

НАУКА и ТЕХНИКА

**Международный
научно-технический журнал**

Серия 1. МАШИНОСТРОЕНИЕ



**Science
& Technique 3/2015**

**International
Science & Technique Journal**

Series 1. MECHANICAL ENGINEERING

Издается с января 2002 года

Периодичность издания – один раз в два месяца

Учредитель

Белорусский национальный
технический университет

Главный редактор

Борис Михайлович Хрусталеv

Редакционная коллегия

А. С. Калиниченко (*заместитель главного редактора*),
В. В. Бабицкий, В. Г. Баштовой, А. В. Белый, В. П. Бойков,
С. В. Босаков, Ю. В. Василевич, О. Г. Девойно,
К. В. Доброго, П. И. Дячек, М. З. Згуровский (*Украина*),
Р. Б. Ивуть, М. Г. Киселев, В. М. Константинов, Я. Н. Ковалев,
В. В. Козловский, Н. В. Кулешов, С. Н. Леонович,
С. А. Маскевич, Э. И. Михневич,
Нгуен Тху Нга (*Вьетнам*), М. Опеляк (*Польша*),
О. Г. Пенязков, Г. А. Потаев, О. П. Реут, Ф. А. Романюк,
И. И. Сергей, В. Л. Соломахо, С. А. Чижик, А. Н. Чичко,
В. К. Шелег, Й. Эберхардштайнер (*Австрия*),
Б. А. Якимович (*Россия*)

Published since January 2002

Publication frequency – bi-monthly

Founder

Belarussian National
Technical University

Editor-in-Chief

Boris M. Khroustalev

Editorial Board

A. S. Kalinichenko (*Deputy Editor-in-Chief*),
V. V. Babitsky, V. G. Bashtovoi, A. V. Belyi, V. P. Boikov,
S. V. Bosakov, Yu. V. Vasilevich, O. G. Devoino,
K. V. Dobrego, P. I. Diachek, M. Z. Zgurovsky (*Ukraine*),
R. B. Ivut, M. G. Kiselev, V. M. Konstantinov, Ya. N. Kovalev,
V. V. Kozlovsky, N. V. Kuleshov, S. N. Leonovich,
S. A. Maskevich, E. I. Mikhnevich,
Nguyen Thuy Nga (*Vietnam*), M. Opelyak (*Poland*),
O. G. Peniazkov, G. A. Potaev, O. P. Reut, F. A. Romaniuk,
I. I. Sergei, V. L. Solomakho, S. A. Chizhik, A. N. Chichko,
V. K. Sheleg, J. Eberhardsteiner (*Austria*),
B. A. Yakimovich (*Russia*)

СОДЕРЖАНИЕ

Пантелеенко Ф. И., Оковитый В. А., Девойно О. Г., Асташинский В. М., Оковитый В. В., Соболевский С. Б.	
Разработка технологии нанесения плазменных композиционных покрытий на основе диоксида циркония для систем космических аппаратов . . .	3
Василевич Ю. В., Довнар С. С., Трусовский А. С., Шумский И. И.	
Моделирование и анализ динамики несущей системы фрезерно-сверлильно- расточного станка с моностойкой	9
Шелег В. К., Молочко В. И., Данильчик С. С.	
Условия устойчивого стружкодробления и обеспечения качества обработанных поверхностей при точении с асимметричными колебаниями инструмента . . .	19
Иванов И. А., Нарущко Е. О.	
Влияние геометрических размеров катода вакуумного электродугового испарителя плазмы на величину допустимого тока дугового разряда	25
Качанов И. В., Жук А. Н.	
Экспериментальные исследования по определению силы давления струи рабочей жидкости на плоские поверхности заготовок-препятствий различной формы	30

CONTENTS

Panteleenko F. I., Okovity V. A., Devoino O. G., Astashinsky V. M., Okovity V. V., Sobolewski S. B.	
Development of Technology for Application of Plasma Composite Coatings Based on Zirconium Dioxide for Spacecraft Systems	3
Vasilevich Yu. V., Dovnar S. S., Truskovsky A. S., Shumsky I. I.	
Modeling and Analysis of Dynamics in Bearing System of Drilling, Milling and Boring Machine with Mono-Column	9
Sheleh V. K., Molochko V. I., Danilchik S. S.	
Conditions for Stable Chip Breaking and Provision of Machined Surface Quality While Turning with Asymmetric Tool Vibrations	19
Ivanou I. A., Narushko H. O.	
Influence of Vacuum Arc Plasma Evaporator Cathode Geometry of on Value of Admissible Arc Discharge Current . . .	25
Kachanov I. V., Zhuk A. N.	
Experimental Investigations on Determination of Pressure Force of Power Fluid-Jet Stream on Plane Surfaces of Specimens Having Various Shape	30

