводности примерно в 2 раза. Поскольку для рассматриваемой системы в диапазоне плотностей тока $1-15 \text{ А/см}^2$ наблюдается также возрастающая зависимость выхода металла от плотности тока [2,3], то на участках «2» и «1» скорости растворения еще более будут различаться. То есть первичное и вторичное распределение тока еще более негативно скажется на получении уклона заданной величины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по электрофизическим и электрохимическим методам обработки / Г.Л.Амитан, И.А.Байсулов, Ю.М.Барон и др. / Под общ. ред. В.А.Волосатова. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд. 1988.-719 с.
2. Нечаев А.В., Зарубинский А.М., Пичугова Н.А., Левин А.И. Электрохимическое поведение некоторых сталей при высоких плотностях тока. - Сб. тр. Всесоюзн. н.т. конф. «Размерная электрохимическая обработка деталей машин» «ЭХО-80». Тула, ТПИ, 1980. С.124-130.
3. Давыдов А.Д., Кашеев В.Д., Мирзоев Р.А. Анодное растворение сплавов на основе железа и никеля в процессе электрохимического размерной обработки в растворах азотнокислого и сернокислого натрия. / Физика и химия обработки материалов. 1974, №5, с.38-41.

Маслов Александр Владимирович

Липецкий государственный технический университет, г. Липецк

Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения»

Россия, г. Липецк (398036), ул. Катукова, д. 40, кв. 16

Тел. 8-910-352-81-61

E-mail: avmas @ mail.ru

В.А. БИТЮКОВ, А.В. ТИНЬКОВА

РАЗРАБОТКА ЭЛАСТИЧНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Рассматривается выбор материалов, определение гидравлических параметров, определение структуры силового каркаса, расчёт минимального радиуса изгиба резиноканевого эластичного трубопровода.

Ключевые слова: эластичный трубопровод, внутренняя камера, силовой каркас, расход жидкости, потери напора на трение, минимальный радиус изгиба.

The choice of materials, determination of hydraulic parameters, determination of structure of power framework, calculation of minimum radius of bend of rezinotkanevogo elastic pipeline, is examined.

Keywords: elastic pipeline, internal chamber, power framework, expense of liquid, losses of pressure on a friction, minimum radius of bend.

Эластичные трубопроводы в настоящее время нашли широкое применение при добыче строительных материалов со дна водоёмов, при проведении строительных работ по намыву дамб и строительных площадок и при транспортировке жидких и сыпучих строительных материалов.

Широкое применение эластичных трубопроводов объясняется их высокими эксплуатационными качествами: мобильность, меньшие масса и объём в 4...5 раз, высокая коррозионная и эрозионная стойкость, меньшие энергозатраты на 15...18%, чем у стальных трубопроводов.

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования эластичных трубопроводов [1...4] показали хорошую сходимость результатов этих исследований. На основе этих работ, опыта расчёта, изготовления и эксплуатации разработан метод их проектирования. В настоящее время фирма НПО «Композит» г. Курск производит эластичные трубопроводы широкой номенклатуры.

Эластичный трубопровод (рисунок 1) состоит из силового каркаса 1, внутренней камеры 2, наружного покрытия 3. Силовой каркас обеспечивает прочность, внутренняя камера противостоит эрозионным и коррозионным воздействиям транспортируемой среды, наружное покрытие защищает силовой каркас от воздействий наружной среды.

Заготовку эластичного трубопровода собирают на стальном дорне, покрывают двумя слоями бинтоленты и вулканизируют в туннельном вулканизаторе.

Разработка эластичных трубопроводов предусматривает следующие этапы: подготовка исходных данных; выбор рецептур резиновых смесей для внутренней камеры и наружного покрытия; определение параметров потока транспортируемой среды; определение прочностных параметров силового каркаса; определение минимального радиуса изгиба.

Исходными данными являются:

- аксонометрическая схема эластичного трубопровода;
- расход транспортируемой среды L , м³/с;
- дальность транспортирования l , м;
- плотность транспортируемой среды ρ , кг/м³;
- давление, создаваемое насосной установкой, Па;
- гранулометрический состав транспортируемой среды;
- наличие масел и нефтепродуктов в транспортируемой среде г/м³;
- температуры наружного воздуха и транспортируемой среды;
- конструктивное исполнение эластичного трубопровода (наземный, плавающий, смешанный).

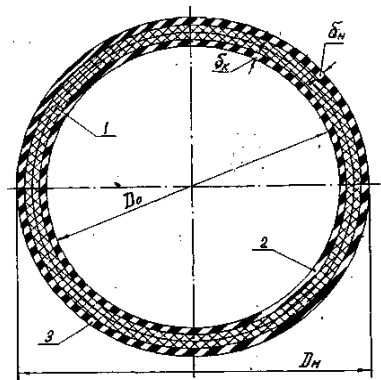


Рисунок 1 - Поперечное сечение эластичного трубопровода

Выбор рецептуры резиновой смеси для внутренней камеры зависит от свойств транспортируемой среды. Для транспортирования нейтральных сред ($pH=6,5...7,5$) используются резиновые смеси на основе изопреновых и бутадиеновых каучуков (СКИ-3, СКД), которые обеспечивают высокое сопротивление абразивному износу, ударным нагрузкам и порезам. Масложиростойкие внутренние камеры изготавливают из резиновых смесей на основе поливинилхлорида (ПВХ). Добавление в эту рецептуру эпихлоргидринового каучука (ЭХГК) обеспечивает работоспособность до $140\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для щелочных и кислотных транспортируемых сред используется кислотощелочные рецептуры резиновых смесей.

Толщина внутренней камеры δ_k составляет $2...8$ мм. Для однофазных транспортируемых сред $\delta_k = 2...4$ мм.

Для полифазных транспортируемых сред с включением твердых тел, которые вызывают ударные нагрузки и порезы толщина внутренней камеры $\delta_k = 6...8$ мм.

Опыт эксплуатации эластичных трубопроводов показал, что толщина наружного покрытия достаточна при $\delta_n = 1...2$ мм из азонстойкой резиновой смеси.

Из проведённых исследований [1,3,4] известно, что под действием внутреннего давления происходит радиальная и осевая деформация эластичного трубопровода. Максимальное значение деформаций имеет место в начале и минимальное значение в конце эластичного трубопровода. Следовательно, средняя скорость потока меняется от V_{min} до V_{max} , где V_{min} и V_{max} – минимальное и максимальное значения средней скорости. Для однофазных жидкостей принимается $V = 3...5$ м/с.

Для устойчивого транспортирования полифазных сред (без образования завалов) необходимо обеспечить взвесенесущую способность потока, которая достигается при условии

$$v_{min} \geq v_e, \quad (1)$$

где v_e – взвесенесущая скорость потока, м/с.

Взвесенесущая скорость зависит от гранулометрического состава сыпучего материала и определяется экспериментальным способом.

Внутренний диаметр в начале эластичного трубопровода определяется по формуле

$$D_1 = 1.13\sqrt{L/v_e}, \quad (2)$$

где D_1 – внутренний диаметр, м; L – расход жидкости, m^3/c .

Силовой каркас рассчитывается на давление создаваемое насосной установкой с запасом прочности, равным 3.

$$T = \frac{3P_n D_1 C}{2}, \quad (3)$$

где T – прочность силового каркаса, Н/м; P_n – давление, создаваемое насосной установкой, Па; C – коэффициент, учитывающий неравномерность слоёв ткани.

Число слоёв технической обрезиненной ткани в каркасе

$$n = \frac{T}{T_T}, \quad (4)$$

где n – число слоёв обрезиненной технической ткани; T_T – прочность обрезиненной технической ткани Н/м.

Относительная радиальная деформация зависит от модуля упругости обрезиненной ткани и от числа слоёв ткани в силовом каркасе. С увеличением слоёв ткани в силовом каркасе модуль упругости возрастает, но не пропорционально числу слоёв.

Относительная радиальная деформация и радиальная прочность каркаса связаны соотношением в соответствии с законом Гука

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{T}{\delta E}, \quad (5)$$

где ε – относительная радиальная деформация, %; σ – радиальные напряжения, возникающие в силовом каркасе, Па; δ – толщина силового каркаса, м; E – модуль упругости при растяжении, Па.

Поэтому для эластичных трубопроводов важными характеристиками является произведение δE и отношение E/E_c – модуль упругости при сжатии, Па.

Таблица 1 – Зависимость δE и E/E_c от числа слоёв ткани

Число слоёв ткани	Марка ткани	Относительная радиальная деформация, ε %	$\delta * E * 10^5$, Н/м	E/E_c
1	бесшовный рукав	2...18	0,018	
2	ТК-100Р	1,5...13	0,66	5,95
2	ТК-100	2...13	1,39	6,63
4	ТК-200	2...14	5,28	7,85
5	ТК-200	2...14	8,04	8,27
6	ТК-200	2...14	10,37	8,82
8	ТК-200	3...14	14,88	9,41

По числу слоёв обрешиненной в силовом каркасе по таблице определяем произведение $\delta * E$.

Изменение внутреннего диаметра по длине эластичного трубопровода определяется функцией [4]

$$D_0 = \sqrt[4]{D_1^4 + \frac{\lambda L^2 \rho}{\delta E} l_0}, \quad (6)$$

где D_0 – начальный диаметр эластичного трубопровода, м; λ – коэффициент гидравлического трения; ρ – плотность жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; l_0 – длина эластичного трубопровода.

Относительная радиальная деформация не должна превышать 14%. При больших значениях резко возрастает скорость эрозионных процессов, что ведёт к быстрому разрушению внутренней камеры.

$$E = \frac{D_1 - D_0}{D_0} 100\%, \quad (7)$$

где E – относительная радиальная деформация, %.

Осевая деформация определяется по формуле

$$\Delta x = \frac{0,628}{D_0 B} \left[\left(D_0^4 + B l \right)^{\frac{1}{4}} - D_0 \right] - 0,785 l_0, \quad (8)$$

где $B = \frac{\lambda * L^2 * \rho}{\delta * E}$.

Потери напора по длине определяются по формуле

$$\Delta P = 3,1 \delta E \left(\frac{1}{D_0} - \frac{1}{\sqrt[4]{D_0 + B l}} \right), \quad (9)$$

Гидравлические исследования и опыт эксплуатации [1,2] показывают, что при равных расходах и равных расстояниях энергетические потери на транспорт в эластичном трубопроводе на 15...18% меньше, чем при транспорте в стальном трубопроводе.

При проведении подготовительных работ (намотка на барабаны, монтаж операционных схем), при эксплуатации приходится осуществлять изгибы резинотканых труб с требуемым радиусом изгиба ρ при внутреннем давлении рабочей среды и без него. При этом необходимо выполнять условие

$$\rho \leq \rho_{\min}. \quad (10)$$

где ρ_{\min} – минимальный радиус изгиба резинотканной трубы. Несоблюдение требуемого условия (10) приводит к потере устойчивости поперечного сечения, выражающееся в образовании заломов и перекрытии поперечного сечения трубы, что может в последствии привести к гидравлическому удару и разрушению трубопровода. Поскольку сохранение первоначальных размеров и формы поперечного сечения резинотканевой трубы является непременным условием надежной работы, то определение параметров, обеспечивающих устойчивость поперечного сечения трубы, представляет важную проблему.

Для плоскостворачиваемых эластичных трубопроводов устойчивость поперечного сечения обеспечивается внутренним давлением и определяется по формуле

$$\rho_{\min} = \frac{2\delta E \left(\frac{D}{2} + 2\delta \right)}{PD} \quad (11)$$

Ранее для потока жидкости были получены функциональные зависимости, показывающие что внутренний диаметр D и статическое давление P меняются по длине эластичного трубопровода. Поставив в формулу значения этих функций получим уравнение

$$\rho_{\min} = \frac{mD_0 \sqrt{D_0^4 + B \left(\frac{D}{2} + 2\delta \right)}}{4\sqrt{D_0^4 + B \left(\frac{D}{2} + 2\delta \right) - mD_0}}, \quad (12)$$

которое показывает, что минимальный радиус изгиба увеличивается по длине трубопровода.

Для многослойной резиноткановой трубы получена следующая формула

$$\rho_{\min} = \frac{\delta r_c \left(\frac{D}{2} + \Delta + \delta \right)}{0.29E\delta^2 + 0.5Pr_c}, \quad (13)$$

где r – внутренний радиус, м; r_c – средний радиус, м; Δ - смещение оси изгиба от оси симметрии поперечного сечения, м;

$$\Delta = r \sin \beta \quad (14)$$

Смещение Δ возникает по причине разности модуля упругости в зоне растяжения E , и модуля упругости в зоне сжатия E_c .

при рассмотрении напряженного состояния поперечного сечения эластичного трубопровода при изгибе получено уравнение, графическая интерпретация которого показана на рисунке 2

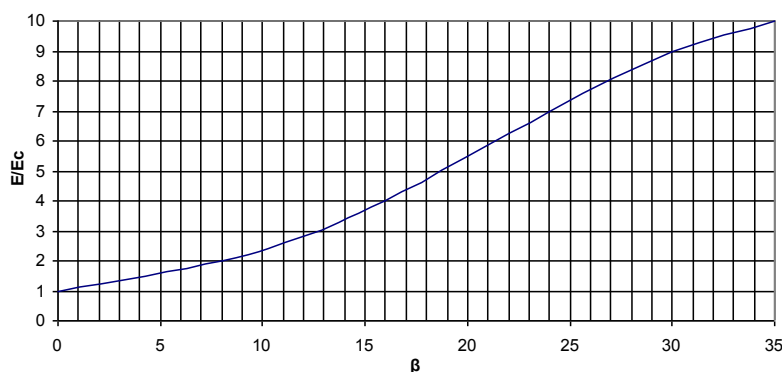


Рисунок 2 – Зависимость отношения модулей E/E_c от угла β

Значение E/E_c выбираются по таблице.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новиков С.Г., Битюков В.А. Применение бесшовных плоскосвариваемых эластичных трубопроводов на поливе сельскохозяйственных культур // Известия Северо-Кавказского научного центра высшей школы. Технические науки. -1988.-№4.-С.24-27.
2. Битюков В.А. Исследование и разработка эластичного всасывающего рукава для мобильных вентиляционных установок// Известия Северо-Кавказского научного центра высшей школы. технические науки. -1990.-№4.-С.30-32.
3. Битюков В.А. Динамический режим в эластичном трубопроводе // Теплоэнергетика. Межвузовский сборник, Воронеж. -1997.-С.178-181.
4. Битюков В.А., Тинькова А.В., Кобелев Н.С. Влияние гидродинамических процессов на радиальные и продольные деформации эластичного трубопровода // Вибрационные машины и технологии. Сборник научных трудов. Курск, 2008. С.446-450.

Битюков В.А.

К.т.н., доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции
Курский Государственный технический университет
Россия, г. Курск, тел. 8(4712)55-29-51.

Тинькова А.В.

Аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции
Курский Государственный технический университет
Россия, г. Курск, тел. 8(4712)55-29-51.

УДК 621.774.6

С.И.ВДОВИН, В.Н.МИХАЙЛОВ, Н.В.ТАТАРЧЕНКОВ

ИЗГИБ ТРУБЫ ПО КРУГЛОМУ КОПИРУ

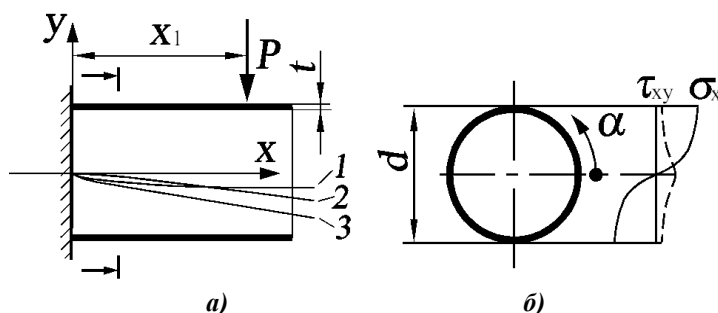
Установлено влияние перерезывающей силы на форму оси трубы, подвергнутой пластическому изгибу с учетом ограничения сдвиговых перемещений, накладываемого рабочей поверхностью копира.

Ключевые слова: труба, пластический изгиб, форма оси, копир.

There is defined an effect of a crosscutting force upon the form of a pipe axis subjected to a plastic bend taking into account the limitation of shear displacements of a superimposed cam with its working surface.

Key words: tube, plastic bend, the form of pipe axis, cam.

Наличие копира ограничивает сдвиговые деформации, которыми сопровождается гибка на малый радиус, соизмеримый с диаметром трубы. При отсутствии ограничения процесс можно рассчитывать как изгиб консольно закрепленной трубы под действием поперечной силы. На расчетной схеме, показанной на рисунке 1, размеру зоны деформирования соответствует расстояние x_1 от точки приложения силы до заделки.



**Рисунок 1 – Формы оси трубы (а), соответствующие деформациям:
1 – γ_{xy} , 2 – ε_x , 3 – суммирующая кривая; примерный вид эпюр напряжений (б)**

Пренебрегаем неравномерностью деформаций по толщине стенки t и принимаем

$$\varepsilon_x = \frac{d \sin \alpha}{2R}, \quad (1)$$

где R – радиус кривой 2; его минимальное значение R_0 достигается на границе с заделкой. Перерезывающую силу и момент выражаем интегралами по $1/4$ площади сечения:

$$P = 2td \int_0^{0,5\pi} \tau_{xy} d\alpha, \\ P(x_1 - x) = td^2 \int_0^{0,5\pi} \sigma_x \sin \alpha d\alpha. \quad (2)$$

Из уравнений связи

$$\sigma_x - \sigma_{cp} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} \varepsilon_x, \quad \tau_{xy} = \frac{1}{3} \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} \gamma_{xy} \quad \text{следует:} \quad \tau_{xy} = \frac{1}{3} \frac{\sigma_x}{\varepsilon_x} \gamma_{xy}.$$

Решая данное уравнение совместно с условием пластичности $\sigma_s^2 = \sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2$ и заменяя ε_x выражением (1), получаем формулы напряжений

$$\sigma_x = \frac{\sigma_s d \sin \alpha}{\sqrt{d^2 \sin^2 \alpha + \frac{4}{3} R^2 \gamma_{xy}^2}}, \quad \tau_{xy} = \frac{2\sigma_s R \gamma_{xy}}{\sqrt{9d^2 \sin^2 \alpha + 12R^2 \gamma_{xy}^2}}. \quad (3)$$

Считаем деформацию сдвига γ_{xy} зависящей только от плеча силы P , т.е. от разности координат $x_1 - x$ на рисунке 1. Неравномерностью этой деформации в сечении трубы пренебрегаем. Благодаря данному допущению выражения перерезывающей силы и момента (2) становятся разрешающими уравнениями относительно неизвестных из числа γ_{xy} , R , P , x_1 (две из которых должны быть заданы). Задаем также константы A , n степенной функции напряжения текучести $\sigma_s = A\varepsilon_i^n$, где

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_x \varepsilon_y + \varepsilon_y^2 + \frac{1}{4} \gamma_{xy}^2}.$$

Принимаем $\varepsilon_y = -0,5\varepsilon_x$, как это имеет место при линейном растяжении и преобразуем выражение интенсивности деформаций к виду:

$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \frac{1}{3} \gamma_{xy}^2},$$

соответственно

$$\sigma_s = A \left[\left(\frac{d \sin \alpha}{2R} \right)^2 + \frac{\gamma_{xy}^2}{3} \right]^{0,5n}. \quad (4)$$

В окрестностях нейтральной поверхности может сохраняться упругое состояние материала, о чем сигнализирует значение напряжения текучести σ_s : будучи подсчитанным по формуле (4) оно не достигает величины σ_{02} .

Пример 1 решения уравнений (2) программой MathCAD относится к изгибу трубы из стали 20 с размерами $d = 50$ мм, $t = 2,5$ мм на радиус $R_0 = 100$ мм при $x_1 = 100$ мм; константы функции упрочнения: $A = 748$ МПа, $n = 0,161$. Искомые значения неизвестных γ_{xy} и P составили 0,061 и 34,9 кН.

Найденное значение γ_{xy} соответствует сдвигу сечения трубы, граничащего с заделкой. По мере удаления от заделки эта деформация быстро уменьшается. Ее значения вместе с радиусами R кривой 2 на рис. 1 определяются в функции x из уравнений (2) с подстановкой найденной ранее силы P и координат $x < x_1$. Результаты расчетов с использованием исходных данных, указанных выше, приведены в таблице 1.

Таблица 1 –Результаты расчетов

x/x_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
R/R_0	1,86	3,69	7,88	18,45	142,3
γ_{xy}	0,037	0,022	0,012	0,0063	0,003

Складывая перемещения точек оси трубы, соответствующие рассчитанным деформациям ε_x и γ_{xy} , получаем суммирующую кривую 3 на рисунке 1.

На рисунке 2 показана схема изгиба трубы по копиру радиуса R_k , границами зоны активного деформирования являются условно изображенная заделка и сечение, находящееся в контакте с обкатывающим роликом радиуса r_1 , который движется по дуге радиуса R_1 .

На участке свободного изгиба ($x_1 > x > x^*$) ось трубы идентична суммирующей кривой 3, перенесенной, как и кривая 2, с предыдущего рисунка. На соседнем участке с угловым

размером φ^* труба прилегает к копиру, его поверхность, на которой показана распределенная реакция, ограничивает деформации γ_{xy} .

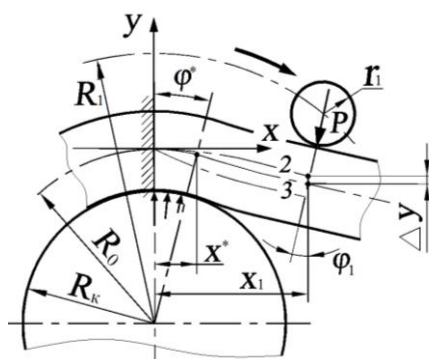


Рисунок 2 – Схема изгиба по копиру обкатывающим роликом

Деформация ε_x изменяется в пределах угла φ^* несмотря на то, что радиус оси трубы здесь одинаков и равен R_0 . Значениям ε_x в сечениях, ограничивающих данный участок, соответствуют различные радиусы кривой 2 в формуле (1): $R = R_0$ при $x = 0$ и $R = R^*$ при $x = x^*$.

Материальные сечения, перемещаясь в пространстве, ограниченном углом φ^* , поворачиваются и восстанавливают перпендикулярность по отношению к оси трубы, нарушенную сдвиговыми деформациями во время свободного изгиба. При этом изменяется длина материальных волокон трубы и соответствующая деформация ε_x , пока последняя не достигнет значений $0,5d\sin\alpha/R_0$. По этому признаку устанавливается граница зоны активного деформирования, обозначенная заделкой. Она перемещается вслед за обкатывающим роликом, поворачиваясь вместе с ним относительно неподвижного копира.

Обозначим деформацию γ_{xy} , действующую в сечении с абсциссой центра x (рисунок 2), как γ^* и запишем для этого сечения условия (2) с учетом формул (3) и (4):

$$P = \frac{4}{3} AtR^* \gamma^* \int_0^{0,5\pi} f_1 d\alpha, \quad P(x_1 - x^*) = At d^2 \int_0^{0,5\pi} f_1 \sin^2 \alpha d\alpha, \quad (5)$$

$$\text{где } f_1 = \left[\left(\frac{d \sin \alpha}{2R^*} \right)^2 + \frac{\gamma^{*2}}{3} \right]^{0,5n} \left[\sin^2 \alpha + \frac{1}{3} \left(\frac{2R^* \gamma^*}{d} \right)^2 \right]^{-0,5}.$$

В сечении, обозначенном заделкой, $\gamma_{xy} = 0$, изгибающий момент

$$Px_1 = At d^2 \int_0^{0,5\pi} \left(\frac{d \sin \alpha}{2R_0} \right)^n \sin \alpha d\alpha. \quad (6)$$

Уравнения (5, 6) содержат неизвестные x^* , R^* , γ^* . Кроме того неизвестна сила P или ее плечо x_1 (одна из этих величин является заданной). Для получения разрешающей системы уравнений необходимо использовать дополнительные, геометрические соотношения. Обратимся к уравнению кривой 2, построенной без учета деформаций γ_{xy}

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_0} \left(\frac{x_1 - x}{x_1} \right)^m. \quad (7)$$

Оно получено на основе степенной функции напряжения текучести (4), которая при отсутствии сдвиговых деформаций идентична функции напряжения σ_x [1].

Заменяем в (7) $1/R = d^2 y/dx^2$ и получаем двукратным интегрированием параметры кривой 2

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-x_1}{(n+1)R_0} \left[1 - \left(\frac{x_1 - x}{x_1} \right)^{m+1} \right], \quad (8)$$

$$y = \frac{x_1^2}{(n+1)(n+2)R_0} \left[1 - \left(\frac{x_1 - x}{x_1} \right)^{m+2} \right] - \frac{x_1 x}{(n+1)R_0}. \quad (9)$$

В принятой системе координат значения этих параметров отрицательны. Размер φ^* на рисунке 2 равен углу наклона оси трубы в сечении с абсциссой центра x^* , одна из компонент этого угла равна γ^* . Другую компоненту приравниваем производной dy/dx согласно (8), в результате

$$\varphi^* = \gamma^* + \frac{x_1}{(n+1)R_0} \left[1 - \left(\frac{x_1 - x^*}{x_1} \right)^{m+1} \right]. \quad (10)$$

Добавив к выражениям (5, 6, 10) очевидное соотношение

$$x^* = R_0 \sin \varphi^*, \quad (11)$$

получаем разрешающую систему уравнений пяти неизвестных: x^* , φ^* , R^* , γ^* , а также P или x_1 .

Пример 2 решения уравнений (5, 6, 10, 11) выполнен по данным предыдущего примера, результаты: $x^* = 0,111x_1$, $\varphi^* = 0,111$, $R^* = 1,74R_0$, $\gamma^* = 0,04$, $P = 35,67$ кН. По сравнению с выходными данными примера 1 значение силы возросло незначительно – на 2,2%. Точно так же увеличится плечо силы x_1 , если задать ее в составе исходных данных значением, равным предыдущему. Следовательно, изгиб трубы по копиру требует приложения большей силы нежели изгиб на такой же радиус при отсутствии ограничений сдвига сечений, однако с учетом реальных условий гибки разница значений сил невелика.

Оценим величину смещения Δy кривой 2 относительно изогнутой оси трубы (см. рис. 2), складывая его из двух компонент. Одна из них Δy_1 образуется на участке прилегания трубы к копиру, с учетом (9)

$$\Delta y_1 = \frac{x_1^2}{(n+1)(n+2)R_0} \left[1 - \left(\frac{x_1 - x^*}{x_1} \right)^{m+2} \right] - \frac{x_1 x^*}{(n+1)R_0} + R_0 (-\cos \varphi^*);$$

на участке свободного изгиба имеем другую компоненту

$$\Delta y_2 = \int_{x^*}^{x_1} \gamma_{xy} dx.$$

Значение Δy_2 находим численным интегрированием, в данном примере $\Delta y_2 \approx 0,65$ мм, $\Delta y = \Delta y_1 + \Delta y_2 = 0,77$ мм. Для сравнения укажем, что при $x = x_1$ согласно формулам (9) прогиб кривой 2 в абсолютном выражении составляет 12,2 мм. Следовательно, в реальности прогиб оси трубы в основном вызывается действием изгибающего момента. Для сравнения: по данным [2] прогибы листа, вызванные действием изгиба и сдвига поперечной силой, оказываются одинаковыми при отношении плеча силы к толщине листа, равном приблизительно 1,2.

Отсюда следует вывод о том, что форма оси трубы в зоне свободного изгиба определяется в основном изгибающим моментом. Роль перерезывающей силы становится заметной лишь при малых значениях ее плеча (x_1 на рис. 2), при этом сила настолько велика, что обкатывающий ролик может оставлять вмятину на стенке трубы, поэтому рекомендуется размещать между трубой и роликом желобообразный элемент. Он воспринимает сосредоточенную силу ролика и сообщает ее изгибаемой заготовке в распределенном виде.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вдовин, С.И. Вариационная оценка утонения труб при гибке/ С.И. Вдовин // Кузнечно-штамповочное производство. – 2007. – № 11. – С. 6–8.
2. Лысов М.И., Закиров И.М. Пластическое формообразование тонкостенных деталей авиатехники (теория и расчет). М.: Машиностроение. 1983. – 174 с.

Вдовин Сергей Иванович

Орловский государственный технического университет, г. Орел
Доктор технических наук, профессор
Адрес: Россия, 302020, г. Орел, Наугорское ш., д. 29
Тел.: (4862) 41-68-77 и 55-98-25
E-mail: avtopl@yandex.ru

Михайлов Валерий Николаевич

Орловский государственный технического университет, г. Орел
Доцент
Адрес: Россия, 302020, г. Орел, Наугорское ш., д. 29
Тел.: (4862) 41-98-59
E-mail: avtopl@yandex.ru

Татарченков Николай Владимирович

Орловский государственный технического университет, г. Орел
Заведующий лабораторией
Адрес: Россия, 302020, г. Орел, Наугорское ш., д. 29
Тел.: (4862) 41-98-35
E-mail: avtopl@yandex.ru

УДК 621.75

Е.А. ПОЛЬСКИЙ, Д.М. ФИЛЬКИН

МОДЕЛЬ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА РАЗМЕРНЫХ СВЯЗЕЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ СБОРОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В работе приводится методика проведения размерного анализа, позволяющая анализировать технологические и эксплуатационные размерные связи в конструкциях машин. В процессе решения практических задач возможна реализация одноступенчатого обеспечения требуемой точности функциональных параметров, а также учет последующей эксплуатации и определение оптимальной долговечности работы отдельных деталей.