Капский Д. В. Повышение качества дорожного движения в очагах аварийности	36	Kapsky D. V. Improvement of Road Traffic Quality in Accident Clusters	36
Филонов И. П., Козерук А. С., Лаптева Е. О., Филонова М. И., Кузнецик В. О., Василевич А. В. Управление процессом одновременного двустороннего формообразования линз на предварительной стадии обработки	43	Filonov I. P., Kozeluk A. S., Lapteva E. O., Filonova M. I., Kuznechik V. O., Vasilevich A. V. Control Over Process of Simultaneous Double-Sided Lens Formation at Preliminary Processing Stage	43
Пугачев И. Н., Куликов Ю. И., Седюкевич В. Н. Показатели качественного функционирования транспортного комплекса Российской Федерации	51	Pugachev I. N., Kulikov Yu. I., Sediukevich V. N. Qualitative Operation Indices of Transport Complex of the Russian Federation	51
Жданович Ч. И., Калинин Н. В. Выбор способа регулирования тягового асинхронного электродвигателя трактора и построение механической характеристики	60	Zhdanovich Ch. I., Kalinin N. V. Selection of Method for Regulation of Tractor Propulsion Asynchronous Electric Motor and Construction of Mechanical Characteristics	60
Аземша С. А., Галушко В. Н., Скирковский С. В., Врубель Ю. А. Анализ данных дорожно-транспортных происшествий и их причин для г. Гомеля за 2013 и 2014 гг.	65	Azemsha S. A., Galushko V. N., Skirkovski S. V., Vrubel Yu. A. Data Analysis of Traffic Accidents and Their Causes in Gomel for 2013 and 2014	65
Суходоев В. Н., Трушкина А. В., Лапенко Н. В. Эффект обжатия нагружаемого рельса полушалами L-образного сечения	74	Sukhodoev V. N., Trushkina A. V., Lapionok N. V. Squeezing Effect of Rail Loaded by Semi-Sleepers Having L-Shaped Cross-Section . . .	74

Ответственный секретарь редакции

В. Н. Гурьянчик

Executive Secretary of Editorial Staff

V. N. Guryanchyk

Адрес редакции
 Белорусский национальный технический университет,
 пр. Независимости, 65, корп. 2, комн. 327
 220013, г. Минск, Республика Беларусь

Тел. +375 17 292-65-14

E-mail: sat@bntu.by

Address
 Belarussian National Technical University
 Nezavisimosti Avenue, 65, Building 2, Room 327
 220013, Minsk, Republic of Belarus

Тел. +375 17 292-65-14

E-mail: sat@bntu.by

 Перерегистрировано в Министерстве информации Республики Беларусь 19 декабря 2011 г.
 Регистрационный номер 285

С 2002 г. издание выходило под названием «Вестник БНТУ»

ISSN 2227-1031. Подписные индексы 00662, 006622
 Подписано в печать 21.05.2015. Формат бумаги 60×84 1/8. Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе.
 Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 250 экз. Дата выхода в свет . Заказ № .

 Отпечатано в БНТУ. Лицензия ЛП № 02330/74 от 03.03.2014.
 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65.

**РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ НАНЕСЕНИЯ
ПЛАЗМЕННЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ
НА ОСНОВЕ ДИОКСИДА ЦИРКОНИЯ
ДЛЯ СИСТЕМ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ**

*Чл.-кор. НАН Беларуси, докт. техн. наук, проф. ПАНТЕЛЕЕНКО Ф. И.¹⁾,
канд. техн. наук ОКОВИТЫЙ В. А.¹⁾,
доктора техн. наук, профессора ДЕВОЙНО О. Г.¹⁾, АСТАШИНСКИЙ В. М.²⁾,
асп. ОКОВИТЫЙ В. В.¹⁾ канд. техн. наук СОБОЛЕВСКИЙ С. Б.³⁾*

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси,

³⁾РУП БелНИИТ «Транстехника»

E-mail: scvdmmed@bntu.by

В статье приведены результаты исследования влияния параметров плазменной струи (ток, дистанция напыления, расход плазмообразующего газа азота), фракционного состава исходного порошка и степени охлаждения сжатым воздухом на характеристики антиметеоритных покрытий. В силу простоты аппаратного оформления, а также ощутимой эффективности в настоящее время для нанесения керамического слоя на основе частичного стабилизированного диоксида циркония в основном используется метод плазменного напыления в воздушной среде. Главной особенностью структуры плазменных антиметеоритных покрытий является то, что для увеличения допустимых деформаций керамики в ней формируют некоторую контролируемую пористость. Идея создания структур с контролируемой пористостью основана на том, что пористые тела менее склонны к макроскопическому растрескиванию под действием внутренних напряжений вследствие торможения либо отклонения растущей трещины порами, а также низкого модуля упругости пористых материалов по сравнению с компактными.

Методика проводимой работы основывалась на комплексных металлографических, рентгеноструктурных и электронно-микроскопических исследованиях антиметеоритного покрытия на основе диоксида циркония.

Для обеспечения высокой ударной вязкости структура антиметеоритного покрытия на основе диоксида циркония должна содержать более 90 % тетрагональной фазы диоксида циркония и менее 10 % моноклинной. При этом фазовый состав и ударная вязкость покрытий зависят как от химического состава, так и от способа получения порошка. Оптимизацию параметров напыления антиметеоритных покрытий на основе диоксида циркония проводили на основании получения максимального коэффициента использования материала и максимального содержания тетрагональной фазы диоксида циркония в напыленном покрытии.

Ключевые слова: плазменные композиционные покрытия, технология нанесения, диоксид циркония, системы космических аппаратов.

Ил. 6. Библиогр.: 20 назв.

**DEVELOPMENT OF TECHNOLOGY FOR APPLICATION
OF PLASMA COMPOSITE COATINGS BASED
ON ZIRCONIUM DIOXIDE FOR SPACECRAFT SYSTEMS**

*PANTELEENKO F. I.¹⁾, OKOVITY V. A.¹⁾, DEVOINO O. G.¹⁾, ASTASHINSKY V. M.²⁾,
OKOVITY V. V.¹⁾, SOBOLEWSKI S. B.³⁾*

¹⁾Belarusian National Technical University,

²⁾A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus,

³⁾RUE Belarusian Scientific-Research Institute of Transport "Transtekhnika"

The paper presents investigation results pertaining to the influence of such parameters as plasma jet (current, spraying distance, expenditure of plasma-forming gas – nitrogen), fraction composition of an initial powder and cooling rate with compressed air on characteristics of anti-meteoritic coatings. Due to simplicity of the apparatus design and its tangible efficiency

a method of plasma spraying in aerial environment is mainly used presently for application of ceramic layer on the basis of partial stabilized zirconium dioxide. The main peculiar feature of plasma anti-meteoritic coating structure is formation of some controlled porosity in order to increase permissible deformations in ceramics. The idea to create structures with controlled porosity is based on the fact that porous bodies are less liable to macroscopic scattering of cracks under the action of internal stresses due to slowing-down or deviation of an extending crack by pores and also due to low elasticity modulus of porous materials in comparison with compact ones.

Methodology of the executed research works has been based on complex metallographic, X-ray and electronic and microscopic investigations of anti-meteoritic coatings on the basis of zirconium dioxide.

In order to ensure high impact strength the structure of anti-meteoritic coatings on the basis of zirconium dioxide should contain more than 90 % of tetragonal phase of zirconium dioxide and not less than 10 % of monoclinic phase. In this case phase composition and impact strength of coatings depend on chemical composition and production method of the powder. Optimization of parameters for spraying anti-meteoritic coatings based on zirconium dioxide has been carried out according to obtaining maximum coefficient of material usage and maximum content of tetragonal phase of zirconium dioxide in the sprayed coatings.

Keywords: plasma composite coatings, application technology, zirconium dioxide, spacecraft systems.

Fig. 6. Ref.: 20 titles.