Ключевые слова: модель, комплексный анализ, размерные связи, точность сборочных соединений.

The work presents description of complex single-stage model of dimensioning analysis. This model permits to take account of performance and exploitation dimensional relations in assemblies, determine optimal operating life of parts.

Key words: model, the complex analysis, dimensional connections, accuracy of assembly connections.

Точность является одним из важнейших показателей качества для многих машин. Также она прямо или косвенно оказывает влияние на другие служебные показатели, такие как качество выпускаемой продукции, расход топлива, надежность и т.п.

При определении точности размеров, формы и расположения поверхностей деталей машин широко используют методы размерного анализа конструкций и технологических процессов. В процессе решения конструкторских размерных цепей можно обоснованно назначать допуски геометрических параметров точности исходя из условий работы узла или машины в целом. При анализе размерных связей технологических процессов изготовления деталей определяют межоперационные размеры и их допуски, параметры припусков; пересчитывают конструкторские размеры на технологические при несовпадении конструкторских и технологических баз; проверяют правильность выбранной последовательности технологических операций; выполняют расчет необходимой точности приспособлений; производят выбор средств и методов измерений и т. д.

Сегодня постоянно происходит повышение требований к качеству проектирования при одновременной необходимости ускорения темпов выполнения этих работ. В результате появляется необходимость параллельной разработки конструкторской и технологической документации. Жесткое планирование выполнения проектных работ приводит к еще более тесному взаимодействию конструкторов и технологов, созданию единых конструкторско-технологических отделов. Поэтому для повышения эффективности при проведении конструкторско-технологических работ часто необходимо реализовывать принцип одноступенчатого проектирования – технологического обеспечения или повышения непосредственно требуемых функциональных показателей машин.

При выполнении размерного анализа следует использовать общие схемы, объединяющие конструкторские и технологические размеры. Кроме этого для обеспечения качества машины в течение требуемого периода времени (всего срока эксплуатации или межремонтного периода) необходимо учитывать изменение размерных связей в процессе эксплуатации. Поэтому в общие размерные цепи также следует вводить эксплуатационные размеры. Таким образом, появляется возможность обоснованно определять параметры эксплуатационных свойств поверхностей, некоторые параметры технического обслуживания, определять оптимальную долговечность работы отдельных деталей.

Так при решении размерных цепей методом максимума-минимума допуск замыкающего звена определяется суммой допусков всех составляющих размеров:

$$T_{\Delta} = \sum_i^n c_i T_{Si} + \sum_j^m c_j T_{узj} + \sum_k^l c_k T_{экснk},$$

где c – модуль коэффициента передаточного отношения; $T_s, T_{уз}, T_{эксн}$ – допуски конструкторских, технологических и эксплуатационных размеров соответственно.

В общем виде допуск линейного замыкающего звена складывается из допусков составляющих звеньев в каждой из проекций с учетом угловых размеров

$$T_{\Delta} \geq \sqrt{\sum_{i=1}^3 \left(\frac{t}{\beta} \sqrt{\sum_j^n \left(\lambda_{ij} T_j \right)^{\mu}} + \sum_k^m \left(\lambda_{ik} T_{узk} \right)^{\mu} + \sum_p^q \left(\lambda_{ip} T_{экснp} \right)^{\mu} \right)^2}.$$

Здесь t – коэффициент риска, характеризующий вероятность выхода отклонений звена за пределы допуска; λ – коэффициенты относительного среднеквадратичного отклонения; β – коэффициент расширения допуска; μ – коэффициент степени, учитывающий метод расчета размерных цепей.

При назначении допусков составляющих размеров методом «экономически обоснованных допусков» выполняется дополнительное условие $\sum_i^{n+m+q} S_i \rightarrow \min$, где S_i –

функция себестоимости выполнения i -го составляющего размера, n – количество конструктивных составляющих размеров, m – количество технологических составляющих размеров, q – количество эксплуатационных составляющих размеров.

Для вычисления коэффициентов передаточных отношений размеров используется матричный аппарат описания размерных цепей [4]. В общем виде уравнение цепи имеет вид:

$$\mathbf{R}_1 \mathbf{M}_1 \mathbf{R}_2 \mathbf{M}_2 \dots \mathbf{R}_i \mathbf{M}_i \dots \mathbf{R}_n \mathbf{M}_n \mathbf{R}_f = \mathbf{H},$$

где $[R]$ – матрицы суммарных поворотов, равные произведению матриц поворотов вокруг соответствующих осей, $[M]$ – матрицы перемещений вдоль оси x , $[H]$ – вектор-столбец замыкающего звена.

Задавая небольшие приращения каждому из параметров можно вычислить их коэффициенты передаточных отношений.

$$c_{i_a} = \frac{H_{i_{a+\Delta}} - H_{i_{a-\Delta}}}{2\Delta},$$

где a – исследуемый параметр (линейный или угловой размер, элементарная погрешность, эксплуатационное свойство поверхности); c_{i_a} – коэффициент передаточного отношения параметра a на одну из координатных осей (x, y или z); $H_{i_{a+\Delta}}$ и $H_{i_{a-\Delta}}$ – значения замыкающего звена после приращения Δ к параметру a .

Включение в расчетную схему эксплуатационных размеров, воздействующих на точность замыкающего звена, позволяет с большей надежностью обеспечить качество изделий. При этом приходится учитывать ряд новых ограничений и условий.

Значения этих дополнительных звеньев являются функциями, которые определяются внешними и внутренними факторами. К внешним можно отнести условия эксплуатации: величина и характер нагрузки, скоростные режимы, планируемая долговечность и др. К внутренним факторам – параметры, которые определяют эксплуатационные свойства сопряженных поверхностей: материал деталей, методы обработки, смазка, параметры качества поверхностного слоя и др.

Также эксплуатационные размеры в ряде случаев могут быть зависимыми от значений технологических размеров деталей. Такая связь может осуществляться, например, через изменение нагрузки в сопряжении в результате варьирования размеров зазора. При необходимости это можно учесть выбором соответствующей модели [1] сложения составляющих размеров цепи (функциональной или корреляционной).

Также следует обратить внимание на характер эксплуатационных звеньев. Их можно разделить на звенья, имеющие условно постоянный размер, и звенья, имеющие условно переменный во времени размер. К первым относятся эксплуатационные размеры, связанные

с деформациями контактирующих поверхностей, а ко вторым – с изнашиванием поверхностей. При этом переменный во времени размер является некоторой постоянной величиной для всего периода эксплуатации узла или машины.

В зависимости от того как машину предполагается эксплуатировать, можно выделить: одинаковую долговечность всех деталей сборки или разную. Использование различной долговечности деталей в узле или узлов в машине позволяет управлять точностью замыкающих звеньев сборки и тем самым находить экономически оптимальный вариант межремонтного обслуживания. Наличие ремонтов с заменой деталей потерявших точность позволяет уменьшать допуски эксплуатационных звеньев и тем самым облегчает обеспечение заданной точности машины.

Таким образом, допуск замыкающего звена складывается:

$$T_{\Delta} = \sum_i^n c_i T_i + \sum_j^m c_j T_{изз_j} + \sum_k^l c_k k_{внут_k} k_{внеш_k} k_{Т_{эк_k}} T_{эксп_k} + \sum_q^p c_q k_{внут_q} k_{внеш_q} k_{\delta} k_{Т_{эк_q}} T_{эксп_q}$$

где $k_{внеш_j}$ – коэффициент, характеризующий зависимость допуска j-го эксплуатационного размера от внешних факторов, $k_{внут_j}$ – коэффициент, характеризующие зависимость допуска j-го эксплуатационного размера от внутренних факторов, $k_{Т_{эк}}$ – коэффициент учитывающий погрешности расчетной модели определения эксплуатационных свойств; k_{δ} – коэффициент долговечности, характеризующий кратность долговечности узла межремонтному периоду эксплуатации.

При определении коэффициентов $k_{внеш_j}$ необходимо учитывать форму контактирующих поверхностей, а также характер протекающих при этом процессов. В общем случае решение прямой задачи размерного анализа по представленному уравнению требует оптимизации с учетом затрат не только на изготовление и эксплуатацию, но и на ремонт и связанный с ним простой оборудования.

Повышение точности результатов выполнения размерного анализа находит широкое практическое применение в производстве. В частности, на ЗАО «Брянский машиностроительный завод» стояла задача в повышении надежности функционирования узла регулятора дизеля.

Для ряда дизелей ДБ62 используется пневмогидравлический регулятор фирмы «Woodward» типа PGA200. С помощью него осуществляется управление числом оборотов двигателя, за счет дозирования количества топлива (угол поворота отсечного вала), подаваемого в двигатель.

Встроенный в регулятор масляный насос через золотниковую втулку, положение которой определяется давлением управляющего воздуха, попадает масло в необходимом количестве на силовой поршень регулятора. Силовой поршень через систему тяг и рычагов вращает выходной вал регулятора и отсечной вал с тягами топливных насосов. Вращение ведущего механизма масляного насоса и золотниковой втулки осуществляется механической передачей от приводного вала регулятора.

Для нормальной работы привода необходимо обеспечить ряд конструкторских требований: зазор в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи (0,25...0,35 мм), осевой и боковой зазор в зубчатом зацеплении конической передачи (0,10...0,15 мм и $\pm 0,1$ мм соответственно), осевые зазоры (0,05...0,25 мм). При несоблюдении указанных требований в процессе изготовления деталей и сборки привода возможна неустойчивая работа регулятора (колебания частоты вращения), несоответствие режима работы, задаваемого системой управления, заедание и задиры зубчатых зацеплений.

В процессе эксплуатации размерные связи, полученные при изготовлении деталей и их сборки, начинают изменять в результате изнашивания и различного рода деформаций. При выполнении размерного анализа конструкции для обеспечения точности в течение заданной долговечности узла необходимо ввести в размерные цепи дополнительные эксплуатационные связи.

На рисунке 1 изображена размерная цепь с учетом изнашивания торцов оси и втулок в процессе эксплуатации, а также контактных деформаций в сопряжении «ось-шайба регулировочная» при сборке.

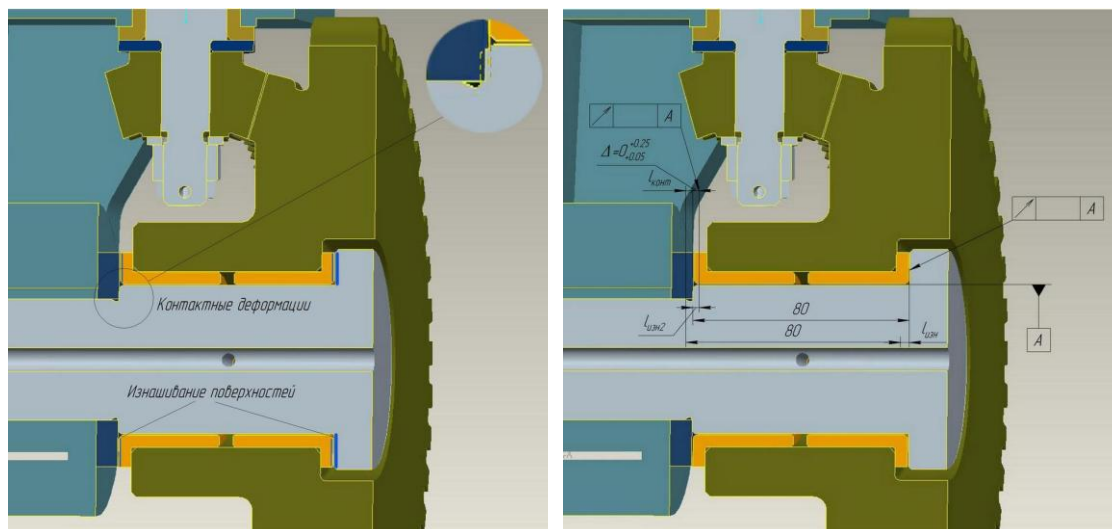


Рисунок 1 – Размерная цепь осевого зазора 1 с учетом износа и контактных деформаций

Для обеспечения точности замыкающего звена в расчетную схему могут быть введены дополнительные размеры $l_{изн1}$, $l_{изн2}$ и $l_{конт}$. Их номинальные размеры берутся равными нулю, а допуски характеризуют износы и контактные деформации в соответствующих сопряжениях. С учетом действующих в узле усилий было решено исключить размер $l_{изн2}$, так как он оказывает незначительное влияние.

Размерная цепь решается методом полной взаимозаменяемости.

После расчета параметров замыкающего звена определяются передаточные отношения размеров: $c_{80\uparrow} = 1$; $c_{80\downarrow} = -1$; $l_{конт} = -1$; $l_{изн1} = 1$.

Сопряжение «ось - шайба регулировочная» можно отнести к виду контакта «плоскость – плоскость» при их относительном вращении.

В результате предварительного усилия затяжки давление на торцах деталей «Ось» и «Шайба регулировочная» составит $p = \frac{4P}{\pi(D-d)^2} = \frac{4 \cdot 10^4}{\pi(54-44)^2 \cdot 10^{-6}} \approx 127 \text{ МПа}$, поэтому допуск звена контактных деформаций определяется как

$$T_{конт} = y_{упр.д} = \frac{p}{j_1} + \frac{p}{j_2} = \frac{127}{33} + \frac{127}{20} \approx 10 \text{ мкм}.$$

Здесь j – значения контактной жесткости поверхностей, рассчитанные по зависимостям [3] с учетом технологии их обработки.

Допуск звена износа $l_{изн}$ может быть рассчитан следующим образом [2]:

$$T_{изн} = U_{\min} = \frac{\epsilon_1 + k_2}{R-r} \frac{P_{nt}}{\left(1 - \frac{6k_2 R \epsilon_p}{(k_1 + k_2)(R^2 + rR + r^2)}\right)} = \frac{\epsilon_1 + k_2}{0,5 \left(\frac{D_{\text{вн}}}{\epsilon_{\text{вн}}} - d_{\text{вн}} \right)} P_{nt} \approx 16 \text{ мкм}.$$

На основе технологической сложности обеспечения точности размеров назначаются следующие допуски конструкторских размеров:

$$T_{80\uparrow} = 0,05 \text{ мм}, T_{80\downarrow} = 0,074 \text{ мм}, T_{\text{б.втулки}} = 0,02 \text{ мм}, T_{\text{б.ось}} = 0,02 \text{ мм} (T_{\text{б.втулки2}} = 0,03 \text{ мм}).$$

При этом использовались функции экономических моделей себестоимости обеспечения параметров точности и эксплуатационных свойств.

В процессе определения середин полей допусков для эксплуатационных звеньев учитывался их характер: $\Delta_{0_{конт}} = y_{пл.д} = \frac{p}{j_1} + \frac{p}{j_2} = \frac{127}{26} + \frac{127}{10} = 17 \text{ мкм} = 0,017 \text{ мм}$ и

$$\Delta_{0_{изн}} = T_{изн} / 2 = 0,008 \text{ мкм}.$$

В итоге получены следующие значения составляющих размеров: $80_{-0,074} мм$, $80_{+0,127}^{+0,177} мм$ и допуски биения торцов оси и втулок $0,02 мм$.

Размерная цепь, формирующая точность второго осевого зазора $\left(\begin{smallmatrix} 0,25 \\ 0,05 \end{smallmatrix} \right) мм$ показана на рисунке 2.

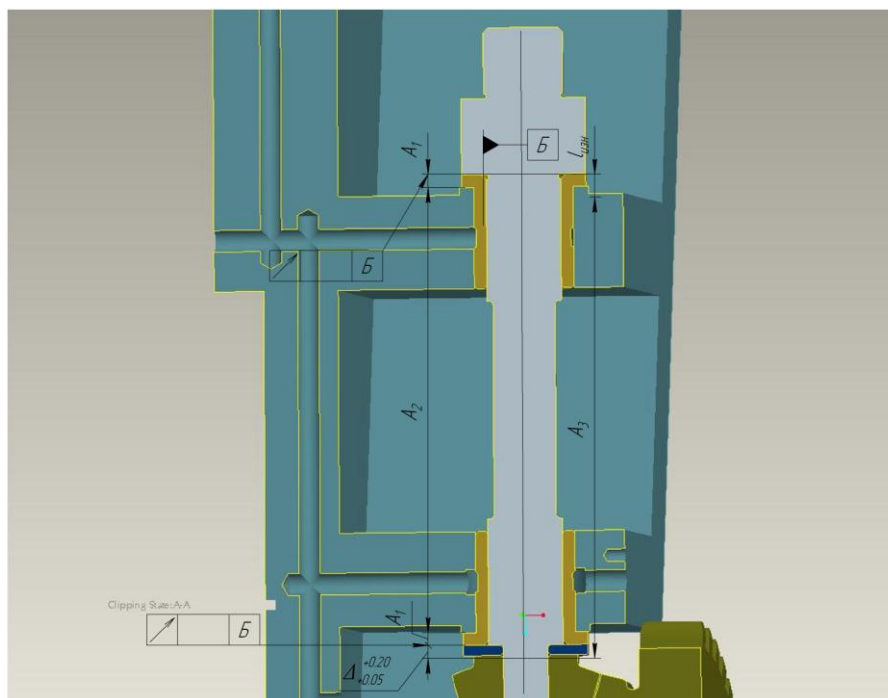


Рисунок 2 – Размерная цепь осевого зазора 2

Эта цепь формируется следующими размерами: втулки $A_1 = 5 мм$, кронштейна $A_2 = 176 мм$, вала $A_3 = 186 мм$, углом перекоса осей α с номиналом равным 0. Также в расчетную схему введен дополнительный размер $l_{изн}$. Размерная цепь имеет вид плоской цепи. Метод решения – полная взаимозаменяемость.

При определении коэффициентов передаточных отношений размеров используется уравнение размерной цепи в матричной форме:

$$t_{A_1} \cdot t_{A_2} \cdot t_{A_3} \cdot R_{A_3} \cdot t_{A_3} \cdot t_{l_{изн}} \cdot \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^T = \begin{pmatrix} X & Y & Z & 1 \end{pmatrix}^T.$$

Для пояснения приведены матрицы некоторых размеров из этого уравнения:

- размер втулки A_1 : $t_{A_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 5 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$;

- размер вала A_3 : $R_{A_3} = \begin{bmatrix} \cos 180^\circ & -\sin 180^\circ & 0 & 0 \\ \sin 180^\circ & \cos 180^\circ & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$, $t_{A_3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 186 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$.

Допуск замыкающего размера определяется:

$$T_{\Delta} = \sqrt{(T_{A_1} + T_{A_2} + T_{A_3} + T_{биение1} + T_{биение2} + T_{l_{изн}})^2 + (3,25T_{\alpha})^2}.$$

Сопряжение «вал – втулка» также соответствует контакту «плоскость – плоскость» при их относительном вращении, поэтому допуск может быть определен по приведенной выше зависимости. Однако в данном случае следует учитывать эксцентриситет приложения нагрузки $\varepsilon_p = 2,4 мм$. В результате допуск на износ составит $T_{l_{изн}} \approx 30 мкм$.

На основе технологической сложности обеспечения точности размеров назначаются следующие допуски размеров:

$$T_{A_1} = 0,012 \text{ мм}, T_{A_2} = 0,040 \text{ мм}, T_{A_3} = 0,046 \text{ мм}, T_{\alpha} = 0,027^{\circ} = 1'37'', T_{\text{биение}} = 0,018 \text{ мм}.$$

В итоге получены следующие значения составляющих размеров: $A_1 = 5_{-0,018}^{\text{мм}}$, $A_2 = 176_{-0,04}^{\text{мм}}$, $A_3 = 186_{+0,074}^{+0,120} \text{ мм}$, $\alpha = 0 \pm 48''$ и допуски биения втулок $0,018 \text{ мм}$.

Для обеспечения точности оставшихся требований необходимо решить еще одну пространственную размерную цепь (рисунок 3).

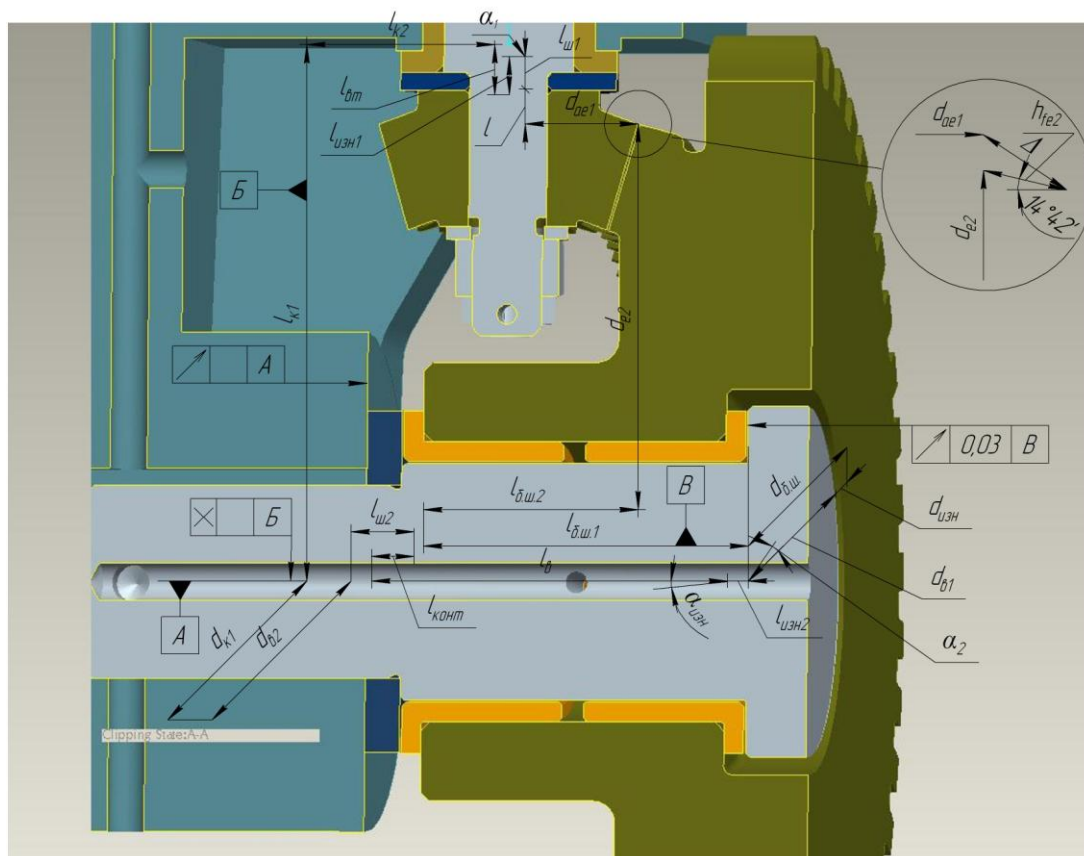


Рисунок 3 – Пространственная размерная цепь 3 с дополнительными эксплуатационными звеньями

Цепь формируется следующими размерами: размерами кронштейна ($l_{кр1} = 121 \text{ мм}$, $l_{кр2} = 32 \text{ мм}$ и $d_{кр} = 44 \text{ мм}$), втулки 1 ($l_{вт1} = 5 \text{ мм}$), шайбы регулировочной 1 ($l_{шт1} = 4 \text{ мм}$), шестерни конической ($l = 7,7 \text{ мм}$ и $d_{ае1}/2 = 29,9 \text{ мм}$), блока шестерни ($h_{фе2} = 3 \text{ мм}$, $d_{е2}/2 = 105 \text{ мм}$, $l_{б.шт.2} = 46 \text{ мм}$ и $l_{б.шт.1} = 70 \text{ мм}$), втулки 2 ($l_{вт2} = 5 \text{ мм}$), оси ($l_{б} = 80 \text{ мм}$, $d_{е1}/2 = 27 \text{ мм}$ и $d_{е2}/2 = 22 \text{ мм}$), шайбы регулировочной 2 ($l_{шт2} = 8 \text{ мм}$), углами осей $\alpha_1 = 0^{\circ}$ и $\alpha_2 = 5,3^{\circ}$ (определяется соотношением усилий F_r и F_t в конической передаче), допуски биения и пересечения осей, звенья-износы $l_{изн1}$, $l_{изн2}$, $d_{изн}$ и $\alpha_{изн}$, контактные деформации $l_{конт}$.

Размерная цепь решается методом пригонки. Однако здесь имеется существенное отличие при сравнении с расчетом без учета эксплуатации. Дело в том, что наличие износа и контактных деформаций поверхностей не позволяет полностью компенсировать все погрешности составляющих допусков. В данном случае компенсации подлежат только допуски конструкторских составляющих размеров; с некоторыми допущениями можно учесть и контактные деформации «Шайбы регулировочной» при условии обеспечения постоянства усилий предварительной затяжки гайки (для закрепления рассматриваемой оси). Изнашивание подвижных сопряженных поверхностей происходит уже в процессе

эксплуатации и поэтому не может быть компенсировано при сборке узла. В результате, размерную цепь необходимо рассчитывать в два этапа:

- 1) методом полной взаимозаменяемости анализируется размерная цепь, состоящая из исходного размера Δ , конструкторских размеров $l_{ш1}$ и $l_{ш2}$, угла α_1 , звеньев износа $l_{изн1}$, $l_{изн2}$ и $\alpha_{изн}$;
- 2) методом пригонки рассчитывается размерная цепь в соответствии с принятой схемой компенсации.

Так как для обеспечения точности замыкающего звена размерной цепи используются компенсаторы регулировочные шайбы 1 и 2, поэтому компенсация производится только в направлении осей x и y . Допуск в направлении оси z , $T_{\Delta z}$, необходимо обеспечить допусками составляющих размеров. Для этого также используется метод полной взаимозаменяемости.

Таким образом, после выполнения необходимых: размеры компенсаторов $l_{ш1} = 4^{+0,381}_{-0,191}$ мм и $l_{ш2} = 8^{+0,918}_{+0,336}$ мм, конструкторские размеры $d_{\epsilon 2} = 44^{+0,016}$ мм, $d_{\kappa 1} = 44_{-0,016}$ мм, $d_{бш} = 54^{+0,049}_{+0,030}$ мм, $d_{\epsilon 1} = 54_{-0,049}^{-0,030}$ мм, и допуск пересечения осей 0,016 мм. Допуски остальных размеров, у которых коэффициенты передаточного отношения $c_z = 0$, назначаются свободно т.к. их погрешность будет компенсирована пригонкой.

В результате проведенного размерного анализа была обеспечена точность регулирования дизелей ДБ62 в течение планируемого срока эксплуатации. Расчеты показывают, что без учета дополнительных эксплуатационных связей, только по этим трем размерным цепям, возможен брак до 15,6 % выпускаемых дизелей (при нормальном законе распределения размеров в допуске) вследствие преждевременной потери точности привода регулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев, П.Ф. Расчет допусков размеров/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Машиностроение, 2001. 304 с.
2. Проников, А.С. Надежность машин/ А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
3. Сулов, А.Г. Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений/ А.Г. Сулов, В.П. Федоров, О.А. Горленко и [и др.] под общей ред. А.Г. Сулова. – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.
4. Huang, M.F. Dimensional and geometrical tolerance balancing in concurrent design/ M.F. Huang, Y. Zhong// Int J Adv Manuf Technol. – 2008. – N35. – С. 723–735.

Польский Евгений Александрович

Брянский государственный технический университет, г. Брянск
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения»
Тел. 8-909-243-65-95
E-mail: polski.eugene@gmail.com

Филькин Дмитрий Михайлович

Брянский государственный технический университет, г. Брянск
Ассистент кафедры «Технология машиностроения»
Тел. 8-919-194-40-81
E-mail: filkin_dm@mail.ru

А.Ю. КОРНЕЕВ, Л.А. САВИН, М.М. ЯРОСЛАВЦЕВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВУХФАЗНОГО НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА В КОНИЧЕСКОМ ГИБРИДНОМ ПОДШИПНИКЕ

Предложена математическая модель расчета полей давлений в смазочном материале в условиях переменных теплофизических свойств и двухфазного турбулентного состояния в коническом гибридном подшипнике. Представлена расчетная схема подшипника и описаны преимущества данного типа опор.

Ключевые слова: конический гибридный подшипник, двухфазность, турбулентность.

The mathematical model of calculation pressure fields in lubricant under conditions of variable thermo-physical properties and a diphasic turbulence condition in a conical hybrid bearing is offered. The analytical model of bearing is presented and advantages of present type of bearings are described.

Key words: conical hybrid bearing, diphasic condition, turbulence.