Введение. Бурное развитие в последние годы конструкционной керамики в значительной мере определило возросший интерес к промышленному использованию керамических покрытий, прежде всего в области высоких температур, – высокопрочных и коррозионностойких, а также антиметеоритных покрытий [1–5]. Среди множества решаемых задач следует отметить проблему создания новых антиметеоритных материалов, способных противостоять воздействию космического вакуума. Основным методом, используемым для нанесения антиметеоритных покрытий из диоксида циркония, является плазменное напыление (до 90 % разработок) [6–9].

К антиметеоритным покрытиям предъявляются жесткие требования. Такие покрытия должны [6]:

- характеризоваться плавным изменением физико-механических свойств (пористости, микротвердости, модулей упругости) в сечении от металлической основы к внешнему керамическому слою;
- выдерживать многократные циклы тепло-смен;
- сохранять газонепроницаемость в условиях эксплуатации и обеспечивать при этом достаточно высокий уровень эрозионной прочности.

В общем случае антиметеоритные покрытия представляют собой многослойную систему, включающую металлический подслой и внешний керамический слой. Основной причиной разрушения плазменных покрытий являются термомеханические напряжения, возникающие

вследствие рассогласования термического расширения металла основы и керамического слоя, а также неравномерности распределения температурного поля в покрытии. Термомеханические напряжения усугубляются действием остаточных напряжений, возникающих в покрытии при напылении, и ослабляются эффектами пластичности и ползучести, реализующимися в металлическом подслое [9].

В качестве материалов для керамического слоя антиметеоритных покрытий часто применяют композиции на основе частичного стабилизированного диоксида циркония (ЧСЦД) [5, 9]. Это обусловлено рядом его свойств: сравнительно большим коэффициентом линейного термического расширения и возможностью обеспечения высоких механических свойств упрочненной керамики, в частности ударной вязкости.

В силу простоты аппаратного оформления, а также ощутимой эффективности в настоящее время для нанесения керамического слоя на основе ЧСЦД в основном используется метод плазменного напыления в воздушной среде [9]. Главной особенностью структуры плазменных антиметеоритных покрытий является то, что для увеличения допустимых деформаций керамики в ней формируют некоторую контролируемую пористость [10]. Идея создания структур с контролируемой пористостью основана на том, что пористые тела менее склонны к макроскопическому растрескиванию под действием внутренних напряжений вследствие торможения либо отклонения растущей трещины пора́ми, а также низкого модуля

упругости пористых материалов по сравнению с компактными.

Более высокая пористость керамического слоя плазменного покрытия достигается изменением режимов напыления (например, увеличением дистанции напыления), увеличением размера напыляемых частиц [11]. Важнейшими характеристиками структуры покрытий являются также размер и форма пор [12]. Малые, острые и угловатые поры выступают как концентраторы напряжений и могут вызвать снижение вязкости разрушения керамики. В то же время большие и округлые поры приводят к притуплению и торможению трещин. Следует однако отметить, что вследствие снижения прочности пористых покрытий для конкретных условий испытаний существует оптимальная величина общей пористости покрытия, при которой достигается его максимальная долговечность [5]. Параметры плазменного напыления в значительной мере влияют на фазовый состав покрытия из ЧСДЦ, его пористость, а также уровень остаточных напряжений в покрытии. Анализ известных разработок [13, 14] показывает, что технологические параметры напыления следует разделить на группы, определяющие:

- степень проплавления порошка в плазменной струе;
- скорость напыляемых частиц;
- интенсивность охлаждения покрытия и основы при напылении.

Установлено, что температура напыляемых частиц значительно влияет на отношение количества образующихся кубической и тетрагональной фаз ZrO_2 [4, 5, 10]. В частности, существует определенный уровень силы тока дуги плазматрона, превышение которого приводит к скачкообразному увеличению долговечности $ZrO_2 - 7\%Y_2O_3$ -покрытия, обусловленного полным проплавлением напыляемых частиц [15]. Дальнейший рост силы тока мало влияет на свойства покрытия. Данный эффект, очевидно, связан с тем, что покрытия из непроплавленных частиц ЧСДЦ содержат повышенное количество моноклинной фазы ZrO_2 [16]. В общем случае увеличение мощности плазматрона, ведущее к повышению температуры и скорости частиц, применение специальных наса-

док и т. д. приводят к увеличению плотности и прочности покрытий [17, 18]. Интенсивность охлаждения покрытия и подложки при напылении, определяемая скоростью и характером охлаждения формирующегося слоя:

- влияет на размер и, следовательно, долговечность фазовых включений;
- влияет на прочность межчастичных контактов в покрытии;
- определяет вид и уровень остаточных напряжений в покрытии [19].

Оптимизация процесса нанесения антиметеоритного покрытия на основе диоксида циркония. Оптимизацию выполняли по методике, изложенной в [5, 19]. На первом этапе оптимизацию на основании получения максимального коэффициента использования материала (КИМ). Вначале КИМ определяли при различных значениях тока (400; 500; 600 и 700 А) и расхода плазмообразующего газа R_{N_2} (40; 45; 50 и 55 л/мин), но с постоянной дистанцией напыления $L = 120$ мм (рис. 1). На следующем этапе оптимальные значения дистанции напыления определяли с постоянными величинами тока и расхода плазмообразующего газа ($I = 600$ А; $R_{N_2} = 50$ л/мин) (рис. 2). И, наконец, для оптимальной дистанции напыления и при постоянном значении R_{N_2} изменялся ток ($L = 110$ мм; $R_{N_2} = 50$ л/мин) (рис. 2). Выполняли напыление покрытий с и без охлаждения порошком фракционного состава (<50 мкм).

Увеличение тока и расхода плазмообразующего газа (рис. 1) до определенных значений вызывает увеличение КИМ, так как эти параметры влияют на степень проплавления порошка [1–4]. Дальнейшее их повышение приводит к тому, что частицы перегреваются и при ударе о подложку разбрызгиваются, следовательно, КИМ уменьшается. При увеличении расхода N_2 происходит уменьшение значений тока для максимального КИМ. Для $R_{N_2} = 55$ л/мин максимальный КИМ = 56 % соответствует $I = 450$ А, для $R_{N_2} = 50$ л/мин максимальный КИМ = 62 % соответствует $I = 600$ А, для $R_{N_2} = 45$ л/мин максимальный КИМ = 57 % соответствует $I = 650$ А. Похожая тенденция сохраняется и при изменении дистанции напыления (рис. 2) при оптимизации значений расхода N_2 и тока (в рассматриваемом случае $R_{N_2} = 50$ л/мин; $I = 600$ А).

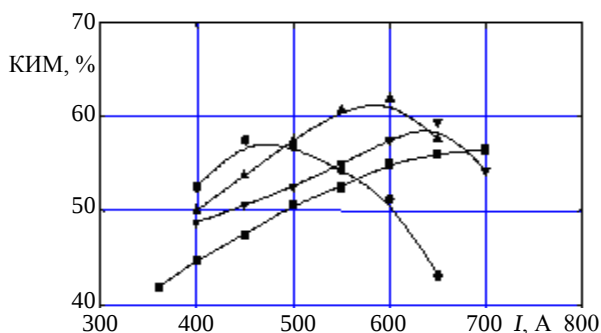


Рис. 1. Влияние тока и расхода плазмообразующего газа (N_2) на КИМ при напылении покрытий на основе ZrO_2 при $L = 120$ мм (размер порошка – менее 50 мкм):
● – $R_{N_2} = 55$ л/мин; ▲ – 50; ▼ – 45; ■ – 40 л/мин

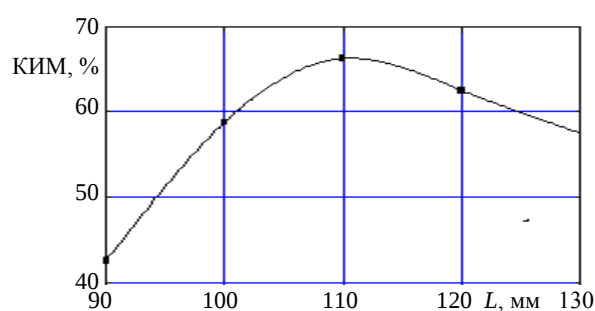


Рис. 2. Влияние дистанции напыления на величину КИМ при напылении покрытий на основе ZrO_2 при $R_{N_2} = 50$ л/мин, $I = 500$ А (размер порошка – менее 50 мкм)

При малых дистанциях напыления частица не успевает достаточно нагреться и достигает подложки с температурой менее $t_{пл}$. В рассматриваемом случае возрастание КИМ продолжается до $L = 110$ мм. Дальнейшее увеличение дистанции напыления приводит к тому, что частица

из-за длительного нахождения в струе переплавляется и при ударе о подложку разбрызгивается, соответственно КИМ падает [5].