В связи с постоянно увеличивающимися потребностями в области турбомашиностроения в последнее время все большее применение в качестве опор высокоскоростных роторов находят конические опоры скольжения, позволяющие одновременно воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку [1 – 4]. Наибольшее распространение получили конические гладкие гидродинамические подшипники (ГДП), обеспечивающие необходимую несущую способность. Цикл работ по коническим гладким ГДП [2 – 4] посвящен исследованию их статических и динамических характеристик, на основании анализа которых даются основные закономерности работы. Однако, достаточно часто такие опоры скольжения не обеспечивают необходимой устойчивости движения ротора. Решение данной проблемы было найдено в виде использования конструкции конического многоклинового гидродинамического подшипника (МГДП) [4]. Замена гладкой поверхности на многоклиновую позволяет существенно повысить устойчивость движения вала за счет возникновения дополнительных гидродинамических клиньев в ненагруженной зоне. При правильно подобранном давлении подачи смазочного материала и геометрических характеристиках многоклиновые подшипники способны почти полностью подавлять вихрь и биение роторов высокоскоростных турбомашин. Однако, эти опоры обладают существенным недостатком – снижается несущая способность.

Совмещение в одной конструкции двух различных типов опор скольжения позволяет получить принципиально новый тип подшипника, называемого гибридным, который совмещает в своей конструкции гладкую и многоклиновую части [4]. Такая конструкция позволяет одновременное использование преимуществ двух типов подшипников – гладкая часть обеспечивает большую несущую способность, а многоклиновая – необходимую устойчивость движения ротора. Использование таких подшипников необходимо в случаях, когда требуется обеспечить большую грузоподъемность при сохранении устойчивого положения роторов высокоскоростных турбомашин. Это особенно актуально для различных высокоскоростных турбомашин и агрегатов, компрессоров и детандеров.

Рассматриваемый в данной статье подшипник представляет гибридную опору, состоящую из конических гладкой и многоклиновой частей (рисунок 1). Длина L гибридной опоры определяется из суммы длин гладкой $L_{гг}$ и многоклиновой $L_{м}$ частей. Минимальный и максимальный радиусы опорной поверхности гладкой части гибридного подшипника R_1 и $R_{ср}$, а минимальный и максимальный радиусы многоклиновой части – $R_{ср}$ и R_2

соответственно; угол, соответствующий одному сегменту – α_0 ; соответствующая трехмерная модель и развертка конического гибридного подшипника также приведены на рисунке 1.

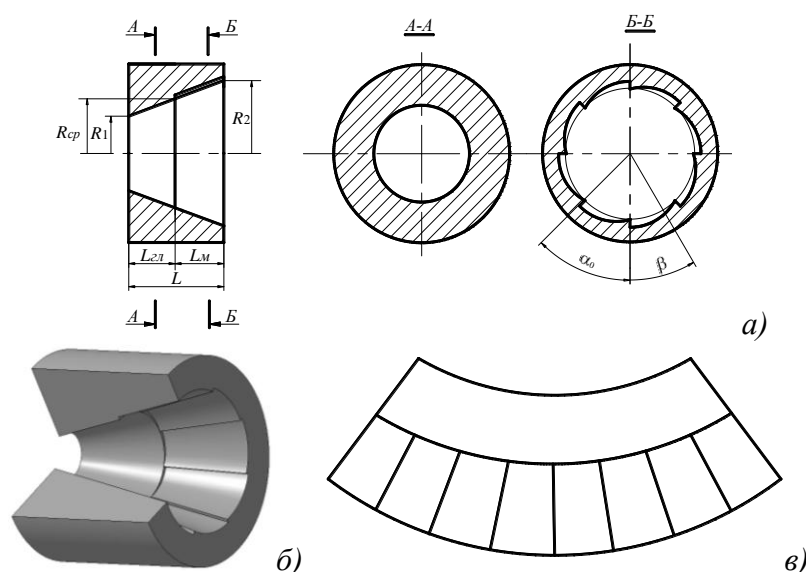


Рисунок 1 – Конический гибридный гидродинамический подшипник: а) расчетная схема; б) 3D-модель; в) развертка опорной поверхности

Особенность расчета подшипников скольжения, и в том числе конических, заключается в необходимости учета сложной геометрии зазора между опорными поверхностями. В данном случае используется развертка конической поверхности в полярной системе координат. Поскольку гибридный подшипник состоит из двух частей, то и функция полного зазора будет рассматриваться отдельно для каждого из участков, и в общем виде может быть записана как:

$$h = \begin{cases} h(r, \varphi), & \text{если } r \leq R_{cp}; \\ h(r, \varphi) + h_s, & \text{если } r > R_{cp}, \end{cases} \quad (1)$$

где $h(r, \varphi)$ – функция зазора между валом и конической поверхностью, вписанной по выступам клиньев; h_s – функция зазора вдоль поверхности сегмента, определяемая его геометрией в окружном направлении; r и φ – осевая и окружная координаты по опорной поверхности подшипника.

При наличии перекоса оси ротора относительно оси конического подшипника полный зазор является функцией двух переменных координат r и φ и представляется следующим образом:

$$h(r, \varphi) = h_0 - \left[X \sin \beta + Y \cos \beta \right] \cos \frac{\alpha}{2} + Z \sin \frac{\alpha}{2} + \left(r - r_1 \right) \operatorname{tg} \gamma, \quad (2)$$

где обозначено: h_0 – номинальный зазор при концентрическом положении цапфы в подшипнике; X, Y, Z – координаты центра цапфы в радиальном (X, Y) и осевом (Z) направлениях относительно центра подшипника; α – угол конусности подшипника; γ – угол перекоса.

Поскольку угловая β и осевая r_1 координаты определяется по формулам:

$$\beta = \frac{\varphi}{\sin \frac{\alpha}{2}}; \quad r_1 = \frac{R_1}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

то функция зазора $h(r, \varphi)$ записывается следующим образом [2 – 4]:

$$h(r, \varphi) = h_0 - \left[X \sin \left(\frac{\varphi}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) + Y \cos \left(\frac{\varphi}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) \right] \cos \frac{\alpha}{2} + Z \sin \frac{\alpha}{2} + \left(r - \frac{R_1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) \operatorname{tg} \gamma. \quad (3)$$

На функцию зазора $h(r, \varphi)$, помимо ограничений: $e_p = \sqrt{e_X^2 + e_Y^2} < h_{0XY}$, $e_o > Z_{\min} = -\frac{h_0}{\sin \frac{\alpha}{2}}$,

где соответствующие эксцентриситеты равны: $e_X = X$, $e_Y = Y$, $e_o = e_Z = Z$, накладывается

дополнительное ограничение, которое состоит в том, что угол перекося γ оси ротора относительно оси подшипника не должен превышать максимального угла перекося: $\gamma < \gamma_{\max}$. Поскольку максимальный угол перекося γ_{\max} определяется как: $\operatorname{tg} \gamma_{\max} = h \varphi / L_0$ (где L_0 – длина образующей подшипника), и учитывая малость углов перекося, связанную с небольшими радиальными зазорами, т.е. $\operatorname{tg} \gamma \approx \gamma$, формула по определению максимального угла перекося записывается как:

$$\gamma_{\max} = \frac{h_0 - [X \sin \beta + Y \cos \beta] \cos \alpha/2 + Z \sin \alpha/2}{L \cos \alpha/2}$$

Обезразмеренная функция зазора \bar{h}_S для клиньев может быть линейной, но в общем случае представляет собой зависимость вида:

$$\bar{h}_S = \frac{2}{1 + \cos(\varphi_S - \varphi)} - 1, \text{ при } \varphi \geq (n - 1)\varphi_S, \quad (4)$$

где n – номер сегмента ($n = 1; \dots; N_S$); φ_S – угол развертки одного сегмента, определяемый соотношением:

$$\varphi_S = \frac{2\pi \sin \alpha/2}{N_S}$$

Переход к размерной форме осуществляется путем умножения функции \bar{h}_S на величину среднего номинального зазора h_0 :

$$h_S = \left(\frac{2}{1 + \cos(\varphi_S - \varphi)} - 1 \right) h_0 = \frac{1 - \cos(\varphi_S - \varphi)}{1 + \cos(\varphi_S - \varphi)} h_0. \quad (5)$$

Подставив формулы (3) и (5) в выражение (1) по определению зазора для многоклиновой части (при $r > R_{cp}$) и преобразовав, можно записать функцию зазора для конического многоклинового участка гибридного подшипника в следующем виде [4]:

$$h = \frac{2h_0}{1 + \cos(\varphi_S - \varphi)} \left[X \sin \left(\frac{\varphi}{\sin \alpha/2} \right) + Y \cos \left(\frac{\varphi}{\sin \alpha/2} \right) \right] \cos \alpha/2 + Z \sin \alpha/2 \left(r - \frac{R_1}{\sin \alpha/2} \right) \operatorname{tg} \gamma. \quad (6)$$

Подставляя выражения (3) и (6) в выражение (1), можно определить функцию полного зазора в гибридном подшипнике с учетом перекося оси ротора относительно оси подшипника на любом участке, которая затем используется в математической модели расчета полей давлений в смазочном слое.

При проектировании и расчете опор высокоскоростных роторов возникает необходимость учета двухфазного состояния смазочного материала, поскольку происходит появление паровой фазы вследствие вскипания и/или кавитации [4, 5]. В этом случае существенно меняются теплофизические параметры смазочного материала в целом (плотность, вязкость и т.д.), что оказывает непосредственное влияние на статические (несущая способность, расход, потери мощности) и динамические (коэффициенты жесткости и демпфирования) характеристики опор. Рассмотрение двухфазного парожидкостного состояния смазочного материала проводится на основании гомогенной модели двухфазной среды [4, 5].

Осредненные значения параметров парожидкостного смазочного слоя определяются по массовому паросодержанию и физическим свойствам каждой фазы на линии насыщения. Так, такие параметры двухфазной среды, как энтальпия I и плотность ρ , выражаются следующими соотношениями [4, 5] (...' и ...'' – соответственно жидкая и газовая фаза):

$$I_m = I' \chi + I'' \chi; \quad \frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{\rho'} \chi + \frac{1}{\rho''} \chi,$$

откуда получают значения паросодержания χ и плотности:

$$\chi = \frac{I_m - I'}{I'' - I'}; \quad \rho_m = \frac{\rho' \rho''}{\rho'' \chi + \rho'}. \quad (7)$$

Поскольку вязкость двухфазной среды определяется вязкостью составляющих ее фаз и зависит от структуры потока, режима течения и других факторов, то, в соответствии с результатами работ [4, 5], коэффициент динамической вязкости определяется как:

$$\mu_m = \begin{cases} \mu' \left(1 - \chi \frac{\rho_m \mu' + 2,5 \mu''}{\rho'' \mu' + \mu''} \right), & \text{при } \chi \leq 0,05; \\ \frac{\chi \mu'' \rho' + \rho'' \mu'}{\chi \rho' + \rho''}, & \text{при } \chi > 0,05. \end{cases} \quad (8)$$

Для двухфазного турбулентного течения смазочного материала коэффициенты турбулентности K_r и K_ϕ смазочного слоя будут рассчитываться согласно методике, основанной на свойстве аддитивности параметров среды [4, 5]:

$$K_r = K'_r \chi + K''_r (1 - \chi); \quad K_\phi = K'_\phi \chi + K''_\phi (1 - \chi), \quad (9)$$

причем значения коэффициентов турбулентности каждой из фаз определяются по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} K'_\phi &= 1 + 0,044 \cdot Re'^{0,725}; & K''_\phi &= 1 + 0,044 \cdot Re''^{0,725}; \\ K'_r &= 1 + 0,0247 \cdot Re'^{0,65}; & K''_r &= 1 + 0,0247 \cdot Re''^{0,65}, \end{aligned} \quad (10)$$

где значения чисел Рейнольдса для каждой из фаз определяются как:

$$Re' = \frac{k^* \omega R_y^* \rho' h}{\mu'}; \quad Re'' = \frac{k^* \omega R_y^* \rho'' h}{\mu''},$$

где k^* – коэффициент Кармана, определяющий величину пути смешения и зависящий от радиального зазора. Коэффициент k^* может принимать следующие значения: $k^* \approx 0,2 \dots 0,4$; причем малые значения k^* соответствуют малым радиальным зазорам от 10 до 100 мкм. Часто рассчитывают коэффициент Кармана по эмпирической зависимости: $k^* = 0,125 \cdot Re^{0,07}$.

Основой расчета гидродинамических сил и динамических характеристик опор жидкостного трения, в том числе и исследуемых, является знание распределения давлений в смазочном слое. Течение двухфазной турбулентной смазочной среды описывается системой уравнений гидромеханики, в которую входят уравнения: неразрывности, Навье-Стокса (смазочный материал – ньютоновская жидкость) и баланса энергий.

Рассмотрение течения смазочного материала в зазоре конического гибридного подшипника ведется в цилиндрической системе координат. Учитывая малую толщину смазочной пленки, совместим плоскость $r\phi$ с плоскостью, касательной к поверхности подшипника в той точке, относительно которой рассматривается движение. Ось r направим параллельно образующей подшипника, а ось y совместим с нормалью к его поверхности (рисунок 2).

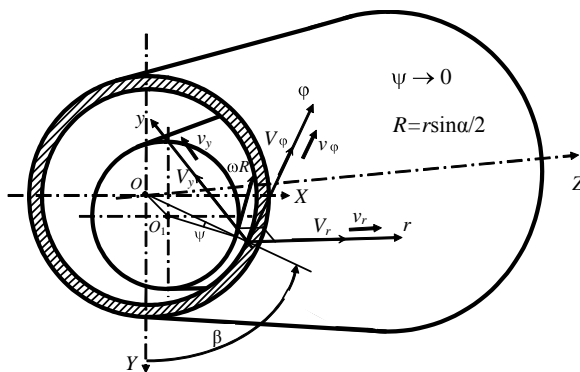


Рисунок 2 – Схема течения смазочного материала в коническом гибридном подшипнике

Уравнение неразрывности в принятой системе координат имеет вид [1, 2, 4]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_r)}{\partial r} + \frac{\rho v_r}{r} + \frac{\partial (\rho v_\varphi)}{r \partial \varphi} + \frac{\partial (\rho v_y)}{\partial y} = 0. \quad (11)$$

Система уравнений Навье-Стокса может быть представлена в виде [1, 2, 4]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_\varphi \frac{\partial v_r}{r \partial \varphi} + v_y \frac{\partial v_r}{\partial y} - \frac{v_\varphi^2}{r} &= \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial P_{r\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\partial P_{ry}}{\partial y} + \frac{P_{rr} - P_{\varphi\varphi}}{r} \right); \\ \frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + v_\varphi \frac{\partial v_\varphi}{r \partial \varphi} + v_y \frac{\partial v_\varphi}{\partial y} + \frac{v_r v_\varphi}{r} &= \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P_{\varphi r}}{\partial r} + \frac{\partial P_{\varphi\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\partial P_{\varphi y}}{\partial y} + \frac{2P_{\varphi r}}{r} \right); \\ \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_y}{\partial r} + v_\varphi \frac{\partial v_y}{r \partial \varphi} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} &= \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P_{ry}}{\partial r} + \frac{\partial P_{\varphi y}}{r \partial \varphi} + \frac{\partial P_{yy}}{\partial y} + \frac{P_{ry}}{r} \right), \end{aligned} \quad (12)$$

где v_r, v_φ, v_y – проекции вектора скорости потока смазочного материала, а компоненты тензора напряжений описываются соотношениями:

$$\begin{aligned} P_{rr} &= -p + 2\mu \frac{\partial v_r}{\partial r}; \quad P_{r\varphi} = \mu \left(\frac{\partial v_r}{r \partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} \right); \quad P_{ry} = \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial r} \right); \\ P_{\varphi\varphi} &= -p + 2\mu \left(\frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_\varphi}{r \partial \varphi} \right); \quad P_{\varphi y} = \mu \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{r \partial \varphi} \right); \quad P_{yy} = -p + 2\mu \frac{\partial v_y}{\partial y}. \end{aligned} \quad (13)$$

Преобразование уравнений неразрывности и Навье-Стокса с учетом компонентов тензора напряжений приводит к выводу обобщенного уравнения Рейнольдса [1, 2, 4] на случай двухмерного турбулентного течения сжимаемой вязкой жидкости в зазоре конической гибридной опоры:

$$\frac{\partial}{r \partial r} \left[\frac{\rho r h^3}{\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{r \partial \varphi} \left[\frac{\rho h^3}{\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} \right] = 12h \frac{\partial p}{\partial t} + 6 \frac{\partial}{r \partial r} (\rho r h V_r) + 6 \frac{\partial}{r \partial \varphi} (\rho h V_\varphi) + 12\rho V_y. \quad (14)$$

Значения скоростей в точках на поверхности цапфы (V_r, V_y, V_φ) определяются при решении уравнений динамики ротора и связаны со скоростями центра цапфы ($\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}$) следующим образом (рисунок 2):

$$\begin{aligned} V_r &= \omega \sin \beta + \dot{Y} \cos \beta \sin \alpha/2 + \dot{Z} \cos \alpha/2; \quad V_\varphi = \omega r \sin \alpha/2 + \dot{X} \cos \beta - \dot{Y} \sin \beta; \\ V_y &= \omega \sin \beta + \dot{Y} \cos \beta \cos \alpha/2 - \dot{Z} \sin \alpha/2. \end{aligned} \quad (15)$$

Решение уравнения (14) позволяет определить поле давлений $p(r, \varphi)$ в конкретный момент времени. Граничные условия для уравнения (14) определяются конкретным типом опоры и условиями ее работы. Применительно к высокоскоростным опорам турбомашин их можно записать в виде:

1) заданное давление слива p_s (на торце опоры): $p(\alpha, \varphi) = p_s$,

2) условие неразрывности (сплошности) смазочного слоя по координате φ (гипотеза Зоммерфельда) [2, 4]:

$$p(\alpha, 0) = p(\alpha, 2\pi \sin \alpha/2); \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi}(\alpha, 0) = \frac{\partial p}{\partial \varphi}(\alpha, 2\pi \sin \alpha/2)$$

Работа высокоскоростных опор скольжения сопровождается рассеиванием (диссипацией) энергии в смазочном слое и, как следствие, повышением температуры смазочного материала по сравнению с условиями подачи. Помимо таких известных факторов как снижение вязкости и плотности (а, значит, и несущей способности) вследствие повышения температуры, возможно, как уже было сказано выше, появление паровой фазы в смазочном слое [2, 4]. Для учета неизотермичности процесса течения и возможности фазовых переходов необходимо рассмотреть энергетический баланс, который выражается

относительно энтальпии уравнением [2, 4]:

$$\rho \frac{dI}{dt} = \frac{dp}{dt} + 2\mu \operatorname{def} \bar{v} - \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} \bar{v} + \rho q, \quad (16)$$

где $\operatorname{def} \bar{v}$ – тензор скоростей деформации; $\operatorname{div} \bar{v}$ – дивергенция вектора скорости, q – удельное количество энергии, подведенное в данную точку в единицу времени. Уравнение представляет собой изменение внутренней энергии смазки за счет совершения работы, диссипации энергии и теплообмена.

Учитывая быстротечность процесса смазки влиянием теплопроводности пренебрегают и рассматривают адиабатическую задачу ($\rho q = 0$). Дополнительно можно отметить малость градиентов скоростей v_r и v_φ в направлениях r и φ , а также незначительность скорости v_y и ее производных. Тогда уравнение баланса энергий принимает вид:

$$\rho \frac{dI}{dt} = \frac{dp}{dt} + \mu \left[K_r \left(\frac{\partial v_r}{\partial y} \right)^2 + K_\varphi \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \frac{4}{3} K_r \left(\frac{v_r}{r} \right)^2 + K_\varphi \left(\frac{v_\varphi}{r} \right)^2 \right]. \quad (17)$$

Энтальпия двухфазного потока зависит от давления, температуры и газосодержания, являющимися функциями координат и времени: $I = I(p(r, \varphi, y, t), T(r, \varphi, y, t), \chi(r, \varphi, y, t))$. Принимая во внимание известные соотношения: $\partial I / \partial T = C_p$ – удельная теплоемкость при постоянном давлении и $\partial I / \partial \chi = \phi$ – удельная теплота парообразования, и преобразовав уравнение (17), можно записать уравнение энергий для двухфазной области:

$$\begin{aligned} \rho h \left[\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} + \phi \frac{\partial \chi}{\partial t} \right] + \rho \left[\frac{V_r h}{2} - \frac{h^3}{12\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right] \left[\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial r} + \phi \frac{\partial \chi}{\partial r} \right] + \rho \left[\frac{V_\varphi h}{2} - \frac{h^3}{12\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} \right] \left[\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} + \phi \frac{\partial \chi}{r \partial \varphi} \right] = \\ = \frac{\partial p}{\partial t} h + \frac{h}{2} \left[V_r \frac{\partial p}{\partial r} + V_\varphi \frac{\partial p}{r \partial \varphi} \right] + \frac{\mu}{h} \left[K_r V_r^2 + K_\varphi V_\varphi^2 \right] - \frac{\mu h}{3r^2} \left[\frac{4}{3} K_r V_r^2 + K_\varphi V_\varphi^2 \right] - \\ - \frac{h^3}{3r^2} \left[\frac{V_r}{3} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{4} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} \right] + \frac{h^5}{30\mu r^2} \left[\frac{1}{3K_r} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{4K_\varphi} \left(\frac{\partial p}{r \partial \varphi} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (18)$$

В качестве граничного условия для уравнения (18) используется принцип неразрывности смазочного слоя: $I(r, 0) = I(r, 2\pi \sin(\alpha/2))$.

Представленные расчетные соотношения, а также зависимости теплофизических свойств (вязкость, плотность, теплоемкость и др.) в виде функций давления и температуры, содержащиеся в разработанной модели [2, 4], позволяют получить распределение давлений в смазочном слое конического гибридного подшипника, знание которых позволяет в дальнейшем перейти к расчету всех статических и динамических характеристик опоры. Однако, сложность построенной математической модели, обусловленная многогранностью гидродинамических и теплофизических явлений, происходящих в смазочном слое конического подшипника, не позволяет получить аналитическое решение для функции распределения давлений в смазочном слое. Следовательно, решение представленной системы уравнений должно осуществляться численными методами, например методом конечных разностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения. М.: Машиностроение, 1971. – 168 с.
2. Корнеев А.Ю., Савин Л.А., Соломин О.В. Математическая модель неизотермического турбулентного течения смазочного материала в конических опорах жидкостного трения // Вестник машиностроения, 2005. – № 7. – С. 37 – 42.
3. Корнеев А.Ю., Савин Л.А., Соломин О.В. Расчет статических характеристик конических опор жидкостного трения // Вестник машиностроения, 2006. – № 12. – С. 37 – 41.

4. Корнеев А.Ю., Савин Л.А., Соломин О.В. Конические подшипники жидкостного трения: монография. М: Машиностроение-1, 2008. – 172 с.

5. Савин Л.А., Соломин О.В. Расчет подшипников скольжения, работающих в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия ВУЗов. Машиностроение, 2004. – № 2. – С.36 – 42.

Корнеев Андрей Юрьевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин», докторант

Тел. (4862) 41-98-96

E-mail: korneev_andrey@mail.ru

Савин Леонид Алексеевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел

Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Мехатроника и международный инжиниринг»

Тел. (4862) 41-98-49

E-mail: savin@ostu.ru

Ярославцев Михаил Михайлович

Орловский государственный технический университет, г. Орел

Закончил специальность «Машины и аппараты пищевых производств», будущий аспирант

Тел. 8-919-2032089

E-mail: mihalichorel@rambler.ru

УДК 621.018

П.Н. ШКАТОВ, С.Р. ЦОМУК, А.Л. ДАМАСКИН, С.С. КУЛИКОВ

ПРИБОР НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ДЕФЕКТОВ ТИПА «УСТАЛОСТНАЯ ТРЕЩИНА» В НЕРАЗЪЁМНОМ РЕЗЬБОВОМ СОЕДИНЕНИИ ЛЕГКОСПЛАВНОЙ БУРИЛЬНОЙ ТРУБЫ УЛЬТРАЗВУКОВЫМ МЕТОДОМ

В данной статье приведены результаты исследования и разработки, направленные на выявление поперечных усталостных трещин в неразъёмном резьбовом соединении алюминиевой части легкосплавной бурильной трубы повышенной надёжности (ЛБТПН) при контроле с внутренней стороны трубы.

Ключевые слова: прибор; неразрушающий контроль; трещина; резьбовое соединение; бурильная труба; ультразвуковой метод контроля.

In this article is adduce the results of researches and designs, which is direct on the finding the diametrical tired cracks in the unbroken carving junction the aluminum part of bore-hole pipe as high reliable by control at the inside pipe.

Key words: devise; indissoluble control; crack; carving junction; bore-hole pipe; ultra-sound method of control.

В настоящее время в глубоком бурении наиболее эффективными методами неразрушающего контроля бурильных труб, как легкосплавных бурильных труб (ЛБТ), так и ЛБТПН, в частности, являются ультразвуковой метод и метод вихревых токов.

Легкосплавные бурильные трубы - это бурильные трубы сборной конструкции, то есть такие, у которых тело трубы из алюминиевого сплава соединено с замковыми стальными деталями (ниппелем или муфтой) с помощью трубной резьбы. Наиболее распространенными являются легкосплавные трубы повышенной надёжности из алюминиевых сплавов 1953Т1 и Д16Т со стальными замками ЗЛКА-178. Легкосплавные бурильные трубы собраны с замковыми деталями с помощью трубной трапецеидальной резьбы ТТ138Х5,08Х1:32 по ГОСТ 5286-75. Данное соединение трубы с замком неразъёмное и должно работать в течение всего срока службы бурильной трубы.

Особенности работы резьбового соединения таковы, что складываются условия для возникновения и развития поперечно-ориентированных усталостных дефектов. Излом обычно происходит по первому-пятому виткам трубной резьбы (рисунок 1) и в зоне выхода из-под конического стабилизирующего пояска (рисунок 2), находящимся в сопряжении с бурильным замком. По данным об авариях, при бурении с использованием алюминиевых труб излом по резьбе, вследствие усталостного разрушения, составляет порядка 6 % от общего числа аварий. Поскольку каждый дефект может привести к аварийной ситуации, очевидна необходимость обеспечения надёжного и достоверного контроля трубной резьбы. В то же время следует учитывать, что трубная резьба – крайне неудобный объект для контроля из-за малой конусности и из-за того, что высота профиля резьбы (около 2 мм) соизмерима с глубиной трещины, подлежащей выявлению. Кроме того, трубная резьба перекрыта находящейся с ней в сопряжении замковой деталью.

Совместно с ЗАО «Фирма ЗОНД» были выполнены работы по созданию проекта технологии УЗК и созданию макета сканера. Для экспериментальных работ были изготовлены образцы, представляющие собой отрезки заведомо бездефектных легкосплавных бурильных труб с нарезанной трубной резьбой. В качестве моделей дефектов были выбраны поперечные пропилы в форме сегментов глубиной 2 мм, выполненные во впадинах 2-й и 5-й нитках резьбы от конца сбег и в зоне стабилизирующего пояска на

расстояниях 120 мм и 140 мм от торца трубы. Такие модели являются традиционными для имитирования поперечных усталостных трещин.

Задачей исследования является выбор оптимального угла призмы пьезоэлектрического преобразователя (ПЭП), обеспечивающего наилучшую выявляемость дефектов, оценка чувствительности контроля и разработка методических указаний по контролю. Для экспериментальных работ и измерений использовали дефектоскоп УДС2-52 «ЗОНД-2».

В ходе поисковых работ были использованы ПЭП совмещенного типа на рабочие частоты 2,5 МГц и 5,0 МГц и углами ввода по стали 65° , 70° , 73° как серийные, так и специально спроектированные и изготовленные. Выполненные измерения с внутренней поверхности показали достаточный уровень чувствительности и соотношения сигнал-шум при выявлении модели дефекта на фоне сигналов, рассеянных на витках резьбы.