При напылении антиметеоритного покрытия на оптимальных режимах с охлаждением происходит уменьшение КИМ с 65 до 62 % при расходе сжатого воздуха 1,0 м³/мин и давлении $p = 4,0$ атм и до 52 % при 1,5 м³/мин и $p = 6,0$ атм (рис. 3), что существенно, поскольку стоимость 1 кг порошка $ZrO_2-Y_2O_3$ составляет около 60–100 дол. США. Тем не менее при напылении с охлаждением и увеличении тока до 600 А повышается содержание тетрагональной фазы (рис. 4б) и снижается содержание моноклинной (рис. 4а), что обеспечивает высокую ударную вязкость антиметеоритного покрытия на основе ЧСДЦ.

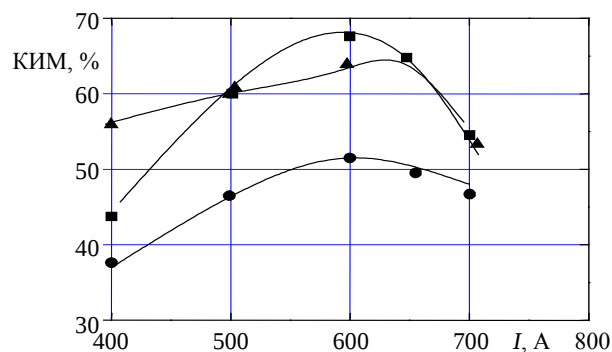


Рис. 3. Влияние тока на величину КИМ при напылении покрытия на основе ZrO_2 при $L = 110$ мм, $R_{N_2} = 50$ л/мин (размер порошка – менее 50 мкм):
● – расход сжатого воздуха 1,5 м³/мин, $p = 6,0$ атм;
▲ – 1,0 м³/мин, 4,0 атм; ■ – без охлаждения

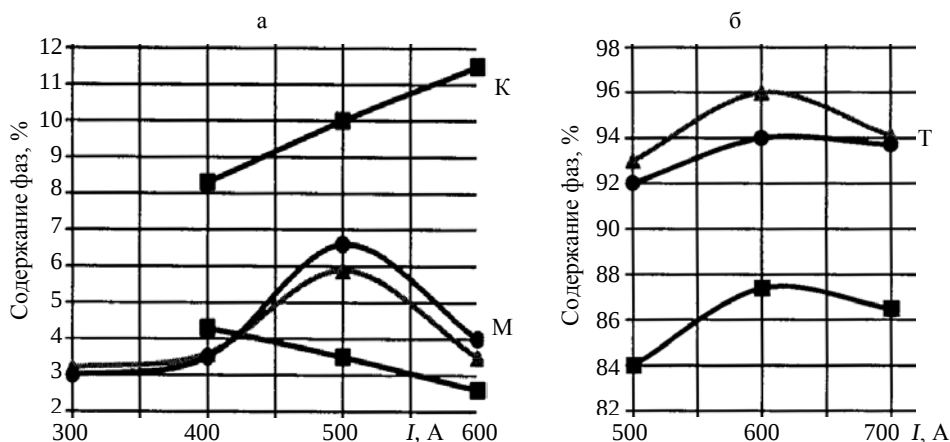


Рис. 4. Влияние величины тока дуги плазматрона и степени охлаждения на фазовый состав $ZrO_2-Y_2O_3$ покрытия при $L = 110$ мм, $R_{N_2} = 8$ л/мин (размер частиц – менее 50 мкм): а – моноклинная (М), кубическая (К); б – тетрагональная (Т);
● – расход сжатого воздуха 1,5 м³/мин, $p = 6,0$ атм; ▲ – 1,0 м³/мин, $p = 4,0$ атм; ■ – без охлаждения

Влияние скорости подачи порошка на КИМ показано на рис. 5. Так как в формировании покрытия принимают участие все частицы в плазменной струе, наилучшими свойствами будут обладать покрытия, отвечающие плазменным режимам, где доля расплавленных частиц в струе и их концентрация максимальны.