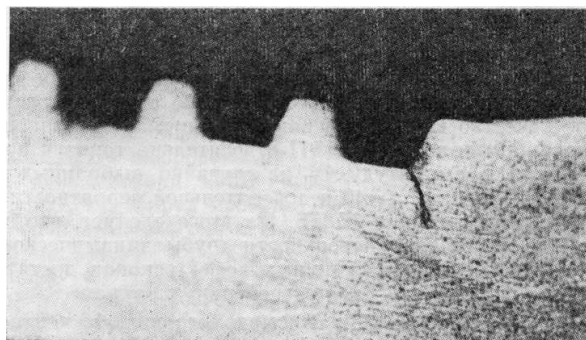
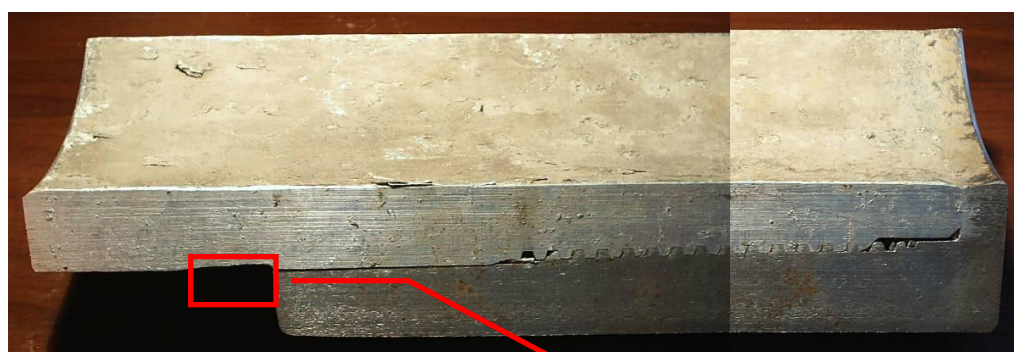
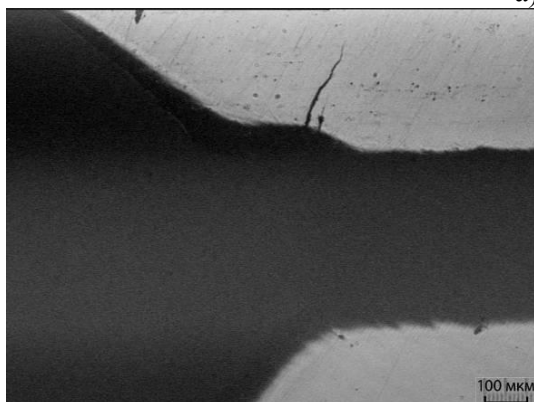


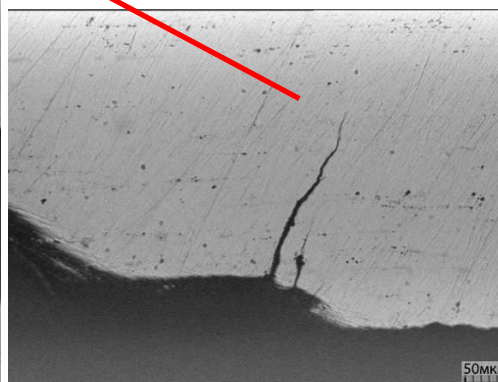
Рисунок 1 – Усталостная трещина во впадине первой нитки трубной резьбы; X6



а)



б)



в)

Рисунок 2 – Зарождающаяся усталостная трещина в зоне конического стабилизирующего пояса
а) Фрагмент ЛБТПН; б) Микроструктура с увеличением X50;
в) Микроструктура с увеличением X100.

На основе результатов лабораторных измерений был разработан и изготовлен макет сканера УКР-1 (рисунки 3, 4) с использованием наклонно совмещенного ПЭП (угол ввода по

стали $\alpha = 65^\circ$, рабочая частота $f = 2,5$ МГц). Сканирование осуществляется по поперечно-продольной схеме при вращении (повороте) трубы или смещении сканера по ее периметру. Первый вариант является более предпочтительным с точки зрения сохранения стабильного акустического контакта. Приведенная технология опробована в лабораторных условиях и подтвердила хорошую повторяемость выявления моделей дефектов и соотношение сигнал/шум.



Рисунок 3 – Макет сканера УКР-1 для контроля трубной резьбы изнутри

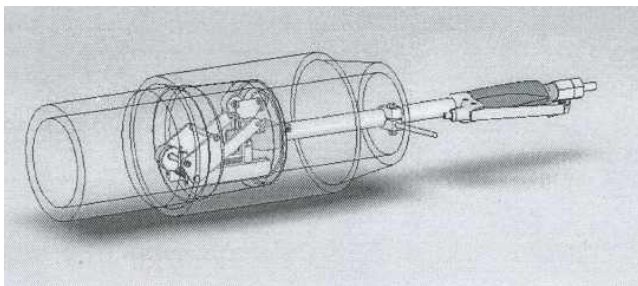


Рисунок 4 – Расположение сканера на образце



Рисунок 5 – Опробование прибора НК в условиях завода в г. Химки с использованием дефектоскопа УДС2-52 «ЗОНД-2»

Для уточнения пределов перемещения сканера, уровня чувствительности сканера дополнительные работы были выполнены в производственных условиях завода в г. Химки (рисунок 5)

Работы свелись к следующим операциям:

- нарезка резьбы и разметка трубы;
- изготовление вручную четырех моделей дефектов в виде сегментных пропилов глубиной 2мм (1 - на втором витке резьбы, 2 - на пятом витке резьбы, 3 и 4 - в зоне стабилизирующего пояска на расстояниях 120мм и 140мм от торца трубы);
- выполнение УЗК, выявление моделей, запись протоколов А-разверток в сечениях, соответствующих максимальным амплитудам эхо-сигналов;
- наворот замка;
- повторное выполнение УЗК с целью определения влияния наличия замка на выявляемость моделей, запись протоколов контроля.

В опробовании (рисунок 5) использован дефектоскоп УДС2-52 «ЗОНД-2» с наклонным, совмещенным ПЭП ($\alpha = 65^\circ$, $f = 2,5$ МГц), контактирующая жидкость подавалась по трубке из емкости объемом 1,5 л, расположенной выше трубы на 0,5 м.

В процессе опробования все модели как при отсутствии замка, так и с навернутым замком уверенно выявлены, соотношение сигнал/шум составляет не менее 8 дБ, расход контактирующей жидкости (воды) незначительный (менее 1 л). Протоколы УЗК в сечениях с максимальной амплитудой эхо-сигналов приведены на рисунке 6 (труба без замка) и рисунке 7 (труба с навернутым замком).

На основе выполненных лабораторных исследований и опробования аппаратуры и технологии в производственных условиях разработана технологическая инструкция по УЗК зон трубной резьбы и стабилизирующего пояска изнутри трубы.

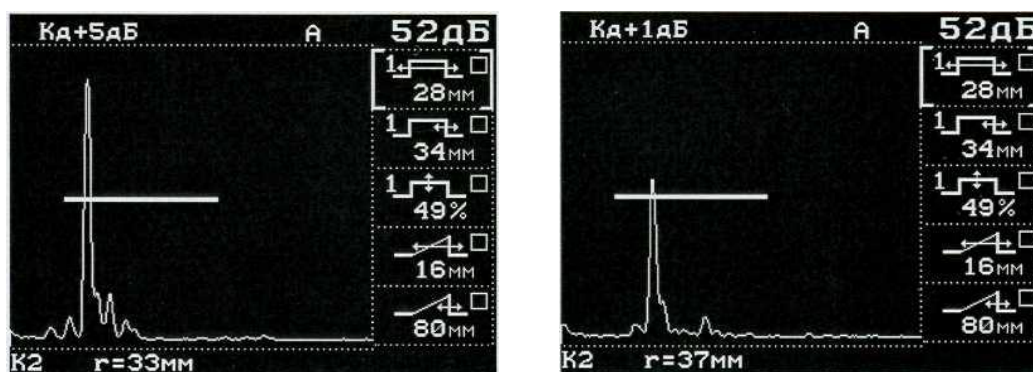


Рисунок 6 – Протоколы с максимальной амплитудой эхо-сигналов без замка

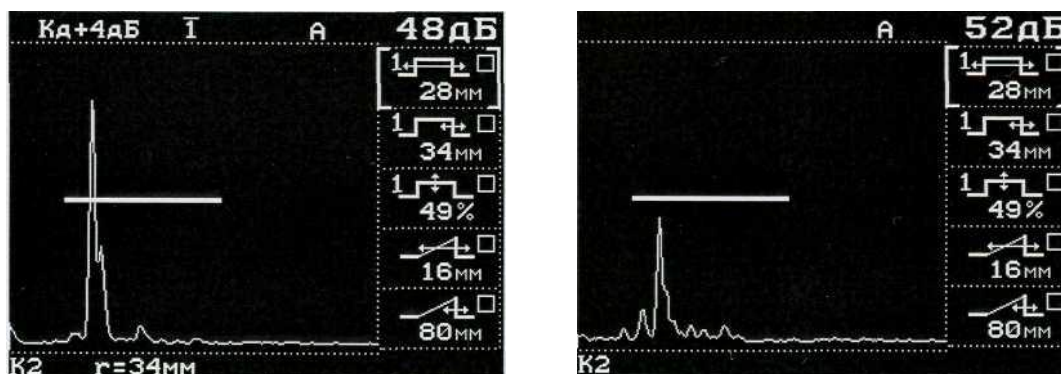


Рисунок 7 – Протоколы с максимальной амплитудой эхо-сигналов с намернутым замком

Работоспособность макета УКР-1 была подтверждена в лабораторных и производственных условиях трубной базы ОАО «СН-МНГ» в г. Мегион. Одновременно была проведена оценка контролепригодности бурильных труб 1 и 2 классов с точки зрения состояния внутренней поверхности труб в зоне установки УКР-1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Неразрушающий контроль: Справочник: в 8 т. Под общей редакцией В.В.Клюева. Т. 2. В 2 кн. – М.: Машиностроение, 2003.
2. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник. Под редакцией В.В.Клюева 3-е изд. – М.: Машиностроение, 2005.
3. Дамаскин, А.Л. Контроль трубной резьбы бурильных труб с внутренней поверхности / А.Л. Дамаскин // Дефектоскопия №3. – Академия наук СССР. 1991.
4. Файн, Г.М. Нефтяные трубы из легких сплавов / Г.М. Файн В.Ф. Штамбург С.М. Данелянц. – М.: «Недра», 1990.
5. ГОСТ 23786-79 Трубы бурильные из алюминиевых сплавов. Технические условия.

Шкатов Пётр Николаевич

Московский государственный технический университет приборостроения и информатики (МГУПИ), г. Москва
Д.т.н., профессор, директор учебно-научного центра «Каскад».
Тел. 8(495)343-01-17
E-mail: petr_shkatov@mail.ru

Цомук С.Р.

ЗАО «Фирма «ЗОНД», г. Москва
к.т.н.
E-mail: petr_shkatov@mail.ru

Дамаскин А.Л.

ЗАО «Акватик», г. Москва
E-mail: petr_shkatov@mail.ru

Куликов С.С.

Московский государственный технический университет приборостроения и информатики (МГУПИ), г. Москва
аспирант
E-mail: petr_shkatov@mail.ru

В.Н. СКОВПЕНЬ, Р.В. ЛОГВИНОВ

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ КОНТРОЛЯ ТЕМПЕРАТУРЫ

В данной статье рассмотрены основные принципы построения и общие положения по расчету основных параметров и характеристик биметаллических датчиков-реле температуры, применяемых для автоматизации холодильных машин и установок, систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха, дизельных установок и т.п. Даны рекомендации по выбору материалов чувствительных элементов при проектировании рассматриваемых датчиков-реле температуры.

Ключевые слова: контроль температуры; расчет основных характеристик; биметаллические приборы.

This article discusses the basic principles of construction and general provisions on calculation of basic parameters and characteristics of bimetallic temperature-sensitive switches, used for automation of refrigerating machines and installations, heating, ventilation, hot water and air-conditioning, diesel, etc. Recommendations are given on choice of materials for sensitive elements when developing the temperature-sensitive switches under.

Key words: temperature control; main characteristics calculation; bimetallic devices.

В настоящее время приборостроительными предприятиями освоена широкая номенклатура электромеханических датчиков-реле температуры, предназначенных как для контроля, так и для регулирования и управления технологическими процессами на объектах тепло-, водо-, газораспределительных сетей, а также в системах автоматизации промышленных установок, испытательном оборудовании, холодильных и жарочных бытовых и промышленных установках и т.д.

Среди освоенной новой продукции на предприятиях особым рядом стоят биметаллические приборы, основанные на принципе теплового расширения и деформации термочувствительных элементов. Широкое применение данных приборов обусловлено:

- обширным диапазоном контролируемой температуры;
- широкой областью использования;
- быстродействием;
- хорошей стабильностью характеристик;
- приемлемым уровнем метрологических параметров с обеспечением работоспособности в различных климатических условиях;
- устойчивостью к влиянию внешних дестабилизирующих факторов
- малыми массогабаритными характеристиками;
- высокой точностью срабатывания по температуре;
- обеспечением необходимой зоны возврата (гистерезиса);
- способностью обеспечивать высокие коммутационные нагрузки;
- удовлетворением санитарно-гигиеническим и экологическим требованиям;

Действие биметаллического прибора с так называемой «хлопающей» мембраной основано на свойстве биметаллического диска мгновенно изменять направление прогиба при достижении определенной температуры. Диск в устройствах выполняет преобразование изменения температуры в перемещение. В рассматриваемых приборах используется релейный участок рабочей характеристики диска. Перемещение центра сферы диска передается непосредственно или через рычажную (контактодержатели, контакты, шток) систему устройству, формирующему выходной сигнал.

Изменение температуры диска, используемого в качестве чувствительного элемента, может осуществляться теплообменом окружающей контролируемой среды с диском, нагревом чувствительного элемента (диска) при прохождении через него электрического

тока, а также одновременным действием на чувствительный элемент тепловых процессов окружающей среды и электрического тока.

У биметаллических приборов с использованием «хлопающих» мембран к основным элементам конструкции относят термобиметаллический хлопающий диск, упругие пружинные элементы, электрические контакты, элементы, передающие перемещение заданной точки диска электроконтактной группе, элементы настройки. При расчете приборов и выборе схемы необходимо учитывать перечисленные элементы конструкции.

Рассмотрим пример расчета основных параметров биметаллических датчиков-реле температуры при выбранной кинематической схеме и соотношении элементов конструкции.

Расчет произведен согласно кинематической схеме прибора, представленной на рисунке 1.

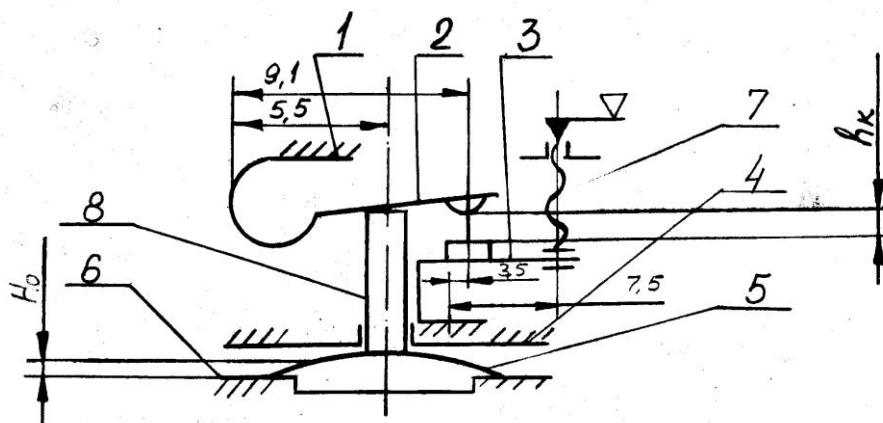


Рисунок 1 – Биметаллический датчик-реле температуры. Схема кинематическая

Прибор состоит из колодки 1 с контактодержателями 2 и 3, стакана 4, в котором заключен биметаллический диск 5, поджатый с другой стороны кожухом 6, и винта настройки 7 прибора. Биметаллический диск 6 через толкатель 8 кинематически воздействует на контактодержатель 2.

При проектировании и расчете биметаллических датчиков-реле температуры на первом этапе необходимо выбрать биметаллический диск и аналитическим путем подтвердить выбранную конструкцию диска и его параметры. Так как диск при его видимой простоте является очень сложной системой, в которой необходимо учитывать большое количество факторов, которые в свою очередь вносят большие погрешности в расчеты, то расчет диска является очень приближенным расчетом, а аналитическим путем полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными выбранного диска.

Биметаллический диск является простым по конструкции, но очень сложным и трудоемким по технологии изготовления с необходимыми температурными и физико-механическими характеристиками, чувствительным элементом рассматриваемых приборов. На характеристики диска, обеспечивающие его работоспособность, надежность, долговечность и циклопрочность приборов с его применением, влияет много факторов, которые необходимо учитывать при проектировании указанных приборов.

Температура биметаллических элементов при данных соотношениях сил определяет их деформацию, т.е. между температурой и деформацией существует однозначная зависимость. Поэтому для правильного проектирования биметаллических элементов, а также для определения их пригодности при эксплуатации очень важно знать закономерность изменения температуры устройства, которое предполагается защищать или регулировать при помощи биметаллического элемента.

При проектировании диска к основным исходным данным следует относить следующие характеристики: рабочие и предельные температуры, возникающие при эксплуатации и хранении прибора, величину релейного участка рабочей характеристики

диска, условия окружающей среды, при которых диск эксплуатируется, нагрузку на диск. При малых размерах и простоте конструкции биметаллические диски развивают довольно большие усилия и не требуют закрепления.

Перемещение центра сферы диска Δy , вызванное изменением температуры, определяется по формуле:

$$\Delta y = \frac{k \cdot D^2 \cdot \Delta t}{4\delta},$$

где k – удельный изгиб диска, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

D – диаметр диска, мм;

Δt – перепад температур при охлаждении или нагреве, $^{\circ}\text{C}$;

δ – толщина диска, мм

Расчет биметаллического диска произведем согласно рекомендациям, представленным в работах [1, 2].

Номограмма, представленная на рисунке 2, связывает зону нечувствительности Δt диска, перемещение центра сферы диска H , толщину слоя диска $\delta/2$ и диаметр диска D .

Например, для прибора зона нечувствительности $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$, толщина диска из материала R80 фирмы «ИМФИ» (Франция) $\delta = 0,2$ мм, диаметр диска из конструктивных соображений принимаем $D = 14$ мм. По номограмме (рисунок 2) определяем перемещение центра сферы диска, для чего проводим прямую между точками диаметра диска $D = 14$ мм и толщиной слоя диска $\delta/2 = 0,1$ мм до пересечения с опорной линией. Далее проводим прямую от опорной линии до зоны нечувствительности $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$. Пересечение данной линии со шкалой h определяет перемещение центра сферы диска, равное 3,1 мм. Из конструктивных соображений принимаем $H_0 = 3$ мм.

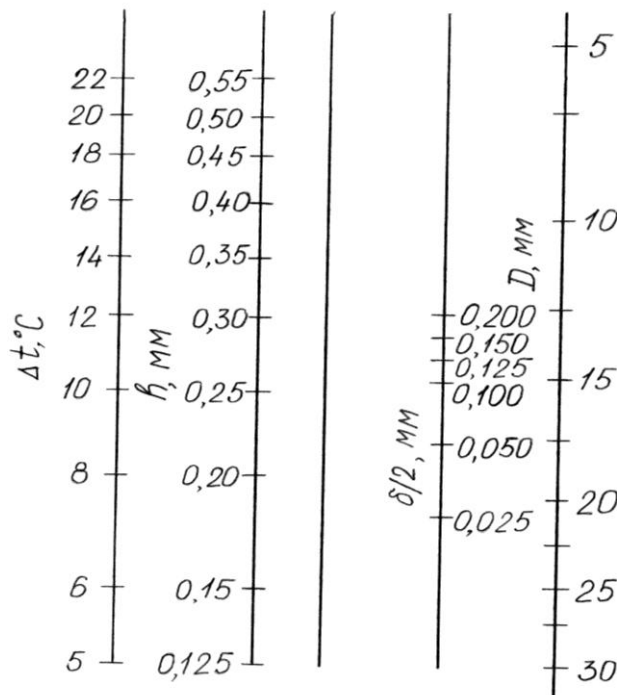


Рисунок 2 – Номограмма зависимостей Δt , H , $\delta/2$, D

Действующая сила P от прогиба диска, вызванного изменением температуры определяется по формуле:

$$P = E \cdot k \cdot \delta^2 \cdot \Delta t,$$

где E – модуль упругости, $\text{H}/\text{мм}^2$.

Так как в биметаллических дисках возникают относительно большие механические напряжения, а величина перемещения (прогиба) между критическими положениями биметаллического диска относительно мала, необходимо проводить проверку при расчетах возникающих напряжений в биметаллических дисках.

Максимальное напряжение σ_{\max} в диске определяется по формуле:

$$\sigma_{\max} = \frac{3P}{2\delta^2},$$

при этом должно обеспечиваться условие:

$$\sigma_{\max} < [\sigma_{\max}],$$

где $[\sigma_{\max}]$ – допустимые напряжения в диске, Н/мм², $[\sigma_{\max}] = 2000$ Н/мм².

Следующим этапом при расчете биметаллических датчиков-реле температуры при выбранной кинематической схеме и соотношении элементов конструкции после выбора диска и определения его основных параметров и характеристик является расчет контактной группы. Для обеспечения надежного срабатывания приборов и стабильной работы необходимо, чтобы контактное нажатие находилось в пределах (0,3–0,9) Н.

При проведении данного расчета вначале необходимо определиться с выбором материала упругих элементов и выбором контактов. В большинстве случаев в качестве упругих элементов используется бериллиевая бронза, обладающая высоким модулем упругости, а также низким удельным сопротивлением. При использовании данного типа приборов в основном применяются серебряные контакты.

Усилие контактного нажатия

$$P_K = \frac{f_1 \cdot E \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot l^3}, \quad (1)$$

где f_1 – прогиб пружины по оси контакта при замкнутых контактах;
 b – ширина контактодержателя;
 h – толщина контактодержателя;
 l – длина пружины до контакта;
 E – модуль упругости, для бериллиевой бронзы БрБ2 $E = 115000$ Н/мм².
 Максимальное усилие по оси контакта при разомкнутых контактах

$$P_{MAX} = \frac{f_2 \cdot E \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot l^3}, \quad (2)$$

где f_2 – прогиб пружины по оси контакта при разомкнутых контактах.

Прогиб пружины f_2 определяется по формуле

$$f_2 = f_1 + h_K, \quad (3)$$

где h_K – контактный зазор.

Контактный зазор регулируется при сборке и определяется по формуле:

$$h_K = n \cdot h_P \cdot \frac{l_3}{l_4}, \quad (4)$$

где h – шаг резьбы винта регулировки;

n – число оборотов винта регулировки, $n = 1,5 \cdot l_3/l_4$ – отношение плеч контактодержателя для выбранной схемы прибора.

Усилие на диск при разомкнутых контактах

$$P_{\text{диск}} = P_{MAX} \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (5)$$

где l_1/l_2 – отношение плеч контактодержателя, $l_1 = 9,1$ мм, $l_2 = 5,5$ мм.
Тогда, принимая во внимание формулы (2) – (5) получаем:

$$P_{\text{диск}} = \left[\frac{\left(f_1 + n \cdot h_p \cdot \frac{l_3}{l_4} \right) \cdot E \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot l^3} \right] \cdot \frac{l_1}{l_2}. \quad (6)$$

Максимальное напряжение по оси контакта

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{6 \cdot P_{\text{max}} \cdot l}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot f_2 \cdot E \cdot h}{4 \cdot l^2}, \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]_{\text{ИЗГ}} = 1200 \text{ Н / мм}^2,$$

где $[\sigma]_{\text{ИЗГ}}$ – допустимое напряжение в контактодержателе.

Пределы измеряемых температур для данного типа датчиков лимитируются стабильностью коэффициентов линейного расширения, химической устойчивостью и тепловой прочностью выбранных материалов. Максимальная температура применения данных приборов лежит в пределах до 500 °С.

Надежная конструкция, малые габариты, большой диапазон коммутируемых токов, а также ряд других преимуществ биметаллических приборов позволяет использовать их в различных контрольно-измерительных средствах.

Дальнейшее развитие биметаллических приборов предполагает использование новых перспективных композиционных материалов, отвечающих необходимым техническим и эксплуатационным характеристикам, а также усовершенствование конструкции и технологического процесса сборки приборов, что позволит повысить точность и надежность работы рассмотренных приборов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимошенко, К.Д. Приборы контроля и регулирования температуры с биметаллическим диском [Текст] / К.Д. Тимошенко, В.Н. Минаев, С.Я. Гордиенко. – М.: Машиностроение, 1982. – 112 с.
2. Heary Michael F., Coffin Louis F. It. An Investigation of awitching Stresses in bimetel disks. – Int. G. Mech. Sel. – 1972. – 14. – №6. – 343 – 358.

Сковпень Владимир Николаевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»
Тел. (4862) 41–45–74

Логвинов Роман Васильевич

Орловская региональная академия государственной службы
Старший преподаватель кафедры «Информатика и информационные технологии в менеджменте»
Тел. (4862) 47–76–19

Н.В. УГЛОВА, О.Г. СЕРЕДА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СПОСОБНОСТИ МАТЕРИАЛА МЕТОДОМ ПОЛУЕСТЕСТВЕННОЙ ТЕРМОПАРЫ

В статье исследовано определение термоэлектрической способности материала методом полустественной термопары. Выявлено, что искусственная и полустественная термопары измеряют различные температуры. Предложен способ определения данных температур, на основании которых определяется погрешность термоэлектрической способности материала.

Ключевые слова: искусственная термопара, полустественная термопара, термоЭДС, термоэлектрическая способность материала, температура, погрешность.

In article definition of thermoelectric ability of a material by a method of the seminatural thermocouple is investigated. It is revealed that artificial and seminatural thermocouples measure various temperatures. The way of definition of the given temperatures on which basis uncertainty of thermoelectric ability of a material is defined is offered.

Key words: the artificial thermocouple, the seminatural thermocouple, thermoelectromotive force, thermoelectric ability of a material, temperature, uncertainty.

Процесс разрушения деталей механизмов в большинстве случаев начинается с износа их поверхностного слоя. Разрыхление, интенсивное деформирование поверхностного слоя приводит к возникновению микротрещин, которые облегчают проникновение молекул окружающей среды в поверхностный слой твердых тел. Молекулы поверхностно-активных веществ, проникая по микротрещинам, понижают поверхностную энергию, что приводит к разрушению поверхностного слоя. Кроме того, проникновение в трещины коррозионно-активных веществ может вызвать процессы, сходные по своей природе с процессами механической коррозии. [1] Поэтому для прогнозирования разрушения твердого тела необходимо контролировать в первую очередь износ его поверхностного слоя. Наиболее существенное значение имеет разработка методов контроля скрытого износа, который ограничивается изменением структуры материала и возникновением микродефектов. Эти изменения в проводящих материалах вызывают изменение термоэлектрических свойств, которые могут быть достаточно просто определены без разрушения материала. Из термоэлектрических свойств наиболее просто определяется термоэлектрическая способность (ТЭС). Под ней понимают термоЭДС, которую развивает материал в паре со сверхпроводником при изменении температуры на 1К. ТЭС можно определить, используя метод полустественной термопары, при котором указанная термопара образуется стандартным электродом с известной термоэлектрической способностью и исследуемым материалом (ИМ). В соответствии со схемой на рисунке 1 (а), предложенной в [2], температура поверхности материала в зоне нагрева определяется по значению термоЭДС E_1 , генерируемой искусственной термопарой ТП1, которая измеряется прибором PV1. Термоэлектрическая чувствительность (ТЭЧ) полустественной термопары, одним из электродов которой является термоэлектрод В искусственной термопары ТП1, определяется по значению создаваемой ею термоЭДС E_2 , измеряемой прибором PV2, включенный в разрыв термоэлектрода В. Для получения в зоне контакта искусственной термопары с ИМ повышенной температуры электроды термопары ТП1, вблизи ее сварного соединения, нагреваются с помощью нагревательного элемента (НЭ). При этом в большинстве случаев определяется термоэлектрическая чувствительность S_{BM} полустественной термопары как произведение отношений термоЭДС E_2 полустественной термопары к термоЭДС E_1 искусственной термопары и ТЭЧ S_{AB} искусственной термопары: $S_{BM} = \frac{E_2}{E_1} \cdot S_{AB}$. Так как

ТЭЧ S_{MB} полустественной термопары определяется как разность термоэлектрических способностей ИМ (S_M) и термоэлектрода В искусственной термопары ТП1 (S_B), то, учитывая предыдущее уравнение, ТЭС ИМ равна:

$$S_M = \frac{E_2 \cdot S_{AB}}{E_1} + S_B. \quad (1)$$

Для определения ТЭС поверхностного слоя ИМ необходимо минимальное время контакта нагретой термопары ТП1 с ИМ, при этом успевает измениться температура только поверхностного слоя, а температура материала остается равной окружающей среде. Таким образом, оценивая значения ТЭС поверхностного слоя ИМ, используя метод полустественной термопары, можно оценить его локальные неоднородности.

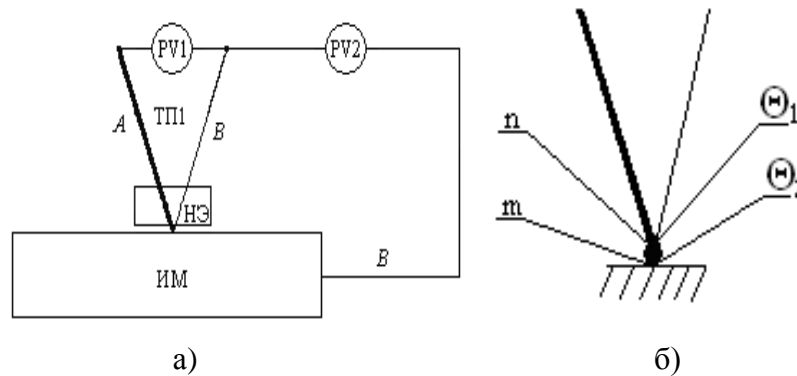


Рисунок 1 – Исследование термоэлектрической способности: а) схема исследования; б) зоны измерения температур искусственной и полустественной термопар

Однако при определении ТЭС материала возникают значительные погрешности, обусловленные тем, что искусственная и полустественная термопары измеряют разные температуры. Так как тепловой поток от НЭ, расположенного вблизи зоны контакта указанной термопары с ИМ, распространяется по электродам стандартной термопары к ее сварному соединению, а затем в зону контакта с поверхностью ИМ и через нее в ИМ, из-за наличия теплового сопротивления в указанной цепи на участках n и m создаются градиенты температур. Как видно из рисунка 1 (б) искусственная термопара измеряет температуру Θ_1 в зоне n, а полустественная термопара измеряет температуру Θ_2 в области контакта сварного соединения с поверхностью ИМ в зоне m. Таким образом, учитывая, что искусственная и полустественные термопары измеряют разные температуры ТЭС материала равна:

$$S_M = \frac{E_2 \cdot S_{AB}}{S_{AB} (\Theta_2 - \Theta_1) + E_1} + S_B. \quad (2)$$

Для оценки разности температур измеряемых полустественной и искусственной термопарами, использовалась схема, приведенная на рисунке 2 (а).

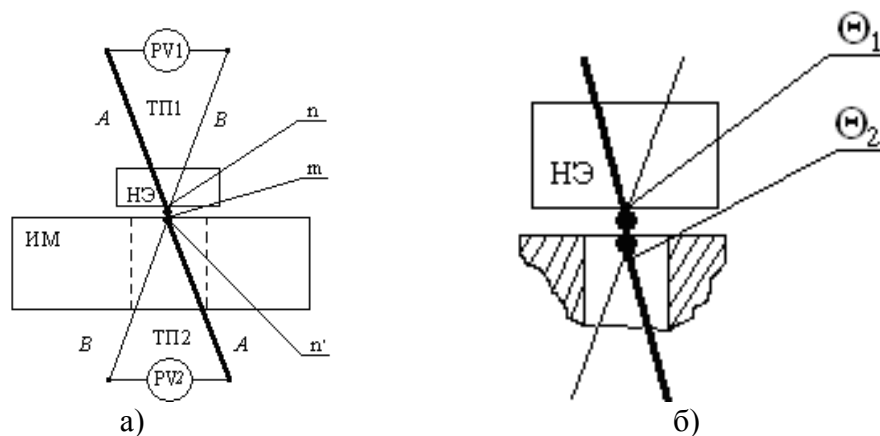


Рисунок 2 – Исследование различия температур: а) схема исследования; б) температуры, измеряемые стандартными термопарами

В ИМ просверлено сквозное отверстие малого диаметра, позволяющее ввести стандартную термопару ТП2, аналогичную термопаре ТП1. При этом сварное соединение термопары ТП2 касается сварного соединения термопары ТП1 в зоне m. Стандартные термопары ТП1 и ТП2 подключены к измерительным приборам PV1 и PV2. С помощью НЭ создается градиент температур и приборы PV1 и PV2 регистрируют значения термоЭДС E_1 и термоЭДС E_2 термопары ТП1 и ТП2. Для оценки распределения температур, в указанных термопарах, значения термоЭДС регистрировались после установления стационарного режима, о чем свидетельствует приблизительное постоянство показаний приборов. Полученные значения термоЭДС представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты исследования термоЭДС двух стандартных термопар

$E_1, \text{ мВ}$	0,693	0,689	0,692	0,693	0,689	0,692	0,693	0,692	0,691	0,691	0,692	0,693
$E_2, \text{ мВ}$	0,075	0,074	0,075	0,075	0,074	0,074	0,075	0,074	0,075	0,075	0,074	0,075

Из таблицы 1 видно, что термоЭДС термопары ТП1, над сварным соединением которой находился нагревательный элемент почти в 9 раз превышает в установившемся режиме термоЭДС термопары ТП2, сварное соединение которой удалено от нагревательного элемента. Это объясняется тем, что стандартные термопары ТП1 и ТП2 измеряют температуру в зонах n и n' рисунка 2 (а). Так как термопара ТП1 в зоне n нагрета больше чем в зоне m, а термопара ТП2 наоборот нагрета больше в зоне m чем в зоне n' сварного соединения, то термопара ТП1 измеряет максимальную термоЭДС, а термопара ТП2 измеряет минимальную термоЭДС.

Так как в схеме на рисунке 1 (а) термоЭДС полустественной термопары измеряется в зоне контакта термопары с ИМ, а термоЭДС искусственной термопары измеряется между ее электродами, то в схеме на рисунке 2 (а) оценить разность термоЭДС можно по сравнению средних значений этих термоЭДС. Если считать, что в схеме на рисунке 2 (а) тепловое сопротивление термопар ТП1 и ТП2 приблизительно одинаково, а тепловой поток распространяется неравномерно, то для нахождения термоЭДС в зоне m необходимо определить среднегеометрическое значение термоЭДС контакта $E_{\text{срк}}$ стандартных термопар:

$$E_{\bar{n}\delta e} = \sqrt{E_{\bar{n}\delta 1} \cdot E_{\bar{n}\delta 2}},$$

где $E_{\text{ср1}} = 0,691 \text{ мВ}$ – среднеарифметическое значение термоЭДС для термопары ТП1;

$E_{\text{ср2}} = 0,074 \text{ мВ}$ – среднеарифметическое значение термоЭДС для термопары ТП2;

Таким образом, среднегеометрическое значение термоЭДС равно $E_{\text{срк}} = 0,226 \text{ мВ}$ в зоне контакта термопар ТП1 и ТП2.

Следовательно, термоЭДС термопары ТП1 превышает в установившемся режиме почти в три раза термоЭДС термопары, образованной сварными соединениями двух термопар ТП1 и ТП2. Поэтому различие термоЭДС, а, следовательно, и температур (термоЭДС находится в зависимости от температуры) значительно и вызывает погрешность, которую необходимо учитывать.

Предлагается следующий способ установления данной погрешности: в начале находятся значения температур Θ_1 и Θ_2 , показанных на рисунке 1 (б). Для этого необходимо проградуировать полустественную термопару. Обычно при измерении термоэлектрической способности поверхности металла полустественная термопара образуется в соответствии со схемой на рисунке 1 (а) в зоне контакта термопары ТП1 с поверхностью ИМ. Причем эта поверхность является массивным теплоотводом, увеличивающим тепловой поток, идущий из искусственной термопары в металл. Для моделирования данного процесса взята пластина толщиной 0,5 мм, вырезанная из стали Ст45, к одному концу которой крепится сварное соединение стандартной термопары. В соответствии со схемой градуирования, представленной на рисунке 3, пластина П, с прикрепленным к ней сварным соединением термопары ТП1, помещается в термокамеру ТК с программным управлением BINDER ED-23 (в статическом режиме термокамеры при

выдержке более 14 мин. погрешность установления температуры составляет $\pm 0,3$ °С). Свободные концы стандартной термопары ТП1 и второй конец пластины, к которому прикреплен один из электродов этой термопары, выводятся из термокамеры. С помощью измерительных приборов PV1 и PV2 измеряются значения термоЭДС E_1 и термоЭДС E_2 стандартной термопары ТП1 и полустественной термопары, образованной одним из электродов стандартной термопары ТП1 и пластиной. Свободные концы термопар находились при температуре $\Theta_0=23^\circ\text{C}$. Результаты градуирования искусственной и полустественной термопар после 20 мин. прогрева представлены на рисунке 4.

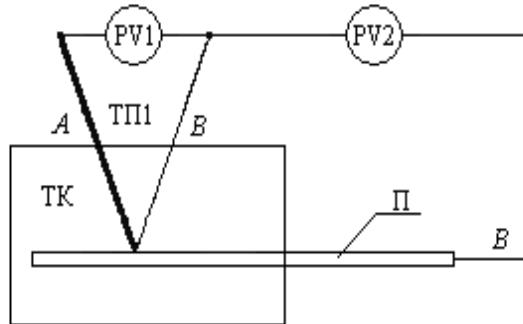


Рисунок 3 – Схема градуирования полустественной термопары

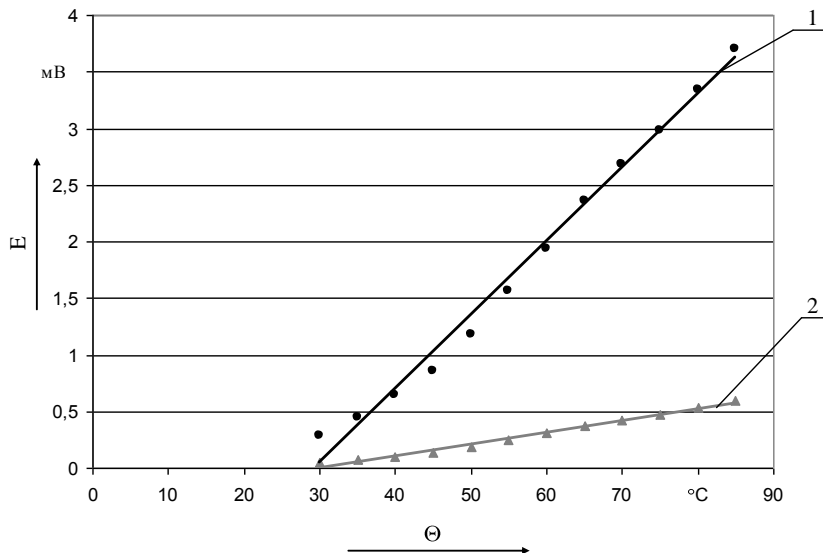


Рисунок 4 – Результаты градуирования и их аппроксимации:
1 – для искусственной термопары; 2 – для полустественной термопары.

Поскольку в малом диапазоне изменения температур Θ_1 результаты измерений зависимостей $E_1 = f(\Theta_1 - \Theta_0)$ и $E_2 = f(\Theta_2 - \Theta_0)$ можно принять линейными, то полученные результаты градуирования аппроксимируем также линейными зависимостями. В данном случае они имеют вид:

$$E_1 = 0.0651 \cdot \Theta_1 - 1.9083; E_2 = 0.0104 \cdot \Theta_2 - 0.306. \quad (3)$$

Дисперсии D и среднеквадратические отклонения СКО отклонений результатов измерений от аппроксимируемой кривой составили: $D_1=0,0047$ мВ²; $СКО_1=0,054$ мВ – для искусственной термопары; $D_2=0,00015$ мВ²; $СКО_2=0,0097$ мВ – для полустественной термопары.

Используя схему на рисунке 1 (а) определяем значения термоЭДС полустественной и искусственной термопар для стали Ст45 толщиной 250 мм. Так как для градуирования полустественной термопары измерялись значения термоЭДС при прогреве пластины по всей ее глубине, а для исследования термоэлектрической способности материала измеряются значения термоЭДС при нагреве лишь поверхностного слоя, то для определения значений

температур, измеряемых в соответствии с рисунком 1 (б) необходимо прогреть слой ИМ на глубину приблизительно равную толщине пластины П в схеме на рисунке 3. Поэтому значения термоЭДС регистрировались через 20 мин. после начала прогрева ИМ в зоне контакта. Полученные значения термоЭДС искусственной и полустественной термопар в установившемся режиме представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты измерения термоЭДС искусственной и полустественной термопар

E_1 , мВ	0,783	0,782	0,785	0,788	0,789	0,782	0,790	0,785	0,787	0,786	0,787	0,786
E_2 , мВ	0,285	0,284	0,286	0,290	0,289	0,285	0,288	0,285	0,287	0,285	0,286	0,284

Среднеарифметические значения термоЭДС искусственной и полустественной термопар составляют: $E_{cp1} = 0,785$ мВ и $E_{cp2} = 0,286$ мВ. Подставляя эти значения в уравнение (2) находим значения температур, измеряемых искусственной и полустественной термопарами: $\Theta_1 = 41,4$ °С – для искусственной термопары ТП1 и $\Theta_2 = 56,9$ °С – для полустественной термопары. Так как при градуировании свободные концы термопар находились при температуре 23 °С, то $\Theta_1 = 18,4$ °С – для искусственной термопары ТП1 и $\Theta_2 = 33,9$ °С – для полустественной термопары.

Температура Θ_2 при исследовании стали Ст45 больше температуры Θ_1 на 15,5 °С. Это обусловлено следующими причинами:

- во-первых, в процессе нагрева происходит отдача тепла в окружающую среду и на нагрев материала, а этот процесс различен для полустественной и искусственной термопар;
- во-вторых, нагревательный элемент нагревает материал в зоне его контакта с термопарой ТП1.

Термоэлектрическая способность материала при условии, что температуры, которые измеряют полустественная и искусственная термопары, одинаковы, определяется по формуле (1): $S_M = 0,021$ мВ/°С. Так как температуры различны, то она определяется из формулы (2): $S_M = 0,01$ мВ/°С. Следовательно, термоэлектрическая способность материала определяется с абсолютной погрешностью 0,011 мВ/°С. Её значение увеличивается в два раза, если учитывать различия температур, измеряемых полустественной и искусственной термопарами.

Таким образом, проведенный эксперимент показал, что температура, измеряемая полустественной и искусственной термопарами не одна и та же. Предложенный способ определения этих температур позволяет оценить погрешность измерения термоэлектрической способности исследуемого материала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по триботехнике [Текст] / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение; Варшава. Т.1, 1989
2. Ногачева Т.И. Локальный метод измерения термоэлектрической способности поверхностного слоя металлических изделий и его использование при неразрушающем контроле других физических величин [Текст] // Т.И. Ногачева, Е.В. Кузнецова/ Известия ОрелГТУ. Машиностроение. Приборостроение, 2005. – №2. – С. 7-14.

Углова Нина Владимировна

Орловский государственный технический университет, г. Орёл
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»
Адрес: г. Орёл, Наугорское шоссе, 29
Тел. (0862)419876
E-mail: pms@ostu.ru

Середа Ольга Григорьевна

Орловский государственный технический университет, г. Орёл
Аспирант кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»
Адрес: г. Орёл, Наугорское шоссе, 29
Тел. (0862)419876
E-mail: pms@ostu.ru

С.П. ПЕТРОВ, А.И. СУЗДАЛЬЦЕВ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО КПД ЭНЕРГООБЛОКА С ПОСТРОЕНИЕМ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

Рассматриваются вопросы расчета эксергетического КПД энергоблока в конденсационном и теплофикационном режимах и построения эксергетических диаграмм преобразования энергии.

Ключевые слова: эксергия, диаграмма, методика.

Questions of calculation exergetiching efficiency of the power unit cogeneration and teplofikation modes and constructions exergetiching diagrams of transformation of energy are considered.

Key words: exergia, diagram, technique.

Существующие на сегодня нормативные документы и инструкции, основанные на применении "физического" метода распределения затрат топлива на электрическую и тепловую энергию, не в полной мере учитывают неравновесные процессы теплообмена с окружающей средой [1].

В результате необъективно отражаются физические процессы в системах преобразования энергии, в частности, в энергетических установках, что в конечном итоге приводит к недооценке высокотехнологичного способа комбинированной выработки электрической и тепловой энергии.

Любая система преобразования энергии при рассмотрении реальных природных процессов должна рассматриваться как неравновесная система [2]. Это справедливо и для когенерационных систем преобразования энергии (КСПЭ), осуществляющих комбинированную выработку электрической и тепловой энергии.

Как известно [3], энтальпия газа и пара не пропорциональна его температуре, т.к. является функцией состояния двух параметров – температуры и давления. Энергетический КПД этого не учитывает. По этой причине эксергетический КПД заметно отличается от энергетического КПД и может рассматриваться в качестве критерия оценки эффективности энергетических установок, в частности, промышленных энергоблоков.

Для оценки эксергетического КПД энергоблока рассмотрим два основных режима его работы: конденсационный (летний) и теплофикационный (зимний). При конденсационном режиме теплофикационный отбор отсутствует ($\alpha_T = 0$).

Авторами предлагается следующая методика определения эксергетического КПД, включающая два этапа.

Этап 1. В соответствии с выбранной структурой энергоблока (например, включающего определенный тип котла, турбины, генератора, деаэрационного подогрева питательной воды, питательных насосов и т.д.), техническими характеристиками (указаны в паспорте), расчетной тепловой нагрузкой (выраженной через коэффициент теплофикации α_T) и вида используемого топлива определяются исходные данные для расчета параметров энергоблока и заносятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета параметров энергоблока

N_G , МВт	P_O , МПа	T_{II} , °С	P_K , МПа	α_T	Q_H^P , МДж/кг
50	13	540	0,005	0,4	23,8

Примечание: N_G - электрическая мощность энергоблока; P_O - давление перегретого пара; T_{II} - температура перегретого пара; P_K - давление в конденсаторе; Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива.

По исходным данным (таблица 1) и h - S номограмме водяного пара [4] определяются параметры энтальпии h_i и энтропии S_i в характерных точках циклов P - S и T - S диаграмм (P - S и T - S диаграммы входят в комплект технической документации каждого промышленного энергоблока).

В качестве примера на рисунке 1а и 1б представлены типовые диаграммы P - S и T - S циклов, из которых видно, что изобарный процесс генерации пара (О, К, К', КН, Д, ПН, О) включает несколько стадий : О...К – расширение пара в турбине; К...К' – конденсация отработавшего пара; К'...КН – изоэнтальпийный процесс в насосе подачи конденсата; КН...Д - подогрев воды в деаэраторе; Д...ПН – изоэнтальпийный процесс в питательном насосе. Состояние в точке ПН (ПВ) характеризуется параметрами энтальпии (рисунок 1а) и энтропии (рисунок 1б) при температуре питательной воды $T_{ПВ} = f(P_D)$ и давлении P_0 . Энтальпия пара в точке К (рисунок 1а, 1б) определяется из выражения: $h_K = h_0 - (h_0 - h_{KS})\eta_{ПТ}^{ЭН}$, где $\eta_{ПТ}^{ЭН}$ - КПД паровой турбины. Параметры h_i и S_i для характерных точек цикла P - S и T - S диаграмм, определяются по h - S номограмме водяного пара (пересечение кривых температуры и давления) [4].

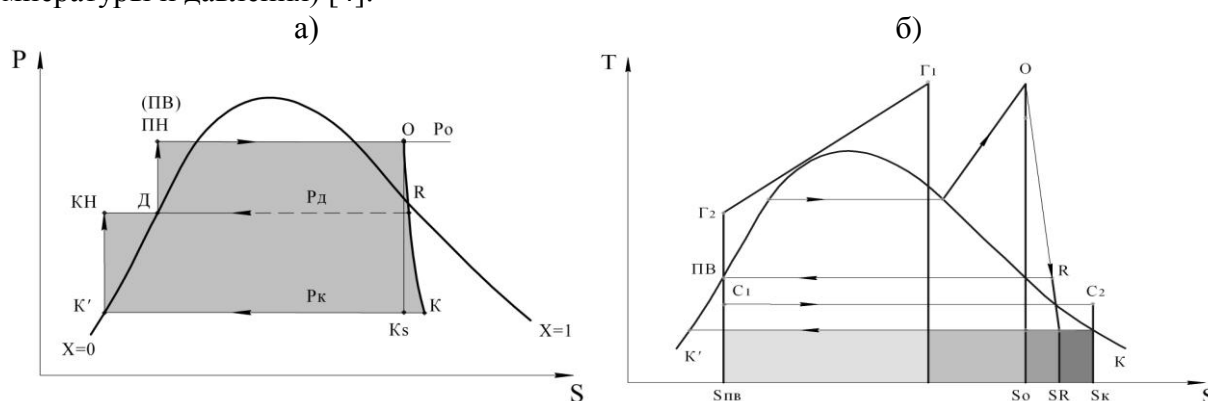


Рисунок 1 – Диаграммы P - S и T - S циклов

В качестве исходных данных взяты значения из таблицы 1 с учетом, что параметры давления изменяются в диапазоне от 0,005 до 13 МПа, а значения температур – от 33 до 540 °С. Найденные по h - S номограмме значения для характерных точек цикла заносятся в таблицу 2.

Таблица 2 – Параметры цикла в характерных точках P - S и T - S диаграмм

Параметры цикла (задаваемые)	Характерные точки цикла							
	0	R	K_s	K	K'	КН	Д	ПВ
$P, \text{МПа}$	13	0,6	0,005	0,005	0,005	0,6	0,6	13
$T, \text{°C}$	540	174	33	33	33	33	159	159
Параметры цикла (определяемые)	Характерные точки цикла							
	0	R	K_s	K	K'	КН	Д	ПВ
$h, \text{кДж/кг}$	3443	2792	2004	2220	137	137	670	670
$S, \text{кДж/кг}\cdot\text{K}$	6,57	6,82	6,57	7,28	0,47	0,47	1,93	1,93

Этап 2. Полученные данные (таблица 2) и формулы расчета параметров энергоблока в конденсационном и теплофикационном режимах, представленные в таблицах 3 и 4, вводятся в программно-технический комплекс, включающий пакет прикладных программ Matchad со специальным алгоритмом отображения результатов расчета эксергетических параметров в виде эксергетических диаграмм.

Таблица 3 – Формулы расчета параметров, эксергетических потерь и КПД энергоблока в конденсационном режиме

Наименование параметра	Формула расчета
1. Химическая эксергия топлива	$E_0 = BQ_H^P 10^3$
2. Неиспользованная эксергия топлива	$\Delta E_X = (1 - \eta_K) E_0$
3. Потери эксергии от неравновесных процессов горения топлива и теплообмена в котле	$\Delta E_{\Gamma} = E_0 \eta_K - Q_{\text{Э}} \left(1 - T_K \frac{S_0 - S_{\text{ПВ}}}{h_0 - h_{\text{ПВ}}} \right) =$ $= T_K \cdot (S_0 - S_{\text{ПВ}}) D_0$
4. Суммарные эксергетические потери в котле	$\Delta E_K = \Delta E_X + \Delta E_{\Gamma}$
5. Эксергия пара, поступающего из котла в турбину	$E_{\text{Э}} = Q_{\text{Э}} \left(1 - T_K \frac{S_0 - S_{\text{ПВ}}}{h_0 - h_{\text{ПВ}}} \right)$
6. Суммарные потери эксергии в турбине, деаэраторе и электрической машине при выработке электроэнергии	$\Delta E_{\text{ТГ}} = \Delta E_{\text{Т}} + \Delta E_{\text{Д}} + \Delta E_{\text{ЭМ}} = T_K (S_0 - S_K) \varepsilon_R D_0 +$ $+ D_0 T_K \left[S_{\text{Д}} - S_R + (1 - \alpha_R) S_{\text{К}'} + (1 - \eta_{\text{ЭМ}}) N_{\Gamma} \right]$
7. Расход электроэнергии на собственные нужды	$\Delta N_{\text{СН}} = \Delta N_{\text{ТД}} + \Delta N_{\text{ТП}} + \Delta N_{\text{ЦН}} + \Delta N_{\text{ПН}}$
8. Эксергетический КПД конденсационного энергоблока	$\eta^{\text{EH}} = \frac{N_{\Gamma}}{E_0}$

Примечание $N_{\Gamma} = \text{const}$ - мощность генератора (таблица 1).

Таблица 4 – Формулы расчета параметров, эксергетических потерь и КПД энергоблока в теплофикационном режиме

Наименование параметра	Формула расчета
1. Химическая эксергия топлива	$E_0 = BQ_H^P 10^3$
2. Суммарные эксергетические потери в котле	$\Delta E_{K^*} = \Delta E_{X^*} + \Delta E_{\Gamma^*} =$ $= (1 - \eta_K) E_0 + T_K \cdot (S_0 - S_{ПВ}) \cdot D_{0^*}$
3. Эксергия пара, поступающего из котла в турбину	$E_{Э^*} = (Q_{Э^*} + \frac{Q_{T^*}}{\eta_{CV^*}}) (1 - T_K \frac{S_0 - S_{ПВ}}{h_0 - h_{ПВ}})$
4. Суммарные потери эксергии в турбине, деаэраторе и электрической машине при выработке электроэнергии	$\Delta E_{ТГ^*} = \Delta E_{T^*} + \Delta E_{Д^*} + \Delta E_{ЭМ^*} = T_K (S_0 - S_K) \varepsilon_{R^*} D_{0^*} +$ $+ D_{0^*} T_K S_{Д^*} - \varepsilon_{R^*} S_R + (1 - \alpha_{R^*}) S_K + (1 - \eta_{ЭМ^*}) N_{Г^*}$
5. Эксергетическая производительность энергоблока (нетто)	$E_{T^*} = Q_{T^*} \cdot (1 - T_K \frac{S_R - S_D}{h_R - h_D}) \cdot \eta_{CV^*}^E$
6. Эксергетическая производительность энергоблока (брутто)	$E_{T^*} / \eta_{CV^*}^E$
7. Потери эксергии в сетевой установке	$\Delta E_{CV^*} = (1 / \eta_{CV^*}^E - 1) E_{T^*}$
8. Расход электроэнергии на собственные нужды	$\Delta N_{CH^*} = \Delta N_{ТД^*} + \Delta N_{ТП^*} + \Delta N_{ЦН^*} + \Delta N_{ПН^*} + \Delta N_{CV}$
9. Эксергетический КПД теплофикационного энергоблока	$\eta^{EK} = \frac{N_{Г^*} - \Delta N_{CH^*} + E_{T^*}}{E_0}$

$N_{Г^*} = const$ - мощность генератора теплофикационного энергоблока

Примечание к таблицам 3 и 4: B – расход топлива на котел; Q_H^P – низшая (расчетная) теплота сгорания топлива; ΔE_{X*} , $\Delta E_{Г*}$ – потери эксергии при химической реакции и неравновесных процессах горения топлива; $T_k = T_0$ – температура в конденсаторе принимается равной температуре окружающей среды; S_i – параметры энтропии в различных точках цикла; D_0 – расход перегретого пара на турбину; $H = h_0 - h_k$ – перепад энтальпий на входе и выходе из турбины (в конденсаторе); $Q_{Э}$, Q_T – тепловая энергия, отпускаемая на выработку электроэнергии и потребителям $\varepsilon_R = 1 - (\alpha_R + \alpha_T)(S_R - S_K)/(S_0 - S_K)$ – удельные потери эксергии от неравновесных процессов горения топлива в котле; $\alpha_R = [(h_{ГВ} - h_{К'}) - \alpha_T(h_D - H_{К'})] / (h_R - h_{К'})$ – относительный расход пара из отбора турбины в парогенератор (для подогрева питательной воды); $\eta_{ЭМ} = 0,97...0,98$ – электромеханический КПД турбогенератора; $\eta_k = 0,90...0,95$ – КПД парового котла для равновесного процесса теплообмена; $\eta_{ПН} = 0,82...0,85$ – КПД питательного насоса; $\eta_{СН} = (N_{Г} - N_{СН} 10^{-3}) / N_{Г}$ – КПД собственных нужд; $\eta_{ТР}$ – КПД трансформации энергии в энергоблоке (принят равным единице); $\eta_{ТГ} = (N_{Г} 10^3) / Q_{Э}$ – КПД турбогенератора; $\Delta N_{СН}$ – расход электроэнергии на собственные нужды; η_N – КПД по производству электрической энергии; $\eta_{СУ} = 0,54$ – КПД сетевой установки; остальные обозначения смотри в таблицах 1, 2.

С помощью программно-технического комплекса произведен расчет потерь эксергии: в котле, турбине, деаэраторе, электрической машине, на собственные нужды энергоблока, для конденсационного режима и дополнительно произведен расчет потерь эксергии в сетевой установке для теплофикационного режима. Полученные значения приведены в таблицах 5 и 6.

Таблица 5 – Эксергетические параметры энергоблока в конденсационном режиме

Параметр	E_0	ΔE_X	$\Delta E_{Г}$	ΔE_K	$E_{Э}$	$\Delta E_{ТГ}$	$\Delta N_{СН}$	η_K^{EK}
Размерность	МВт	МВт	МВт	МВт	кг/с	МВт	МВт	–
Значение	141,85	14,18	63,43	77,61	64,24	12,70	3,63	0,35

Таблица 6 – Эксергетические параметры энергоблока в теплофикационном режиме

Параметр	E_0	ΔE_{K*}	$E_{Э*}$	$\Delta E_{ТГ*}$	$\Delta E_{Г*}$	$\Delta E_{СУ*}$	$\Delta N_{СН*}$	η_T^{EK}
Размерность	МВт	МВт	кг/с	МВт	МВт	МВт	МВт	–
Значение	141,85	56,42	85,43	18,66	20,99	17,88	5,09	0,43

По результатам расчетов с использованием программно-технического комплекса построены эксергетические диаграммы преобразования энергии (рисунок 2), дающие наглядное представление об уменьшении эксергии в процессе ее трансформации из одного состояния в другое.

Как видно из рисунка 2а, при работе энергоблока в конденсационном режиме потери эксергии в котле, турбогенераторе и на собственные нужды составляют соответственно $\Delta E_K = 77,61$ МВт, $\Delta E_{ТГ} = 12,7$ МВт, $\Delta N_{СН} = 3,63$ МВт. Эксергетический КПД энергоблока равен $\eta_K^{EK} = 35\%$.

В случае работы энергоблока в теплофикационном режиме (рисунок 2б) потери эксергии в котле, турбогенераторе, на собственные нужды и сетевой установке составляют соответственно $\Delta E_{K*} = 56,42$ МВт, $\Delta E_{ТГ*} = 18,66$ МВт, $\Delta N_{СН*} = 5,09$ МВт и $\Delta E_{СУ*} = 17,88$ МВт. Суммарный эксергетический КПД при работе энергоблока в теплофикационном режиме выше, чем в конденсационном режиме, и равен $\eta_T^{EK} = 43\%$.