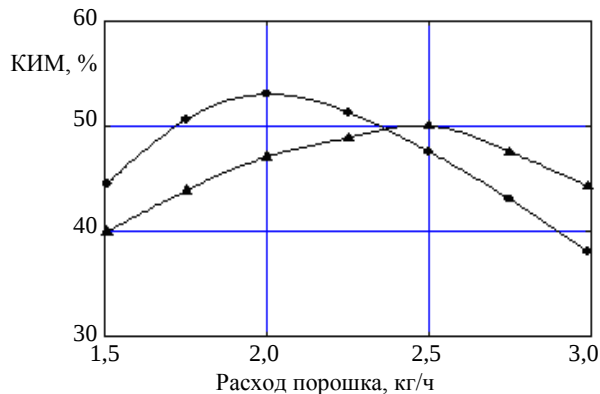


Рис. 5. Влияние скорости подачи порошка на КИМ при напылении покрытий на основе ZrO_2 при $R_{N_2} = 50$ л/мин, $I = 600$ А, $L = 110$ мм (размер частиц порошка – менее 50 мкм): ● – расход сжатого воздуха 1,0 м³/мин, $p = 4,0$ атм; ▲ – 1,5 м³/мин, 6,0 атм

Для определенных выше оптимальных режимов максимальный КИМ соответствует расходу порошка $R_{пор} = 2$ кг/ч, при дальнейшем увеличении расхода КИМ уменьшается, поскольку тепловой энергии плазменной струи не хватает для расплавления всех подаваемых в струю частиц. С увеличением степени охла-

ждения при одинаковых скоростях подачи порошка КИМ уменьшается [1–5].

При увеличении толщины керамического слоя его долговечность определяется двумя противоположными факторами:

1) с ростом толщины керамического слоя уменьшается его проницаемость для газов и снижается температура подслоя, что повышает долговечность покрытия;

2) с ростом толщины керамического слоя резко возрастают напряжения в покрытии (как остаточные, так и возникающие в процессе нагрева–охлаждения), что снижает долговечность.

Для различных фракций порошка $ZrO_2 - 7,1\% Y_2O_3$ (<50; 50–63; 63–100; 100–160 мкм) при различных токах дуги I (400; 500; 600 А) были измерены КИМ и процентное содержание фаз в порошке. Влияние размера частиц на КИМ показано на рис. 6а. С увеличением тока дуги для фракций порошка ZrO_2 (<50 и 50–63 мкм) КИМ растет до 650 А, на более жестких режимах частицы переплавляются и КИМ уменьшается [5]. Для крупных фракций (63–100 и 100–160 мкм) КИМ постоянно растет, даже при 700 А, частицы недостаточно проплавлены и КИМ небольшой – порядка 35 %. При увеличении размера фракции с <50 до 100–160 мкм в покрытии уменьшится количество тетрагональной фазы (рис. 6б), приводящее к ухудшению ударной вязкости.