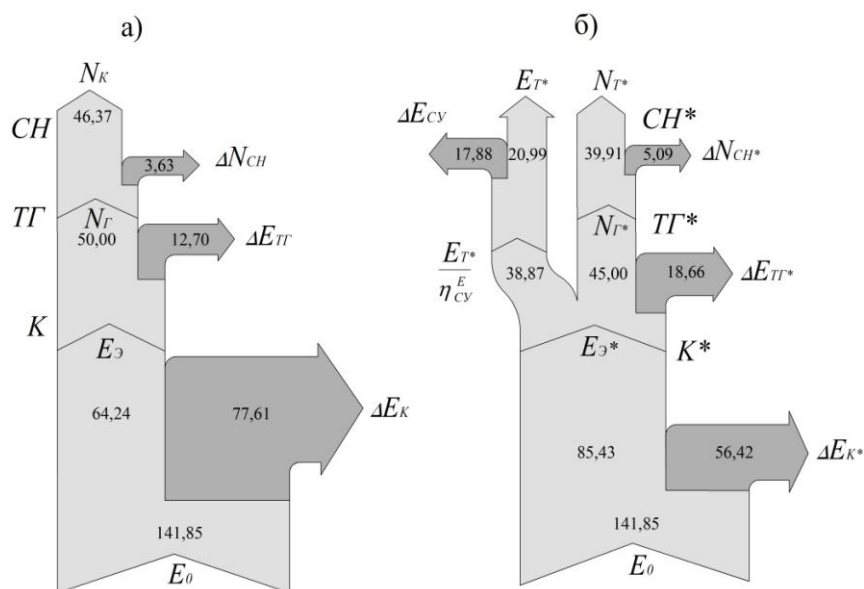


Рисунок 2 – Эксергетические диаграммы преобразования энергии: а) конденсационный режим; б) теплофикационный режим

ВЫВОДЫ

1. Эксергетические параметры и, в частности, эксергетический КПД наиболее объективно отражают реально происходящие физические процессы в энергетических установках, поэтому они могут быть использованы в качестве критерия оценки эффективности КСПЭ.

2. Для расчета эксергетических параметров предложена методика, включающая два этапа: этап подготовки исходных данных и этап определения эксергетических параметров: эксергетических потерь и эксергетического КПД.

3. Этап подготовки исходных данных базируется на номографическом принципе определения параметров энтальпии h и энтропии S (по $h - S$ номограмме водяного пара) в характерных точках изобарного процесса соответствующего энергоблока.

4. Второй этап базируется на данных первого этапа, формулах для определения эксергетических потерь и эксергетического КПД и реализуется с помощью программного технического комплекса, включающего пакет прикладных программ Matchad со специальным алгоритмом отображения результатов расчета эксергетических параметров в виде эксергетических диаграмм.

5. Эксергетические диаграммы позволяют наглядно увидеть потери эксергии на отдельных участках (видах оборудования) и поставить задачу оптимизации потерь за счет замены оборудования или за счет повышения уровня автоматизации соответствующего оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и перспективы его развития [Текст] / В.М. Бродянский // Теплоэнергетика. - 1988. - N 2. - С.14-17.
2. Шаргут, Я.Я. Распределение затрат на производство тепла и электроэнергии на ТЭЦ [Текст] / Я.Я. Шаргут // Теплоэнергетика. - 1994г. - №12.- С. 62-66.
3. Арнольд, Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача/ [Текст] / Л.В. Арнольд, Г.А. Михайловский, В.М. Селиверстов. – М.: Высшая школа, 1979. – 446с.
4. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции. [Текст] / В.Я. Рыжкин. - М.: Энергия, 1983.- 446 с.

Петров Сергей петрович

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Доцент кафедры "Электрооборудование и энергосбережение"
Тел. (4862) 419830

Суздальцев Анатолий Иванович

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Д.т.н., профессор кафедры "Электроника, вычислительная техника и информационная безопасность"
Тел. (4862) 419879

УДК 620.179.1.082.7.05; 53.082.72/.78

Е.В. ПАХОЛКИН, Е.В. АНЦИФОРОВА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНТАКТИРОВАНИЯ В ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯХ С УЧЕТОМ НАЛИЧИЯ НА ПОВЕРХНОСТЯХ ДЕТАЛЕЙ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МОДИФИЦИРОВАННЫХ СЛОЕВ

Работа содержит описание подхода к исследованию процессов, связанных с формированием защитного поверхностного слоя на деталях трибосопряжений. Приведены основные блоки математической модели. Дан качественный анализ полученных теоретических результатов. Показана возможность использования результатов работы при создании диагностического обеспечения технологий ремонтного восстановления узлов трения.

Ключевые слова: моделирование фрикционного контакта, трибомониторинг, электропараметрические методы, ремонтно-восстановительные процессы.

The method of research of processes, related to forming of protective superficial layer on the details of friction pairs is described. The basic blocks of mathematical model are resulted. The quality analysis of the got theoretical results is given. Possibility of drawing on the results of work at creation of the diagnostic providing of technologies of repair of knots of friction is described.

Keywords: modeling of frictional contact, tribomonitoring, electroparametrical methods, repair-regenerative processes.

ВВЕДЕНИЕ

Применение ремонтно-восстановительных составов (РВС, используется также понятие ГМТ – геомодификаторы трения) на основе природных минералов в качестве добавки к смазочным материалам в последние годы является одной из тем, часто обсуждаемых специалистами самых различных отраслей и областей знаний [1 – 14]. Научный и практический интерес к использованию РВС определяется выявленным положительным эффектом: увеличение ресурса узлов трения, энергосбережение и значительное сокращение затрат на ремонт и техническое обслуживание объектов, содержащих различные трибосопряжения.

Положительный эффект от введения в смазочный состав частиц минералов подтверждается исследованиями, проведенными представителями следующих организаций и учреждений:

- Ивановская государственная сельскохозяйственная академия [1];
- Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН [2];
- Морской государственный университет (г. Владивосток) и Институт геологии ДВО РАН [4];
- ГМД ЗФ ГМК «Норильский никель» с привлечением специалистов ООО «Полихим» и Института химии и химической технологии СО РАН (г. Красноярск) [5];
- ВНИ Электромеханики совместно с Институтом физической химии и электрохимии РАН, а также ФГУП «25 ГосНИИ Министерства обороны РФ» [6];
- Институт проблем сверхпластичности металлов РАН (Уфа) [7];
- ООО «КамТехноПром» (исследования проводились на Нижнекамской ГЭС, Камышинской ТЭЦ ОАО «Волгоградэнерго», в филиале «Казанские тепловые сети» ОАО «Татэнерго») [8];
- Ивановский государственный химико-технологический университет совместно с Ивановской государственной сельскохозяйственной академией [9];
- ООО «Прайд-ВС» совместно с ИФХ РАН [11].

Необходимо отметить, что отношение к проблеме использования РВС не является однозначным. Например, в работах [1, 4] помимо положительного эффекта от применения РВС отмечается возможность получения негативных результатов, а также констатируется необходимость мониторинга восстановительных процессов. Наконец, в работах [11, 12] приводятся примеры негативного результата РВС-технологий и примеры экономических потерь, констатируется недопустимость розничной продажи препаратов группы ГМТ.

Проведенный анализ публикаций по проблеме применения РВС в целом позволяет выявить противоречия в объяснении принципов действия РВС, неоднозначные отзывы о практических результатах применения РВС, а также отсутствие единой теории, объясняющей сущность совокупности явлений, протекающих в зоне трения при наличии мелкодисперсных частиц минералов [14]. Сложившаяся ситуация объясняет необходимость и актуальность разработки методов и средств мониторинга процессов в зоне трения, связанных с действием РВС.

Альтернативой методам нанотрибологии при решении рассматриваемой задачи могут служить электрические методы трибомониторинга, благодаря их функциональным возможностям: высокая чувствительность при оценке качества рабочих поверхностей трибосопряжений, безынерционность и удобство получения и преобразования измерительной информации, низкая стоимость диагностического оборудования, несравнимая с техническими средствами иных видов контроля и диагностики. В работе [15] приведено описание экспериментальных исследований, которые подтверждают возможность применения электропараметрических методов трибодиагностики для мониторинга процессов в зоне трения, протекающих в процессе ремонтного восстановления рабочих поверхностей подшипников качения. Сделан вывод о перспективности развития данного направления в целях разработки диагностического обеспечения РВС-технологий. К числу научных задач, требующих решения в рамках разработки электропараметрических методов мониторинга ремонтно-восстановительных процессов, относится задача математического моделирования процессов в зоне трения.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Вопросам математического моделирования электрических параметров фрикционного контакта посвящено большое количество работ. Одним из основных научных трудов в данной области является работа [16]. Значительный вклад в развитие теории трибодиагностики по параметрам электрического сопротивления также внесли В.В. Мишин и В.В. Марков (ОрелГТУ).

Одним из наиболее эффективных диагностических параметров является параметр «нормированное интегральное время разрушения смазочного слоя» (НИВ), численно равное отношению суммарной (интегральной) длительности импульсов проводимости, соответствующих разрушениям смазочного слоя в зонах трения, ко времени измерения. Известная математическая модель [16, 17] оперирует следующими входными параметрами: шероховатость поверхностей трения (параметр Ra шероховатости); толщина смазочного слоя в зоне трения; критерий смазки λ (λ -параметр); номинальная площадь контакта; плотность микронеровностей (число микронеровностей на единицу площади).

Кроме модели вероятности электрического контактирования в трибосопряжении известны и другие более сложные обобщенные модели, позволяющие в зависимости от условий работы трибосопряжения определить параметры электрического сопротивления зоны трения.

Необходимость адаптации известных математических моделей с учетом особенностей решаемой проблемы определяется следующим:

– число контактирующих микронеровностей определяется исходя из номинальной площади контакта и плотности микронеровностей. Такой подход характеризуется получением завышенного значения вероятности микроконтактирования в зоне трения, так как не учитывает распределения микронеровностей по высоте;

- в моделях используется номинальная площадь контакта. Более достоверное решение можно получить, переходя к фактической площади контакта;
- при определении фактической площади контакта необходимо учитывать наличие модифицированного неметаллического слоя, обладающего малой проводимостью.

С учетом сказанного к основным задачам моделирования относятся:

- совершенствование модели электрического микроконтактирования деталей трибосопряжения с учетом нахождения вероятностного числа микроконтактов на номинальной площади фрикционного контакта;
- определение вероятностной фактической площади фрикционного контакта в зависимости от вида распределения высот микронеровностей;
- введение в математическую модель параметра «фактическая площадь электрического контактирования», под которой понимается фактическая площадь контакта, не подвергнутая модифицированию поверхностным неметаллическим слоем;
- проверка работоспособности модели на основании расчета основных параметров (вероятностное число контактов, фактическая площадь контакта, электрическое сопротивление контакта).

ПРЕДЛАГАЕМЫЕ РЕШЕНИЯ

Исходные данные для моделирования:

- высота z микронеровностей на поверхности трибосопряжения;
- сближение δ деталей трибосопряжения, связанное с z и номинальным зазором d в зоне трения;
- число N потенциальных микронеровностей в зоне трения.

Определение номинальной площади контакта можно выполнить на основании решения задачи Герца. Полуширина контакта a определяется выражением:

$$a = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{1/3}, \quad (1)$$

- где P – значение силы контактного взаимодействия;
 R – приведенный радиус контактирующих поверхностей;
 E^* – эффективный (приведенный) модуль упругости.

Значения приведенных радиуса и модуля упругости определяются по формулам:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}, \quad (2)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}, \quad (3)$$

- где E_i, ν_i – модули упругости и коэффициенты Пуассона для контактирующих тел;
 R_i, R – радиусы контактирующих тел.

Далее при моделировании рассматривается точечный контакт, характерный, например, для таких трибосопряжений, как шариковые подшипники качения. Такое допущение не является принципиальным, ход моделирования может быть трансформирован для других схем трения.

Число $N_{\text{ном}}$ потенциальных контактов в зоне трения определяется по формуле:

$$N_{\text{ном}} = \pi \cdot a \cdot b \cdot q, \quad (4)$$

- где a, b – полуоси эллипса контакта;
 q – плотность микронеровностей на единицу площади контакта, м^{-2} .

Понятие «потенциальное число контактов» введено по причине, что не все микронеровности, находящиеся на номинальной площади контакта, могут вступить в контакт. Это объясняется наличием (при жидкостной и смешанной смазке) разделяющего детали трибосопряжения смазочного слоя, а также неравномерностью распределения высот микронеровностей, которая носит вероятностный характер.

Для моделирования влияния высоты микронеровностей поверхностей на фактическую площадь можно применить модель Гринвуда-Вильямсона [18]. Модель является математическим описанием механических процессов, возникающих при контактировании двух шероховатых поверхностей. Ее особенность заключается в использовании методов теории вероятностей для расчета контактного взаимодействия шероховатых поверхностей. Согласно модели Гринвуда-Вильямсона, использование данной функции позволяет оценить число неровностей, вступивших в контакт, т.е. число вероятных контактов, по формуле

$$N = N_{\text{ном}} \cdot \int_d^{\infty} \varphi(\zeta) dz, \quad (5)$$

где $\varphi(\zeta)$ – закон распределения высот микронеровностей, например, закон Гаусса.

Значение номинального зазора между контактирующими поверхностями определяется как результат контактных и гидродинамических процессов:

$$d = \delta - h, \quad (6)$$

где δ – деформационное сближение поверхностей;

h – толщина смазочного слоя.

С учетом того, что параметры выражения (6) являются функциями от координат x и y , соответственно, в направлении качения и ему перпендикулярном, то формулу (6) необходимо обобщить:

$$d(x, y) = \delta(x, y) - h(x, y). \quad (7)$$

Например, при исследовании контакта в плоскости координаты x , выражение (7) принимает вид:

$$d(x) = \delta - x^2 / 2R. \quad (8)$$

Сближение поверхностей определяется выражением [18]:

$$\delta = \frac{\pi p_{\text{max}} a}{2 E^*} = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{1/3}. \quad (9)$$

Решение задачи может быть упрощено при переходе к средним значениям толщины $h_{\text{ср}}$ смазочного слоя и сближения $\delta_{\text{ср}}$:

$$h_{\text{ср}} = 2 \int_0^a h(x) dx, \quad (10)$$

$$\delta_{\text{ср}} = 2 \int_0^a \delta(x) dx. \quad (11)$$

Последние формулы могут использоваться при решении плоских задач контактирования, что является допустимым [18].

Фактическая площадь контакта определяется выражением:

$$A_r = \pi \cdot \beta \cdot N \cdot \int_d^{\infty} \varphi(z) dz, \quad (12)$$

где β – радиус закругления единичной микронеровности, может быть принят равным параметру Rz высоты микронеровностей.

При необходимости учета геометрии зоны трения с учетом координат x и y (учет профиля зазора) последнее выражение может быть обобщено:

$$A_r = \pi \cdot \beta \cdot N \cdot \left[\left(\int_{d(x)}^{\infty} \left(\frac{1}{z} - d(x) \right) \varphi(z) dz \right) \cdot \left(\int_{d(y)}^{\infty} \left(\frac{1}{z} - d(y) \right) \varphi(z) dz \right) \right]. \quad (13)$$

Значение сопротивления фрикционного контакта, определяемое с учетом контактных и гидродинамических процессов в зоне трения, может быть найдено следующим образом. Принимая электрическое сопротивление контакта за сопротивление стягивания (границная смазка), согласно теории Хольма имеем:

$$R_{ст} = \frac{\rho_M}{2 \cdot N \cdot r_k}, \quad (14)$$

где ρ_M – удельное сопротивление материалов контакта;
 r_k – радиус одного пятна металлического контакта.

Опуская математические преобразования выражения (14), можно получить:

$$R_{ст} = \frac{\rho_M \cdot \sqrt{\pi}}{2 \cdot \sqrt{k_M \cdot A_r \cdot N}}, \quad (16)$$

где k_M – дополнительно введенный коэффициент, учитывающий отношение фактической площади электрического контакта к A_r , $k_M \in [1, \bar{1}]$.

Значение фактической площади электрического контакта $k_M \cdot A_r$ требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований, а упрощенный в соответствии с (16) подход к определению сопротивления контакта, частично перекрываемого модифицированным неметаллическим слоем, несомненно, имеет свои ограничения в применении.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

На основании приведенных выше выражений были проведены теоретические исследования для условий:

- тип контакта – точечный (контакт шара диаметром 2 мм с наружным кольцом);
- результаты получены при решении плоской задачи;
- характеристика качества рабочих поверхностей трибосопряжения – $Rz = 0,63$ мкм;
- приведенная скорость в трибосопряжении равна 2 м/с;
- плотность микронеровностей составляет $2,52 \cdot 10^{10}$ мм⁻²;
- основные расчетные характеристики исследовались в диапазоне радиальной нагрузки от нуля до 20 Н.

Основные характеристики фрикционного контакта исследовались в зависимости от внешнего фактора, в качестве которого принята нагрузка в зоне трения, так как при изменении нагрузки изменяются все характеристики контакта, при этом прослеживаются зависимости таких параметров, как нагрузка, потенциальное количество контактирующих микронеровностей, вероятностное число контактирующих микронеровностей, значение деформационного сближения контактирующих деталей, толщина смазочного слоя, относительное фактическое сближение поверхностей и вероятностная фактическая площадь контакта.

Использование выражения (16) позволило также ввести в перечень взаимозависимых параметров электрическое сопротивление трибосопряжения.

Качественный анализ математической модели и частных результатов моделирования позволяет констатировать следующее:

– переход от потенциального числа контактирующих микронеровностей, определяемого с учетом номинальной площади контакта (задача Герца) и среднего шага микронеровностей, к вероятностному числу контактирующих микронеровностей, определяемому с учетом закона распределения вероятности высот микронеровностей, позволяет существенно скорректировать базовую модель вероятности контактирования в трибосопряжении. Вероятностное число микроконтактирований может существенно отличаться от номинального, что приводит к существенной корректировке значения диагностического параметра (НИВ);

– при достижении условий контактирования, когда относительное фактическое сближение деталей трибосопряжения (определенное с учетом деформационного сближения и толщины смазочного слоя, разделяющего контактирующие поверхности) достигает значения, близкого к единице, вероятностное число контактирующих микронеровностей может составлять лишь 30 % от номинального (для приведенных выше условий);

– процессы микроконтактирования, когда толщина смазочного слоя с учетом деформационного сближения не превышает высоты микронеровностей, сопровождаются значительным падением электрического сопротивления фрикционного контакта (для приведенных выше условий – менее единиц Ом);

– вероятностная фактическая площадь фрикционного контакта прямо пропорциональна величине относительного фактического сближения, обратно пропорциональна толщине смазочного слоя (при изменении нагрузки или другого фактора, приводящего к изменению толщины смазочного слоя) и определяется вероятностным числом контактирующих микронеровностей;

– введение понятия «фактическая площадь электрического контакта» при наличии в зоне трения неметаллического поверхностного слоя позволяет существенно скорректировать аналитически определяемое сопротивление фрикционного контакта. Совместное применение диагностических параметров НИВ и «электрическое сопротивление» представляется более информативным при исследовании процессов формирования неметаллических поверхностных слоев.

Работа выполняется при поддержке РФФИ, грант 09-08-99076, а также при поддержке аналитической ведомственной целевой программы “Развитие научного потенциала высшей школы (2009-2010 годы)”, код проекта 2.1.2/2075.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мельников, В. Г. Влияние геомодификаторов, полученных различными методами, на свойства смазочных композиций [Текст] / В. Г. Мельников, В. В. Терентьев, В. П. Зарубин // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2007. - №9. – С. 25-29.
2. Андреева, О.Г. Пути повышения долговечности узлов трения приборов [Текст] / О.Г. Андреева, Н.А. Романова, И.А. Буяновский // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – №1. – С. 23-27.
3. Кулаков, В. А. О механизме смазочного действия силикатного смазочного материала, модифицированного медью [Текст] / В. А. Кулаков // Тяжелое машиностроение. – 2002. - №11. – С. 26-29.
4. Макаренко, А. М. Применение в триботехнике геомодификаторов трения и перспективы развития этого направления [Текст] / А. М. Макаренко // Принципы и процессы создания неорганических материалов: Международный симпозиум (3 Самсоновские чтения), Хабаровск, 15 апр. 2006: Материалы симпозиума. Хабаровск: ТОГУ. – 2006. – С. 58-59.
5. Сушко, В. Ю. Разработка и испытание противоизносных ремонтно-восстановительных составов [Текст] / В. Ю. Сушко, А. А. Соколов, В. В. Штепа, В. Ц. Арутюнов // Цветные металлы. – 2007. - №7. – С. 109-111.
6. Волков, В.Г. Использование высокодисперсных природных гидросиликатов для модифицирования трущихся поверхностей [Текст] / В.Г. Волков, К.А. Павлов, Н.Н. Лознецова, Ю.П. Топоров, В.А. Клюев // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. - №12. – С. 3-5.
7. Бикмухаметов, Т. Ф. Микроструктурные исследования гильзы цилиндра, обработанной по нанотехнологии «РВС» [Текст] / Т. Ф. Бикмухаметов, А.В. Сисанбаев // Химическая физика и мезоскопия. – 2008. – Т. 10. - №2. – С. 170-173.

8. Попов, В. П. Противоизносный и антифрикционный ОТК-состав к смазочным материалам на основе природных гидросиликатов [Текст] / В. П. Попов // Энергетика Татарстана. – 2005. - №1. – С. 59-63.
9. Мельников, В.Г. Исследование влияния на микротвердость поверхности пар трения смазочных композиций, наполненных порошками силикатов [Текст] / В.Г. Мельников, В.В. Терентьев, В.П. Зарубин // Химия и химическая технология. – 2007. – Т. 50, вып. 1. – С.110-111.
10. Новая противоизносная и антифрикционная ресурсовосстанавливающая композиция присадок к смазочным материалам [Текст] / Ю. Н. Дроздов, И. А. Буяновский, М. Н. Зеленская [и др.] // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. - №5. – С. 50-53.
11. Волков, В.Г. Силикаты группы серпентина как материал для присадок к смазочным маслам [Текст] / В.Г. Волков, Н.Н. Лознецова, К.А. Павлов [и др.] // Материаловедение. – 2006. - №4. – С. 41-45.
12. Дураджи, В.Н. Некоторые триботехнические исследования противоизносных антифрикционных ремонтно-восстановительных составов [Текст] / В. Н. Дураджи, С. П. Хазов // Производство и ремонт машин: Сборник материалов Международной научно-технической конференции, Ставрополь, 28 февр. – 6 марта. 2005. Ставрополь.: Изд-во Ст.-ГАУ «АРГУС». 2005, с. 37-44.
13. Погодаев, Л. И. Влияние геомодификаторов трения на работоспособность трибосопряжений [Текст] / Л. И. Погодаев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. - №1. – С. 58-67.
14. Погодаев, Л. И. Влияние смазочных композиций с добавками геомодификаторов трения на работоспособность трибосопряжений [Текст] / Л. И. Погодаев, В. М. Петров, А. Ю. Шабанов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. - №3. – С. 60-66.
15. Пахолкин, Е.В. Мониторинг восстановительных свойств смазочных материалов с ремонтно-восстановительными составами [Текст] / Е.В. Пахолкин, Е.В. Анцифорова // Известия ОрёлГТУ. – Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2008, №4. – С 69-74.
16. Подмастерьев, К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения [Текст]. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.
17. Подмастерьев, К.В. Математическое моделирование вероятности микроконтактирования в трибообъектах [Текст] / К.В. Подмастерьев // Трение и смазка в машинах и приборах. – 2006. – № 3. – С. 3-10.
18. Мышкин, Н.К. Трибология. Принципы и приложения [Текст] / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. – Гомель: ИММС НАНБ, 2002. – 310 с.

Пахолкин Евгений Васильевич

Орловский Государственный Технический Университет, г. Орел

Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры "Приборостроение, метрология и сертификация"

Тел. (4862) 419876

E-mail: Eugene_P@bk.ru

Анцифорова Елена Владимировна

Орловский Государственный Технический Университет, г. Орел

Аспирантка

Тел. (4862) 419876

E-mail: ele-anciforova@yandex.ru

А.С. МОШКИН

НОВЫЕ МЕТОДЫ МОНИТОРИНГА ДИНАМИКИ ЗАЖИВЛЕНИЯ И ОБРАБОТКИ ГНОЙНЫХ РАН

Проблема хирургической инфекции продолжает оставаться актуальной на протяжении многих лет в связи с изменением структуры контингента больных и изменением характера микрофлоры возбудителей. Внедрение цифровых технологий обработки данных позволяет более быстро и эффективно отслеживать динамику заживления гнойных ран в эксперименте, упрощает процесс получения экспериментальных результатов. Исследование водных дисперсий оксидных наноструктур металлов меди и серебра как новой группы средств, обладающих антисептическими свойствами, показывает их высокую эффективность при воздействии на инфицированные раны в эксперименте.

Ключевые слова: анализ динамики заживления ран, гнойные раны, хирургическая инфекция, программа, обработка данных, водные дисперсии оксидных наноструктур металлов.

The problem of a surgical infection continues to remain actual throughout many years, in connection with change of structure of a contingent of patients and change of character of microflora of activators. Introduction of digital technologies of data processing allows more quickly and to trace effectively dynamics of healing of purulent wounds in experiment, simplifies process of reception of experimental results. Research water dispersions nanoparticles of metals oxides copper and silver metals as new group of means possessing antiseptic properties shows their high efficiency at influence on the infected wounds in experiment.

Key words: purulent wounds, surgical infection, the analysis of dynamics of healing of wounds, the program the analysis of dynamics of healing of superficial wounds, dispersions nanoparticles of metals oxides.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Бурное развитие компьютерной техники находит свое применение практически во всех сферах деятельности, но остаются области, куда внедрение современных технологий зачастую остается поверхностным. Одним из таких примеров следует считать традиционную клиническую хирургию и методы мониторинга заживления ран в эксперименте.

До настоящего времени проблемы хирургической инфекции остаются одними из приоритетных, что связано с высокой частотой заболеваемости и с существенными материальными затратами. Частота хирургической инфекции достигает 35-45 % больных в общей структуре хирургических заболеваний и протекает в виде острых и хронических процессов или нагноения посттравматических и послеоперационных ран [1, 2, 3, 4, 5, 6].

При этом причины достаточно многообразны, в частности, увеличение объема и сложности оперативного вмешательства, нередко приводящие к развитию перитонита, рост травматизма [4, 5, 7], увеличение контингента больных с иммунодефицитами. Разработка стратегии и тактики комплексного лечения обширных гнойных ран и гнойных хирургических заболеваний, является одним из главных научно-практических направлений в решении данной проблемы.

В настоящее время в клинической практике используется множество антисептических препаратов. В частности, препараты для лечения ран в первой стадии воспалительного процесса должны оказывать на рану антимикробное, некролитическое и дегидратирующее действия [3, 4, 6, 8, 9].

Наиболее распространенными антисептиками в широкой хирургической практике для лечения гнойно-воспалительных заболеваний остаются галоиды, перекись водорода, борная и салициловая кислота, раствор калия. Из поверхностно-активных веществ для местного применения используется хлоргексидин (ХГ), характеризующийся широким спектром антимикробного действия и относительно малой токсичностью. Известны в лечении гнойных

ран препараты растительного происхождения (дегти, смолы). В настоящее время широко используются в лечении гнойных ран растворы гипохлорита натрия (NaOCl) [4, 10, 11, 12].

С развитием научно-технического прогресса в середине XX века возникла идея применения импульсного электрического разряда для обеззараживания воды [13, 14, 15, 16].

Достигнутые в 60-70-е годы экспериментальные значения удельной энергоёмкости обеззараживания импульсным разрядом оказались достаточно высокими ($\sim 1-10$ кВт·ч/м³ в зависимости от концентрации микроорганизмов), что не позволило приступить к практическим работам. Прогресс в области импульсной энергетики, потребность в безреагентных методах обеззараживания воды возродили интерес к данной методике. При изучении вопроса изменения биологических свойств воды, ее дезинфекции и очистки с применением электрического тока были получены водные дисперсии оксидных наноструктур металлов (ВДОНМ), проявившие высокую биологическую и антисептическую активность [13, 14, 15, 16, 17, 18]. До настоящего времени водные дисперсии оксидных наноструктур металлов исследовались исключительно *in vitro*.

В рамках договора о творческом сотрудничестве с институтом электрофизики и электроэнергетики РАН впервые в России нами было проведено изучение влияния водных дисперсий оксидных наноструктур металлов на динамику заживления гнойных ран в экспериментах на крысах.

С целью успешного проведения исследования в рабочем порядке были решены следующие задачи:

1. Разработана программа мониторинга динамики заживления поверхностных раневых процессов.
2. Исследована динамика бактериальной обсемененности гнойных ран в эксперименте при местном применении водной дисперсии оксидных наноструктур металлов в сравнении с результатами использования растворов гипохлорита натрия и хлоргексидина биглюконата.
3. Изучена в эксперименте на крысах морфодинамика заживления гнойных ран при воздействии водных дисперсий оксидных наноструктур металлов.
4. Выполнен сравнительный анализ результатов экспериментального лечения гнойных ран водными дисперсиями оксидных наноструктур металлов и современными антисептиками.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Экспериментальные исследования по изучению влияния нового антисептика водных дисперсий оксидных наноструктур металлов на раневой процесс проведены на 184 белых крысах линии «Вистар» обоих полов в равных количествах массой 170 ± 30 г. Все животные содержались в индивидуальных клетках. Режим содержания и питания был одинаков во всех группах животных.

В качестве средства обладающего антисептическими свойствами изучалась водная дисперсия оксидных наноструктур металлов, полученная методом электро-импульсной обработки воды (патент «Способ обеззараживания воды» RU 2286951 С2 от 09.07.2004).

Во время получения рабочего раствора использовались медь-серебряные электроды, суммарная энергия составила 10 Дж/мл, при этом содержание продуктов эрозии электродов составило 4,5 мг/мл. С целью изучения пролонгированных антисептических свойств растворы использовались через 2 месяца после их приготовления и хранения в обычных условиях для разрушения высокоактивных соединений и стабилизации структуры. При обработке воды импульсным периодическим электрическим разрядом с малой энергией образуется термодинамически устойчивая, гетерогенная ультрадисперсная (коллоидная) система, обладающая высокой антибактериальной активностью в отношении широкого ряда патогенных микроорганизмов.

Методами динамического светорассеяния, ICP и электронной микроскопии охарактеризована дисперсная фаза системы, которая представляет собой совокупность ультрамалых заряженных металлических частиц - кластеров. Распределение кластеров по

размерам имеет бимодальный характер с максимумами 10 нм и 200 нм, их состав определяется материалом и степенью химической чистоты электродов. При увеличении удельной энергии обработки воды концентрация металла в дисперсионной среде (обработанной воде) линейно возрастала, что позволяло получать растворы с разной концентрацией кластеров. Наибольшей активностью обладали растворы с содержанием кластеров серебра и меди, удельной энергией 10 Дж/мл, общее содержание металла в дисперсионной среде при этом составляло 4,5 мг/л.

Среди наиболее вероятных механизмов поражающего воздействия наночастиц на бактерии можно выделить два:

- проникновение наночастиц внутрь клетки;
- функционирование наночастиц в качестве источников токсичных для бактерий ионов.

С помощью электронной микроскопии было установлено, что наночастицы поодиночке и в виде кластеров располагаются на клеточных стенках бактерий, причем, не всегда способны проникать внутрь бактерий. Бактерии, адсорбируя свободные ионы металла, смещают концентрационное равновесие между ионами и наночастицами. Восстановление концентрационного равновесия вызывает эмиссию ионов из наночастиц, вследствие чего вокруг бактерий, а именно, в зонах их наибольшего сближения с наночастицами, возникают направленные потоки ионов, обуславливая эффективное бактерицидное действие. При этом поражающее действие ионов зависит от степени их токсичности для микроорганизмов $Ag > Cu > Fe$. Учитывая также, что наночастицы обладают электрическим зарядом, можно предположить и кооперативное воздействие на бактерии ионов и электрических зарядов.

Полученные закономерности, дают основу для создания дисперсных систем с заданными свойствами. Фактически дисперсная система, получаемая при обработке воды, способна представлять собой структуру с «интеллектуальными» динамическими свойствами, в которой наночастицы обеспечивают и поддерживают бактерицидное действие ионов металла на бактерии в режиме с обратной связью [15, 16, 18].

Все животные с экспериментальной гнойной раной распределены по сериям, представленным в таблице 1.

Таблица 1 – Распределение животных по сериям в эксперименте

Серии	Метод лечения	Количество животных
I	Животные без лечения (спонтанное заживление). Контрольная группа.	31
II	Местное применение раствора NaOCl (600 мг/л). Группа сравнения.	51
III	Местное применение водного раствора хлоргексидина биглюконата 0,05%. Группа сравнения.	51
IV	Местное применение водных дисперсий оксидных наноструктур металлов меди серебра. Группа сравнения.	51
	ВСЕГО:	184

Эффективность водных дисперсий оксидных наноструктур металлов в качестве антисептиков и пролонгированное сохранение биологической активности подтверждено посевами растворов на питательные среды с целью подтверждения её стерильности при хранении в обычных условиях (стерильность была подтверждена в течение 7 месяцев после выработки растворов). Экспериментальная оценка эффективности применения водных дисперсий оксидных наноструктур металлов проведена в опытах на животных на модели инфицированной раны и в сравнение с использованием растворов гипохлорита натрия и хлоргексидина.

Модель гнойной раны была получена на основе модели (S.Eleck, K. Sommen, 1957 [4]). С целью предупреждения контракции раны за счет эластичности, а также для стандартности условий лечения, к краям раны подшивалась металлическая рамка, соответствующая размерам раны, с «крышкой» для удержания перевязочного материала в ране и предупреждения высыхания раневой поверхности.

Лечение начинали с хирургической обработки гнойной раны, включающей эвакуацию гноя, удаление некротической ткани, дополнительное очищение раствором перекиси водорода и промыванием ее раствором в зависимости от экспериментальной группы. На раневую поверхность во время ежедневных перевязок вместе со сменой марлевых салфеток наносили лекарственные средства, согласно делению животных на серии 1 раз в сутки в течение 14-и суток. Для комплексной оценки течения раневого процесса в исследовании мы использовали методы планиметрического, бактериологического, гистологического исследования ран, которые осуществляли на 3-е, 5-е, 7-е, 10-е, 14-е сутки.

Учитывались следующие параметры течения раневого процесса: наличие и характер воспалительной реакции, состояние краев и дна раны, сроки очищения раны от некротических тканей и появления грануляций, характер грануляционной ткани, сроки начала эпителизации ран. Изменения перечисленных признаков фиксировали и выражали, количественно учитывая сроки лечения.

Для оптимизации метода мониторинга объективных показателей заживления ран вторичным натяжением была разработана и использована программа анализа динамики поверхностных раневых процессов (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2008611104 от 29.02.2008), основанная на широко распространенном в клинической практике планиметрическом методе Л.Н. Поповой, цель которого – регистрация скорости уменьшения раневой поверхности во времени.

Программа использовалась для анализа цифровых фотографий гнойных ран у животных в эксперименте, при этом было необходимо выполнить следующие требования:

- выбор оптимального масштаба изображения для восприятия и анализа;
- выбор оптимального метрического эталона из структур изображения;
- получение информации о периферических размерах и площади ран;
- проведение необходимых расчетов;
- сохранение данных о результатах измерений с учетом требований (текстовая и графическая информация с маркировкой изображений).

В результате значительно возросла достоверность и скорость обработки информации. В зависимости от качества изображений и эталона достигалось снижение погрешности измерений в 4-5 раз, что не является пределом точности для данного метода.

Бактериологическое исследование гнойной раны включало количественное изучение раневой микрофлоры в динамике на 1-е, 3-и, 5-е, 7-е, 14-е сутки лечения. Для изучения динамики морфологических изменений в ране, забор раневых биоптатов проводился на 3-и, 5-е, 7-е, 10-е, 14-е сутки от начала лечения при выведении подопытного животного из эксперимента. Забор материала осуществляли путем иссечения участка мягких тканей дна и прилежащего края раны. Взятый материал сразу фиксировали в 10% растворе нейтрального формалина с последующей проводкой по восходящим спиртам и заливкой в парафин по стандартной методике. Приготовленные парафиновые срезы окрашивали гематоксилин-эозином.

Статистическую обработку результатов исследования проводили с использованием методов однофакторного дисперсионного и корреляционного анализа с помощью электронных таблиц приложения Microsoft Excel 2003. Вычислялись средние величины количественных показателей, среднее ошибки и коэффициент корреляции. Существенность различий средних величин оценивали по показателям Стьюдента.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проведенное исследование показало, что ВДОНМ меди и серебра обладают как антисептической активностью, так и способствуют заживлению гнойных ран в условии эксперимента. ВДОНМ относятся к новой группе веществ обладающих антисептическими свойствами, длительно сохраняют свою активность и теоретически допускают возможность

регулировать силу и качественный характер местного воздействия на раневой процесс с учетом специфики их получения.

Экспериментальная оценка активности ВДОНМ и сравнение с антисептиками (растворы хлоргексидина и гипохлорита натрия) позволила получить следующие результаты.

Впервые проведенные нами исследования показали, что сроки очищения ран в опытных сериях животных, у которых использовали водную дисперсию оксидных наноструктур металлов (меди и серебра) составили ($4,3 \pm 0,2$ сут.), сроки появления грануляций при использовании водных дисперсий оксидных наноструктур металлов на ($4,2 \pm 0,2$ сут.). Сроки выполнения раны грануляциями в опытных сериях животных при применении водных дисперсий оксидных наноструктур металлов на ($5,9 \pm 0,2$ сут.). Начало краевой эпителизации в опытных сериях животных при применении водных дисперсий оксидных наноструктур металлов определялось на ($6,3 \pm 0,1$ сут.). Данные морфодинамики заживления ран в контрольной группе и группах сравнения приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Морфодинамика течения раневого процесса при исследовании ($M \pm m$)

Клинические признаки (сутки)	Серии экспериментов			
	Контроль без лечения	Применение NaOCl	Применение ХГ	Применение ВДОНМ
Сроки очищения ран	$9,1 \pm 0,1$	$4,5 \pm 0,2$	$4,2 \pm 0,1$	$4,3 \pm 0,2$
Сроки появления грануляций	$8,3 \pm 0,2$	$4,3 \pm 0,2$	$4,1 \pm 0,1$	$4,2 \pm 0,2$
Сроки выполнения раны грануляциями	$13,0 \pm 0,3$	$6,0 \pm 0,1$	$5,8 \pm 0,2$	$5,9 \pm 0,2$
Начало краевой эпителизации	$10,6 \pm 0,2$	$6,3 \pm 0,2$	$6,2 \pm 0,1$	$6,3 \pm 0,1$

На основании данных методов планиметрии впервые установлено, что уменьшение площадей ран и скорость заживления при использовании ВДОНМ оказывается сравнимой с традиционными антисептиками, несколько уступая хлоргексидину и немного опережая раствор гипохлорита натрия (600 мг/л), и значительно быстрее в сравнении с контролем без лечения, при этом процент суточного уменьшения ран и скорость заживления остаются высокими с 1-х по 14-е сутки, что находит отражение в гистограмме, представленной на рисунке 1.

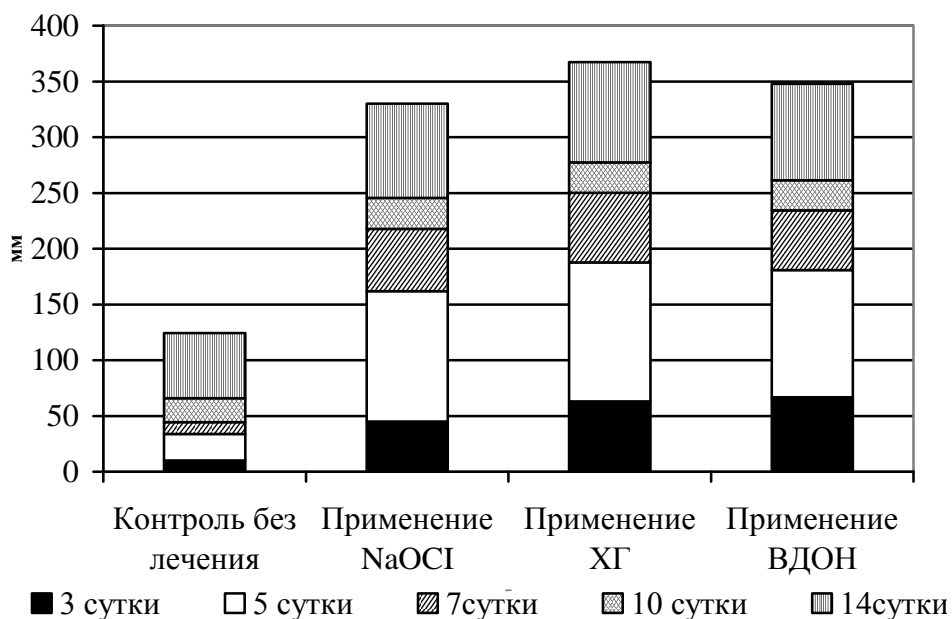


Рисунок 1 – Распределение скорости заживления ран во всех сериях за 14 суток

Таким образом, видна достаточная эффективность ВДОНМ меди и серебра при местном применении, сравнимая с современными антисептиками, и более быстрое заживление ран, чем в группе контроля без лечения. Результаты бактериологического исследования подтвердили достаточную эффективность, сравнимую с современными антисептиками, в результате чего к 7-м суткам отмечалась стерильность раневых биоптатов во всех группах сравнения, в отличие от контрольной группы. Для подтверждения эффективности контроля морфодинамики гнойных ран в нашем исследовании был использован метод гистологического исследования раневых биоптатов, взятых в разные сроки лечения, а результаты при наблюдении гнойных ран среди групп сравнения оказались близки. Фаза воспаления, выражающаяся в трансформации струпа, его демаркации, формирование грануляционной ткани, а также воспалительная инфильтрация подлежащих жизнеспособных тканей дна раны при применении антисептиков групп сравнения сокращается до 5-и суток, а в контроле без лечения выражена до 14-х суток. С 5-х суток в опытных группах животных при использовании ВДОНМ и антисептиков на остаточные явления фазы воспаления наслаивается фаза регенерации, характеризующаяся развитием грануляционной ткани, главным источником которой служит подкожная ткань. При этом она начинает формироваться в виде отдельных островков на дне и стенках раны и далее постепенно выполняет весь дефект раны в опытных сериях животных к 7-м суткам, а в контроле без лечения – в виде отдельных островков, чему способствует наличие в большом количестве тучных клеток, выделяющих биологически активные вещества, макрофагов и плазматических клеток. В опытных сериях животных при лечении к 10-14-м суткам активно происходят процессы эпителизации, ведущие к активно формирующемуся пласту к 10-14-м суткам. В контроле без лечения данных явлений не отмечается.

Таким образом, полученные нами данные экспериментальных планиметрических, микробиологических, гистологических методов исследования раневого процесса у животных опытных групп и групп сравнения, свидетельствуют о том, что при использовании ВДОНМ в местном применении на гнойные раны в качестве антисептика отмечается достаточная эффективность, не уступающая растворам хлоргексидина биглюконата и гипохлорита натрия. Проведенные исследования доказывают достаточную эффективность использования ВДОНМ в качестве антисептика при местном применении, что позволяет рекомендовать их в качестве средств комплексной профилактики и лечения раневой инфекции. К настоящему времени получено уведомление о поступлении и регистрации заявки на изобретение «Способ лечения гнойных ран» от 15.10.2008, регистрационный номер 2008140685.

ВЫВОДЫ

1. Разработана программа мониторинга динамики заживления поверхностных раневых процессов, значительно ускоряющая процесс анализа морфодинамики заживления ран в эксперименте.
2. Бактериальная обсемененность гнойных ран в эксперименте на крысах при местном использовании водной дисперсии оксидных наноструктур меди и серебра отражает динамику, не уступающую таковой при применении растворов гипохлорита натрия (600 мг/л) и хлоргексидина биглюконата (0,05%), в группах сравнения стерильность биоптатов из дна раны наступает к 7-м суткам.
3. При местном применении ВДОНМ меди и серебра отмечается более быстрое очищение ран на 4 сут., выполнение ран грануляциями за 5 сут., более раннее начало краевой эпителизации на 6 сут., как следствие усиления репаративных процессов и более быстрого заживления в экспериментах на животных.
4. При местном применении ВДОНМ меди и серебра морфодинамика заживления гнойных ран не уступает эффекту при использовании хлоргексидина и гипохлорита натрия у экспериментальных животных.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Успешное использование программы мониторинга динамики заживления поверхностных раневых процессов позволяет рекомендовать ее к использованию в дальнейшей экспериментальной практике как в случаях с экспериментальными животными, так и в клинических наблюдениях.

Результаты успешного местного использования водной дисперсии оксидных наноструктур металлов меди и серебра в экспериментах, не уступающих современным антисептикам (хлоргексидина бикарбонат, гипохлорит натрия), позволяют рекомендовать данный метод обработки ран для дальнейшего наблюдения в клинической практике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Глубокова, И.В. О недостатках схем репарации ран кожного покрова / И.В. Глубокова, Н.И. Фаизулин // Интенсивная терапия и профилактика хирургических инфекций: Тез.4-ой Всеармейской конф., 2004. – С.66.
2. Васильева, Т.С. Биологически активные текстильные перевязочные материалы // Активтекст – IV Междунар. конф. «Современные подходы к разработке и клиническому применению эффективных перевязочных средств, шовных материалов и полимерных имплантатов», 2001. – С.105-106.
3. Горюнов, С.В. Гнойная хирургия. / С.В. Горюнов, Д.В. Ромашов, И.А. Бутивщенко. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. – 556 с.
4. Даценко, Б.М. Теория и практика местного лечения гнойных ран (Проблема лекарственной терапии) / Б.М. Даценко, Е.П. Безуглая, С.П. Белов. – Киев: Здоровье, 1995. – 384 с.
5. Ерюхин, И.А. Хирургические инфекции: новый уровень познания и новые проблемы. // Инфекции в хирургии. – 2003. – Том 1., № 1. – С. 2-7.
6. Светухин, А.М. Гнойная хирургия: современное состояние проблемы. / А.М. Светухин, Ю.А. Амирасланов / Под редакцией В.С. Савельева. – М., 2003. – С.335-344.
7. Луцевич, Э.В. Лечение гнойно-некротических процессов в управляемой абактериальной среде с распылением лекарственных препаратов / Э.В. Луцевич, Р.М. Лычковский. – М.: Хирургия, 1990. – №9. – С. 130-132.
8. Петросян, Э.А. Патогенетические принципы и обоснование лечения гнойно-хирургической инфекции методом непрямого электрохимического окисления: Автореф. дис. ... д-ра. мед. наук. – Л., 1991. – 46 с.
9. Пульняшенко, П.Р. Опыт лечения гнойных ран с использованием стабилизированного в димексиде нитрата серебра. // Клиническая хирургия. – 1991. – №1. – С.35-36.
10. Бахир, В.М. Электрохимическая активация. 4.2. – М., 1992. – С.200-221.
11. Бахир, В.М. Электрохимическая активация. 4.1. – М., 1992. – С.220-226.
12. Лелянов, А.Д. Применение электролизного раствора гипохлорита при острых гнойных заболеваниях мягких тканей. // Клиническая хирургия. – 1991. – №12. – С.16-19.
13. Богомаз, А.А. Исследование влияния катодной и анодной струй на свойства сильноточной электрической дуги. / А.А. Богомаз, А.В. Будин, В.А. Коликов, М.Э. Пинчук, А.А. Позубенков, Ф.Г. Рутберг // Журнал технической физики. – 2002, том 72, вып. 1. – С.14-18.
14. Горячев, В.Л. О фотолитических свойствах импульсного разряда в воде. / В.Л. Горячев, Ф.Г. Рутберг, А.А. Уфимцев. // Письма в ЖТФ. – 1998, том 24, № 3. – С.23-26.
15. Горячев, В.Л. // Известия академии наук: энергетика / В.Л. Горячев, Ф.Г. Рутберг, В.Н. Федюкович. – 1998, №1. – С.40-55.
16. Коликов, В.А. Импульсные электрические разряды и пролонгированная микробная устойчивость. / В.А. Коликов, В.Е. Курочкин, Л.К. Панина, Ф.Г. Рутберг. // Доклады академии наук. – 2005, том 403, № 4. – С.561-563.
17. Богомоллова, Е.В. Антимикробные свойства воды, обработанной импульсным электрическим разрядом. / Е.В. Богомоллова, В.Л. Горячев, В.А. Коликов, А.И. Кулишевич, В.Е. Курочкин, Л.К. Панина, Ф.Г. Рутберг, Ф.Г. Юлаев. // Успехи медицинской микологии. – 2003. – Т. 1. – С.90-92.
18. Коликов, В.А. Пролонгированная микробная устойчивость воды, обработанной импульсными электрическими разрядами. / В.А. Коликов, В.Е. Курочкин, Л.К. Панина. // Журнал технической физики. – 2007. – Том 77, вып. 2. – С.33-37.

Мошкин Андрей Сергеевич

Орловский государственный университет, медицинский институт, г. Орел

Аспирант, ассистент кафедры «Анатомии, топографической анатомии и оперативной хирургии»

Тел.: 8-903-881-19-89

E-mail: moskinson@mail.ru

Д.Е. ГОРОХОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА КОМПЛЕКСА СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ ИНФОРМАЦИИ С ПОМОЩЬЮ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА

Рассматривается современная постановка задачи проектирования комплексной системы защиты информации для негосударственных учреждений с небольшим бюджетом. Предложена методика формирования комплекса средств защиты с использованием генетического алгоритма оптимизации.

Ключевые слова: проектирование СЗИ, система защиты информации, оптимизация, генетический алгоритм.

The modern target setting of security systems designing for non-governmental organizations with small budget is viewed. The security assets kit building method using genetic algorithm of optimization is suggested.

Key words: security systems designing, security assets kit building method, optimization, genetic algorithm.

В настоящее время не вызывает сомнения необходимость комплексного обеспечения информационной безопасности на объектах информатизации с использованием как технических так и организационных средств [1].

Известно, что наиболее эффективно задача защиты информации решается в рамках упреждающей стратегии защиты, когда на этапе проектирования объекта информатизации анализируются все возможные угрозы и реализуются механизмы защиты от них. Основной трудностью при реализации упреждающей стратегии защиты информации является значительная неопределенность относительно целей злоумышленника, возможных угроз, способности тех или иных механизмов защиты противостоять воздействию этих угроз. Вместе с тем просчеты в выборе комплекса средств защиты информации на этапе проектирования ведут к неоправданному увеличению ущерба от реализации деструктивных воздействий.

Несмотря на существование достаточно большого количества ГОСТов и руководящих документов, определяющих требования к защищенным системам и порядок их создания подавляющее большинство из них предлагают реализацию концепции нисходящего проектирования, которая отличается высокой стоимостью и зачастую необходимостью разработки оригинальных средств и решений по защите информации.

Автоматизированные же методики управления рисками не позволяют использовать их на этапе проектирования объекта информатизации в рамках реализации упреждающей стратегии защиты.

Вместе с тем, в настоящее время наблюдается рост объема рынка средств защиты информации, динамика этого роста за последние годы представлена на рисунке 1. Последнее предопределило возможность реализации концепции восходящего проектирования с использованием типовых решений по средствам защиты, которая является более доступной для большинства негосударственных учреждений с невысоким бюджетом.

При этом методическая обеспеченность процесса проектирования комплексных систем защиты информации в рамках такой концепции оставляет желать лучшего. Так использование нормативного подхода к построению систем защиты позволяет определить совокупность требований и функций необходимых для обеспечения информационной безопасности. Однако различная ценность активов, а также различия показателей отдельных средств защиты информации приводят к фактической невозможности оптимизации комплекса средств защиты (КСЗ) (как основного элемента системы защиты). В результате возникают необоснованные затраты компаний на информационную безопасность, а значит и снижение эффективности сформированных решений.

Таким образом, налицо несоответствие имеющихся подходов к проектированию эффективных систем защиты требованиям проектировщиков, а значит и необходимость совершенствования методической базы защиты информации.

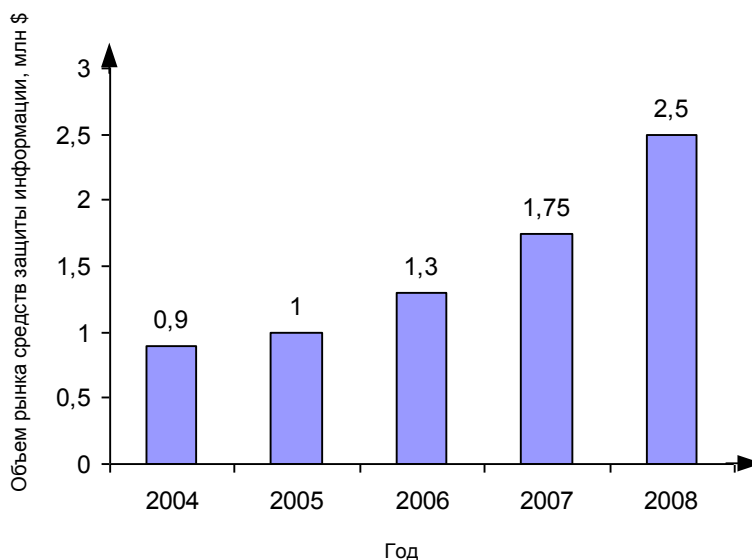


Рисунок 1 – Состояние мирового рынка средств обеспечения информационной безопасности

Рисковый подход к оценке эффективности проектных решений по составу КСЗ ведет к недостаточному учету показателей ресурсоемкости или замещению ущерба полученного вследствие нарушения свойства защищаемого актива ущербом связанным с затратами на создание самой системы защиты. Таким образом, обобщенный показатель эффективности защиты информации тем или иным вариантом комплекса средств защиты носит векторный характер и содержит в своем составе частные показатели описывающие следующие операционные свойства[2]:

- результативность, которая выражается защищенностью информации от совокупности угроз конфиденциальности, целостности и доступности. Данный показатель, очевидно, имеет вероятностную природу, поэтому предлагается в качестве него использовать вероятность успешной реализации какого-либо деструктивного воздействия на заданном интервале времени или значение потенциального ущерба (риска);

- непрерывность защиты информации, определяющаяся через показатели технической надежности КСЗ, которая оценивается средним временем безотказной работы, вероятностью отказа за некоторое время t , вероятностью нахождения КСЗ в работоспособном состоянии на момент времени t или коэффициентом технической готовности.

- ресурсоемкость защиты информации может выражаться в экономических затратах на реализацию и обслуживание КСЗ, а также в затратах телекоммуникационных, вычислительных, организационных ресурсов.

Формализовав процедуру априорной оценки эффективности проектных вариантов на основе моделей использования ресурсов и моделей процесса реализации информационных угроз различных типов, предлагается представить методику формирования оптимального КСЗ следующей совокупностью этапов представленных на рисунке 2.

Для оценки качества реализации защиты информационных активов тем или иным вариантом комплекса средств защиты информации могут применяться как требования и критерии руководящих документов и ГОСТов (ГОСТ ИСО/МЭК 15408, ГОСТ ИСО/МЭК 17799 и др.), так и формальные модели, позволяющие для любого варианта КСЗ \bar{x} получить априорную оценку показателя эффективности в виде:

$$I = f(\bar{x}).$$



Рисунок 2 – Этапы методики формирования оптимального КСЗ

Очевидно данная функция обладает такими особенностями как дискретность и многоэкстремальность, кроме того достаточно проблематично определить вид такой функции. Перечисленные особенности не позволяют использовать для оптимизации состава комплекса средств защиты большинство известных методов. Для решения задач комбинаторной оптимизации существуют переборные методы, а также метод случайного поиска, который при условии равномерного распределения вероятности выбора направления изменения аргумента преобразуется к полному перебору.

По сравнению с обычными оптимизационными методами эволюционные алгоритмы имеют следующие особенности [3]: параллельный поиск, случайные мутации и рекомбинации уже найденных хороших решений. Они хорошо подходят как простой эвристический метод оптимизации многомерных, плохо определенных функций, что определяет возможность их использования для решения задачи оптимизации комплекса средств защиты. Кроме того, этот метод позволяет существенно сократить время вычисления для задач большой размерности.

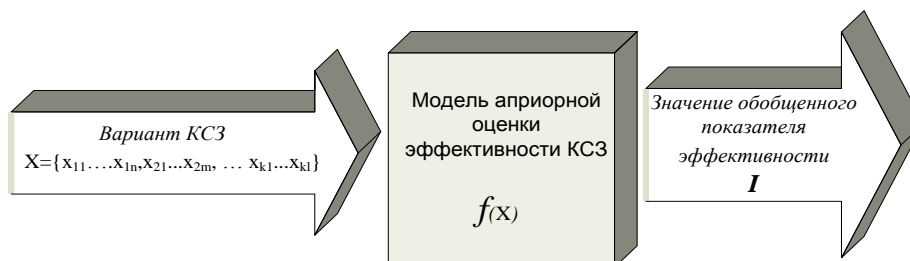


Рисунок 3 – Механизм получения значений функции приспособленности для применения ГАО в задаче оптимизации КСЗ

Основным недостатком генетического алгоритма можно считать возможность его схождения к локальному оптимуму:

$$P \left\{ \bar{x}^* = \bar{x}_{opt} \right\} \approx 1$$

Исходя из размера двоичного вектора решения \vec{x} и выделенного множества рубежей защиты) вычисляется размерность задачи (количество вариантов множества решений) в соответствии со следующим выражением:

$$V = \prod_{i=1}^n 2^{r_i}$$

где i – номер рубежа защиты, r_i – мощность множества средств защиты потенциально возможных для использования на i -ом рубеже.

От полученной размерности задачи зависит выбор метода оптимизации. Так при $V < V_{\text{порог}}$ наиболее целесообразно решать задачу переборными методами, поскольку они дают гарантию нахождения глобального оптимума, однако с возрастанием размерности задачи резко повышаются требования к ресурсоемкости и ухудшается оперативность решения задачи. Поэтому при $V > V_{\text{порог}}$ следует использовать генетический алгоритм.

Алгоритм предлагаемой методики представлен на рисунке 3.10.

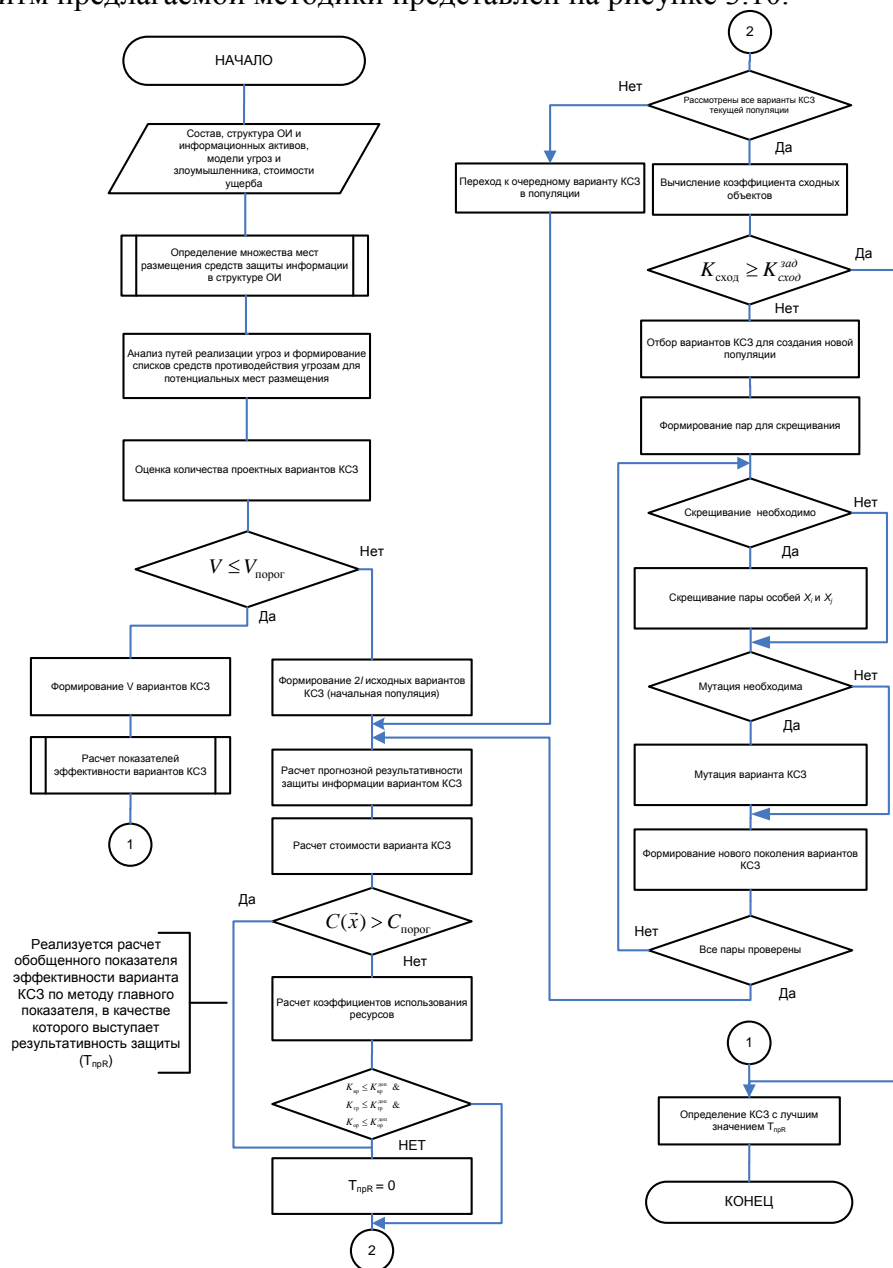


Рисунок 4 – Алгоритм методики формирования комплекса средств защиты информации

Представленная методика позволяет сформировать оптимальный комплекс средств защиты информации при проектировании комплексной системы защиты для объекта информатизации в рамках реализации упреждающей стратегии защиты на основе априорной оценки риска.

Проведенная экспериментальная сравнительная оценка качества разработанных алгоритмов оптимизации состава комплекса средств защиты, построенных на основе генетического алгоритма и методов прямого перебора от размерности исходных данных представлена на рисунке 5.

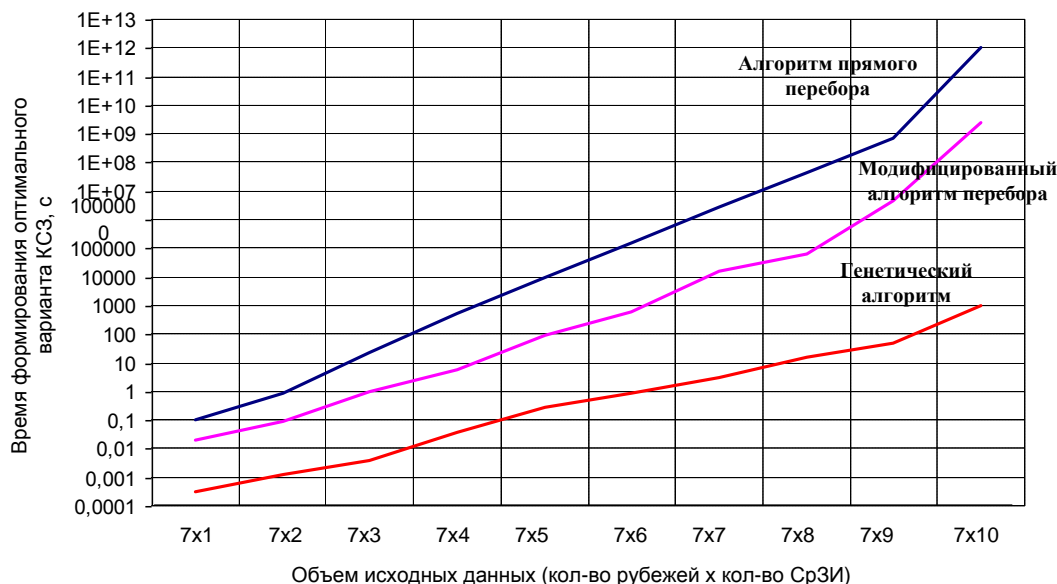


Рисунок 5 – График зависимости времени поиска решения с применением алгоритмов оптимизации КСЗ, построенных на основе ГАО и метода прямого перебора от размерности исходных данных

Очевидно, с увеличением числа проектных вариантов комплекса средств защиты для метода прямого перебора наблюдается резкое увеличение времени поиска решения, что делает невозможным использование данных методов для решения задачи формирования оптимального КСЗ. В то же время предложенный алгоритм позволяет решать задачу поиска оптимального решения на больших размерностях исходных данных за приемлемое время.

Использование предложенного подхода к формированию оптимального состава комплекса средств защиты информации позволит повысить методическую обеспеченность проектирования комплексных систем защиты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камаев В.А., Натров В.В. Моделирование и анализ информационной безопасности организации // Защита информации. INSIDE №4, 2009. – стр. 16-20.
2. Петухов Г. Б., Якунин В.И. Методологические основы внешнего проектирования целенаправленных процессов и целеустремленных систем. – М.: АСТ, 2006.
3. Корнеев В.П. Методы оптимизации / В.П. Корнеев. – М.: Высш. шк., 2007. – 664 с.

Горохов Денис Евгеньевич
 Академия ФСО России
 Адъютант
 Тел. (4862) 41-99-51
 E-mail: gde@inbox.ru

УДК 658.018

К.В. ПОДМАСТЕРЬЕВ, В.В. МАРКОВ

МЕТОДИКА КОЛИЧЕСТВЕННОЙ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ И СИСТЕМ МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА

В этой статье сформулирована актуальность проблемы количественной оценки результативности отдельных процессов и системы менеджмента качества в целом. Сделан обзор возможных подходов к решению поставленной задачи, составлена система показателей качества объекта исследований. Изложена методика количественной оценки результативности процессов на основе цикла Шухарта-Деминга (цикла PDCA).

Ключевые слова: качество; система менеджмента качества; результативность процесса; количественная оценка результативности; показатель качества; методика; методы менеджмента качества.

In this article is formulated the actual of problem the quantitative appraisal of resulting the separate processes and system quality management in the whole. Is make the survey of possible approaches to the decision the putting problem, is draw up the system indexes of quality the object researches. The methodic of quantitative appraisal of resulting the processes on the base of the cycle of Shuhart-Deming (the cycle of PDCA) is give on accounted.

Key words: quality; system quality management; resulting of process; quantitative appraisal of resulting; index of quality; methodic; methods of quality management.

ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ РАБОТЫ

Одной из задач организации, внедрившей систему менеджмента качества (СМК), является определение результативности системы менеджмента и оценивание возможных направлений, в которых целесообразно осуществлять повышение результативности [1]. В настоящее время понятие «Результативность» принято определять, как «Степень реализации запланированной деятельности и достижения запланированных результатов» [2]. Другими словами, результативность – это разность между достигнутым и исходным уровнями качества объекта, полученная в результате улучшения объекта в соответствии с принятыми требованиями. Схема, поясняющая сущность понятия «Результативность», показана на рисунке 1.

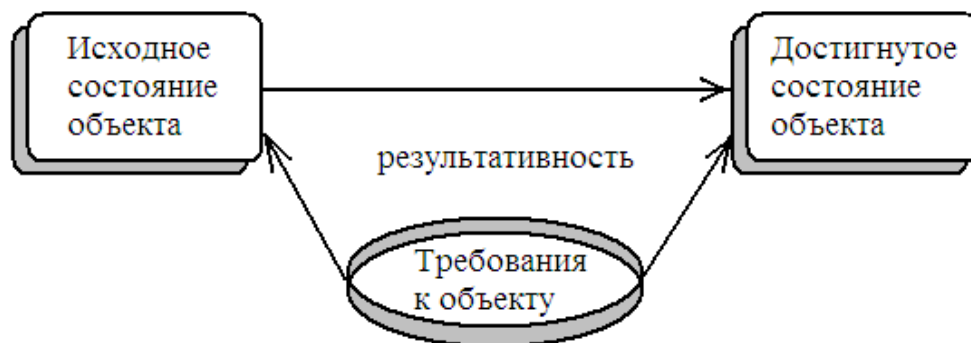


Рисунок 1 – К пояснению сущности понятия «Результативность»

Определить результативность мероприятий по повышению технического уровня промышленной продукции методически несложно. Например, если проектировании измерительного прибора нового типа требуется уменьшить его погрешность, и удалось уменьшить класс точности с 2,0 до 1,5, то результативность работ по повышению точности прибора составит 0,5 или 25 % от исходного значения этого показателя. Точно так же можно

оценить результативность конструкторских работ по улучшению других технических характеристик изделий – функциональных показателей, габаритных размеров, массы и т.п.

Определение результативности процессов СМК – это неоднозначная задача, так как сложно выявить компоненты качества процесса, а произвести их количественную оценку ещё сложнее. А так как организация обязана представить объективные доказательства результативности СМК [1], создание методики оценивания результативности процессов становится весьма актуальной задачей. В этой связи *целью данной работы* является анализ возможных подходов к оценке качества процессов и разработка методики определения результативности процессов и системы менеджмента качества в целом. Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд *задач*, таких, как анализ способов комплексирования показателей качества процессов, моделирование качества процессов СМК, изучение подходов к определению уровней качества и результативности процессов. *Основным результатом* работы должна стать методика оценки результативности деятельности по улучшению качества процессов и СМК в целом, устанавливающий единый подход к решению данной проблемы.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ КОМПЛЕКСИРОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА

Оценивание, определение, измерение – всё это относится к познавательным процедурам, научным обоснованием которых занимается метрология [3]. Как известно, разделом метрологии, охватывающим вопросы измерения и оценки качества, является квалиметрия.

Квалиметрия включает в себя методы оценки качества разнообразных объектов: продукции, услуг, процессов производства и жизнедеятельности. Методом квалиметрии является декомпозиция объекта по свойствам, составляющим его качество, синтез модели качества объекта и её сравнение с известным базовым образцом – эталоном качества. В итоге получается информация о степени соответствия объекта эталону, то есть, о качестве объекта.

Выбор эталона качества и формирование системы показателей качества объекта связаны с конкретной задачей, а составление модели качества является прямой задачей квалиметрии, не зависящей от специфики оцениваемого объекта. Основным этапом моделирования качества можно признать *комплексирование*, то есть процесс перехода от набора единичных показателей качества к одному-единственному обобщённому показателю качества, комплексно характеризующему качество объекта, что удобно при его сравнении с эталоном.

Квалиметрия включает в себя несколько известных способов комплексирования показателей качества, отличающихся по принципам и областям эффективного применения.

1. *Комплексирование через функциональные зависимости, соответствующие объективным законам природы.* Этот способ комплексирования единичных показателей качества предполагает расчёт комплексного показателя качества по формуле, выражающей некоторую объективную закономерность. Широко известным примером этого способа служит комплексный показатель качества – транспортабельность партии лесоматериалов [3]:

$$V = n \cdot l_0 \cdot b_0 \cdot h_0, \quad (1)$$

где V – объём партии лесоматериалов;

l_0 , b_0 и h_0 – соответственно, длина, ширина и толщина одной доски в партии;

n – количество досок в партии.

Применение функциональных зависимостей обеспечивает самое объективное комплексирование единичных показателей качества. Однако, при этом комплексный показатель качества оказывается выраженным в абсолютных единицах измерения, что неудобно для сравнения качества объекта и эталона. Кроме того, область применения данного способа ограничена – далеко не все комплексные показатели качества можно выразить в виде объективной функциональной зависимости. Для комплексирования показателей качества процессов СМК этот способ принципиально непригоден, так как

объект оценки не относится к объективным явлениям природы и не может быть описан физической закономерностью.

2. *Комплексирование по определению комплексного показателя качества.* Этот способ комплексирования также основан на использовании физических закономерностей, но приведённых к особенностям общественных отношений. Известным в технической литературе примером этого способа может служить комплексный показатель качества – годовая производительность автобуса, определяемая по следующей эмпирической формуле [3]:

$$W = 365 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot q \cdot v \cdot t_n, \quad (2)$$

где q – номинальная численность пассажиров в автобусе (вместимость автобуса);

v – эксплуатационная скорость автобуса;

t_n – средняя продолжительность рейса автобуса;

α , β и γ – соответственно, коэффициенты использования, пробега и вместимости автобуса.

Анализ формулы (2) показывает, что при отсутствии коэффициентов α , β и γ она превратилась бы в объективную функциональную зависимость, подобную формуле (1). Коэффициенты позволяют учесть особенности общества: количество пассажиров на конкретном маршруте, вариацию скорости автобуса в пути, «уплотнение» пассажиров в «часы пик».

Для комплексирования единичных показателей качества процессов СМК этот способ также непригоден, так как в его основе лежит объективная функциональная зависимость, «исправленная» эмпирическими коэффициентами. А вот для комплексирования показателей качества отдельных процессов он может быть использован весьма успешно.

3. *Комплексирование по принципу «среднего взвешенного».* В этом случае комплексный показатель качества вычисляют по формулам средневзвешенных оценок: среднего арифметического взвешенного, среднего гармонического взвешенного, среднего квадратического взвешенного или среднего геометрического взвешенного [3]. Наиболее часто для комплексирования используются среднее арифметическое взвешенное \bar{Q} и среднее геометрическое взвешенное $\overline{\overline{Q}}$, определяемые по следующим формулам [3]:

$$\bar{Q} = \sum_{i=1}^n Q_i \cdot q_i; \quad \overline{\overline{Q}} = \prod_{i=1}^n Q_i^{q_i}, \quad (3)$$

где Q_i – значение i -того единичного показателя качества ($i = 1 \dots n$);

q_i – значение весового коэффициента i -того единичного показателя качества ($\sum_{i=1}^n q_i = 1$).

Способ комплексирования по принципу среднего взвешенного является субъективным, так как логику усреднения единичных показателей качества и значения их весовых коэффициентов выбирает человек. Чтобы сделать этот способ более объективным, разработаны известные рекомендации по его использованию, в частности [3]:

1) среднее арифметическое взвешенное используют, если комплексированию подвергаются однородные единичные показатели качества с небольшим разбросом значений;

2) среднее геометрическое взвешенное используют для комплексирования разнородных единичных показателей качества, имеющих значительный разброс значений;

3) весовые коэффициенты единичным показателям качества присваивают экспертным методом и нормируют путём ранжирования или последовательного сопоставления.

Этот способ комплексирования может быть успешно использован для оценки качества процессов СМК, однако его применение связано с большим объёмом вычислений и сложностью присвоения количественных значений единичным показателям качества процессов.

4 *Упрощённый способ комплексирования.* Если определение точных количественных значений единичных показателей качества сложно, дорого или нецелесообразно (то есть,

числовые значения не несут объективной информации о качестве процесса по данному показателю), используют широко известный в технической литературе упрощённый способ комплексирования [3]. Он заключается в том, что экспертным методом устанавливают три уровня качества для всех единичных показателей: высокий или «В» (соответствует значению единичного показателя $Q_i = 1$), средний или «С» ($Q_i = 0,5$) и низкий или «Н» ($Q_i = 0$). Тогда комплексный показатель качества вычисляют по одной из двух формул:

$$\tilde{Q} = 1 - \frac{n_n}{N} - 0,5 \cdot \frac{n_c}{N} \quad \text{или} \quad \tilde{Q} = 1 - \sum_{i=1}^{n_n} q_{ni} - 0,5 \cdot \sum_{j=1}^{n_c} q_{cj}, \quad (4)$$

где n_n и n_c – число единичных показателей качества низкого и среднего уровней;

N – общее число единичных показателей качества;

q_{ni} и q_{cj} – весовые коэффициенты единичных показателей качества, соответственно, низкого и среднего уровней.

Упрощённый способ комплексирования наиболее приемлем при оценке качества процессов. Это связано с тем, что количественную оценку единичных показателей качества процессов, в общем случае, произвести достаточно сложно, иногда – невозможно, и поэтому нецелесообразно. А реперные (ориентировочные) точки «1», «0,5» и «0» очень удобно использовать для математической обработки ответов типа «Да», «Не всегда» и «Нет».

Таким образом, для комплексирования единичных показателей качества процессов СМК, в общем случае, целесообразно использовать упрощённый способ комплексирования.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССОВ СМК

Согласно действующей терминологии в области систем менеджмента качества, «процесс – это деятельность, преобразующая входы в выходы» [2]. Любой вид деятельности можно представить, как систему составляющих, качество которых будет, в совокупности, определять качество процесса в целом.

Результатом анализа составляющих процесса с точки зрения качества является *модель качества процесса*, то есть формализованный процесс, отражающий представление о качестве анализируемой деятельности. Модель качества удобно изображать в виде иерархической структуры показателей качества, получившей известное название «Дерево качества» [3].

«Дерево» позволяет расположить показатели качества процесса в порядке измерения их информативности и структурной принадлежности. Единичные показатели качества, характеризующие однородные свойства процесса, объединяются в группы, а информацию о качестве процесса по группе однородных свойств несёт групповой показатель качества (комплексный показатель качества для данной группы). Групповые показатели качества, в свою очередь, комплексуются в обобщённый показатель качества. Он характеризует качество процесса одним числом, что удобно для сравнения качества двух процессов, но недостаточно информативно, так как остаётся неясным вклад отдельных единичных показателей в обобщённое качество процесса. Таким образом, для создания модели качества процессов СМК рационально использовать иерархическую структуру показателей.

При моделировании в исследуемом процессе выделяются подпроцессы, которые служат для идентификации соответствующих им групповых показателей качества процесса (то есть, групповой показатель получает название «своего» подпроцесса). При подготовке к оцениванию качества подпроцессов для каждого из них формируется массив единичных показателей, которые можно условно разделить на две группы:

- 1) функциональные единичные показатели (характеризуют деятельность в рамках подпроцесса с точки зрения её соответствия цели работы);
- 2) организационные единичные показатели (характеризуют качество организации деятельности, выполняемой в рамках данного подпроцесса).

Функциональные единичные показатели качества индивидуальны для каждого конкретного вида деятельности или процесса. Например, для токарной операции к

функциональным единичным показателям качества можно отнести: уровень вибрации станка (или жёсткость системы СПИД – «станок-приспособление-инструмент-деталь»), точность поверхности обработанной детали, продолжительность обработки (основное время на токарную операцию), «ломкость» стружки, температуру в зоне резания и т.п. Для лекции в университете функциональными показателями качества могут служить: объём изложенного учебного материала, количество примеров использования теоретических знаний в практических целях, уровень охвата литературных источников, активность студентов на занятии, наличие «обратной связи» и т.п. Другими словами, *любой вид деятельности можно охарактеризовать хотя бы одним индивидуальным функциональным показателем качества.*

Организационные единичные показатели качества процессов универсальны. В афористичной форме их можно выразить в виде нескольких «слов-вопросов» [4]:

- 1) «Что?» – показатель качества, указывающий на наличие однозначно сформулированной цели работы в рамках оцениваемой деятельности (поставлена ли цель работы);
- 2) «Кто?» – показатель, указывающий на наличие ответственного исполнителя;
- 3) «Где?» – показатель, определяющий однозначность установления конкретного места выполнения работы (отдел, цех, участок, лаборатория);
- 4) «Когда?» – показатель, позволяющий отметить наличие сроков выполнения работы;
- 5) «Как?» – показатель, устанавливающий наличие рабочей инструкции или другого документа, определяющего порядок выполнения работы (технология). Отметим, что здесь под рабочей инструкцией понимается не только документ, напечатанный на бумаге; в качестве инструкции может служить электронный ресурс, схема, фотография или образец [2];
- 6) «Почему?» – показатель, позволяющий установить наличие понимания исполнителем причин, способных изменить ход работы и повлиять на принятие решения;
- 7) «Как прослеживается?» или «Покажите!» – показатель качества, определяющий, пригодность оцениваемой деятельности для наблюдения со стороны эксперта или аудитора.

Перечисленные «слова-вопросы» могут быть успешно использованы для оценки качества организации процесса. При этом не нужно стараться выдумать формальные показатели, не стоит «гнаться за количеством». Набор единичных показателей качества объекта исследований должен быть минимальным, но достаточным для оценки процесса, и чем меньше показателей он будет содержать при сохранении необходимой информативности, – тем лучше [3]. В общем же случае модель качества процесса будет иметь вид, показанный на рисунке 2. После составления модели качества процесса необходимо оценить его уровни качества.

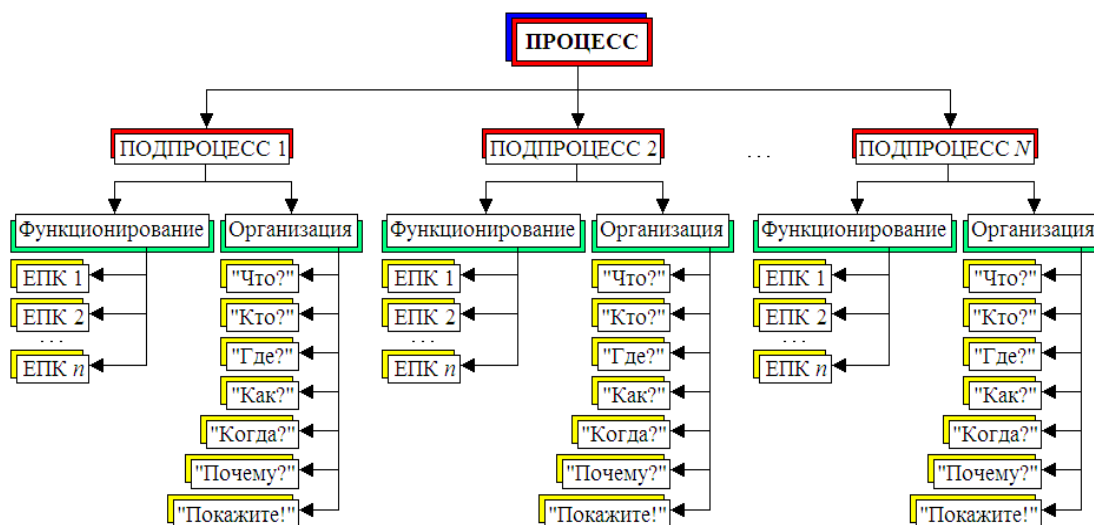


Рисунок 2 – модель качества процесса СМК, представленная в виде иерархической структуры показателей качества процесса (вида деятельности)

ЕПК – единичный показатель качества

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА И РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ УЛУЧШЕНИЙ

Для оценки уровня качества процесса необходимо сформулировать определения единичных показателей качества таким образом, чтобы появилась возможность присвоения им трёх уровней значений:

- 1) низкий уровень качества ($Q_{Нi} = 0$);
- 2) средний уровень качества ($Q_{Сi} = 0,5$);
- 3) высокий уровень качества ($Q_{Вi} = 1$).

Тогда появится возможность количественного оценивания уровня качества процесса с помощью упрощённого способа комплексирования, по формулам (4).

В общем случае, при разработке мероприятий по улучшению качества процессов можно подсчитать три уровня качества одного и того же процесса:

- 1) нормативный уровень качества $\tilde{Q}_{\text{норм}}$ – уровень качества процесса, соответствующий требованиям нормативных документов (например, стандартов);
- 2) исходный уровень качества $\tilde{Q}_{\text{исх}}$ – уровень качества процесса, соответствующий его исходному состоянию (до внедрения улучшающих действий);
- 3) достигнутый уровень качества $\tilde{Q}_{\text{д}}$ – уровень качества процесса, который может быть достигнут после внедрения предложенных улучшающих действий.

Наличие трёх уровней качества для одного и того же процесса позволяет определить результативность внедрения улучшающих действий, а также так называемый «запас результативности» по двум относительно несложным формулам:

- 1) результативность деятельности по улучшению качества:

$$P = \tilde{Q}_{\text{д}} - \tilde{Q}_{\text{норм}}; \quad (5)$$

- 2) запас результативности:

$$Z_p = \tilde{Q}_{\text{норм}} - \tilde{Q}_{\text{д}}. \quad (6)$$

Для эффективного использования предложенного подхода к оценке результативности деятельности по улучшению качества процессов и системы менеджмента качества в целом предложена соответствующая методика.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПО УЛУЧШЕНИЮ КАЧЕСТВА

Для оценки результативности деятельности по улучшению качества процессов и СМК в целом целесообразно выполнить следующие действия:

- 1) представить исследуемый процесс в виде совокупности подпроцессов;
- 2) сформулировать для каждого подпроцесса единичные показатели качества так, чтобы:
 - а) обязательно присутствовали функциональные показатели качества, соответствующие требованиям нормативных документов к данному подпроцессу;
 - б) присутствовали организационные показатели качества;
 - в) все показатели допускали присвоение значений по трёхбалльной шкале (0; 0,5; 1);
- 3) пользуясь упрощённым способом комплексирования, по формуле (4) подсчитать уровни качества процесса:
 - а) нормативный ($\tilde{Q}_{\text{норм}}$);
 - б) исходный ($\tilde{Q}_{\text{исх}}$);
 - в) достигнутый ($\tilde{Q}_{\text{д}}$);
- 4) по формуле (5) подсчитать результативность улучшающих действий;
- 5) по формуле (6) подсчитать «запас результативности» улучшения процесса.

ВЫВОДЫ

Предложенный подход и разработанная методика оценки результативности деятельности по улучшению качества процессов и системы менеджмента качества в целом позволяют достаточно просто решить задачу оценивания результативности и учесть основные составляющие практически любого процесса, не затрачивая на это значительных усилий.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 ГОСТ Р ИСО 9001-2008. Системы менеджмента качества. Требования [Текст]. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2008. – 37 с.
- 2 ГОСТ Р ИСО 9000-2005. Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь [Текст]. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 32 с.
- 3 Шишкин, И.Ф. Квалиметрия и управление качеством: Учебник для вузов [Текст] / И.Ф. Шишкин, В.М. Станякин. – М.: Изд-во ВЗПИ, 1992. – 256 с.
- 4 Свиткин, М.З. Настольная книга внутреннего аудитора [Текст] / М.З. Свиткин, К.М. Рахлин, В.Д. Мацуга, О.Д. Дымкина. – СПб.: Изд. дом «Измайловский», 2003. – 120 с.

Подмастерьев Константин Валентинович

Орловский государственный технический университет, г. Орёл
Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Приборостроение, метрология и сертификация»
Тел. (4862)41-98-21
E-mail: pms35@ostu.ru

Марков Владимир Владимирович

Орловский государственный технический университет, г. Орёл
К.т.н., доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»
Тел. (4862)41-98-76
E-mail: pms35vm@yandex.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 иверху – 2 см.
- Название статьи, а также фамилии и инициалы авторов обязательно дублируются на английском языке.
- К статье прилагается перечень ключевых слов на русском и английском языке.
- Сведения об авторах приводятся в такой последовательности: Фамилия, имя, отчество; учреждение или организация, ученая степень, ученое звание, должность, адрес, 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) выравнивают 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.ostu.ru.

Плата с аспирантов за опубликование статей не взимается.

Адрес учредителя:

Орловский государственный технический университет
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
(4862) 43-48-90
www.ostu.ru
E-mail: nmu@ostu.ru

Технический редактор О.Ю. Григорьева
Компьютерная верстка О.Ю. Григорьева

Сдано в набор 11.09.2009 г.
Подписано в печать 20.10.2009 г.
Формат 60x88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 7,7.
Тираж 600 экз.
Заказ № _____

Отпечатано с готового оригинал-макета на полиграфической базе ОрелГТУ
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.