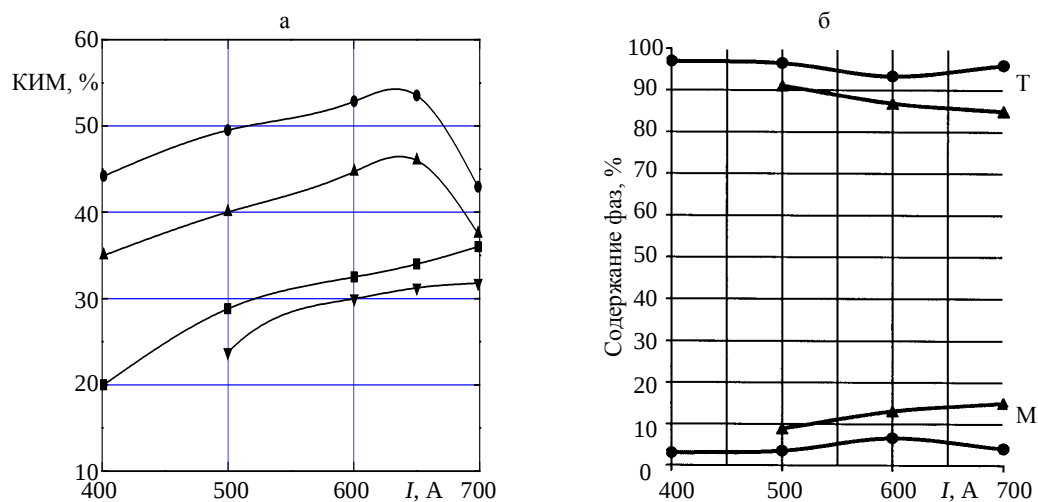


Рис. 6. Влияние тока и размеров частиц порошка на величину КИМ (а) и фазовый состав (б) при напылении покрытий на основе ZrO_2 при $R_{N_2} = 50$ л/мин; $L = 110$ мм; $R_{пор} = 2$ кг/ч: ● – <50 мкм; ▲ – 50–63; ■ – 63–100; ▼ – 100–160 мкм

ВЫВОДЫ

1. Для обеспечения высокой ударной вязкости структура антиметеоритного покрытия на основе диоксида циркония должна содержать более 90 % тетрагональной фазы диоксида циркония и менее 10 % моноклинной. При этом фазовый состав и ударная вязкость покрытий зависят как от химического состава, так и от способа получения порошка.

2. Оптимизацию параметров напыления антиметеоритных покрытий на основе диоксида циркония проводили на основании получения максимального коэффициента использования материала и максимального содержания тетрагональной фазы диоксида циркония в напыленном покрытии. Проведены исследования влияния параметров плазменной струи (ток, дистанция напыления, расход плазмообразующего газа азота), фракционного состава исходного порошка и степени охлаждения сжатым воздухом на характеристики антиметеоритных покрытий.

3. При оптимальных режимах (ток дуги 600 А; дистанция напыления 110 мм; расход плазмообразующего газа азота 50 л/мин; фракционный состав порошка диоксида циркония <50 мкм; расход сжатого воздуха для охлаждения 1,0 м³/мин при $p = 4,0$ атм) получили антиметеоритные покрытия на основе диоксида циркония с коэффициентом использования материала 62 %, содержание тетрагональной фазы 96 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Нанесение** покрытий плазмой / В. В. Кудинов [и др.]. – М.: Наука, 1990. – 407 с.
2. Газотермические покрытия / В. Н. Анциферов [и др.]; под ред. В. Н. Анциферова. – Екатеринбург: Наука, 1994. – 317 с.
3. **Куприянов, И. Л.** Газотермические покрытия с повышенной прочностью сцепления / И. Л. Куприянов, М. А. Геллер. – Минск: Навука і тэхніка, 1990. – 176 с.
4. **Газотермическое** напыление композиционных порошков / А. Я. Кулик [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1985. – 199 с.
5. **Теплозащитные** покрытия на основе ZrO_2 / А. Ф. Ильющенко [и др.]. – Минск: НИИ ПМ с ОП, 1998. – 128 с.
6. **Акишин, А. И.** Космическое материаловедение: метод. и учеб. пособие / А. И. Акишин. – М.: НИИЯФ МГУ, 2007. – С. 209.
7. **Модель космоса:** в 2 т. / под ред. М. И. Панасюка, Л. С. Новикова. – Т. 2: Воздействие космической среды на материалы и оборудование космических аппаратов. – 8-е изд. – М.: Книжный дом «Университет», 2007. – 1143 с.

8. **Effects of Space Conditions on Materials** / Ed. A. I. Aki-shin. – New York: Nova Science Publ., 2001. – 199 p.

9. **Процессы** плазменного нанесения покрытий: теория и практика / А. Ф. Ильющенко [и др.]: под общ. ред. А. П. Достанко, П. А. Витязя. – Минск: Армита – Маркетинг, Менеджмент, 1999. – 543 с.

10. **Safai, S.** Plasma Sprayed Coating – Their Ultramicro-structure / S. Safai, H. Herman // *Advances in Surface Coating Technology*. Paper 5 International Conference, London, 13–15 Feb., 1978. – London: Pub. Welding Institute, 1978. – P. 1–14.

11. **Хасуй, А.** Техника напыления / А. Хасуй. – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.

12. **Борисов, Ю. С.** Применение плазменных покрытий в машиностроении / Ю. С. Борисов, Д. И. Гнатенко, А. С. Куликов // *Защитные покрытия на металлах: сб. статей*. – Киев: Навук. думка, 1979. – Вып. 13. – С. 103–106.

13. **Eschnauer, H.** Pulverfoermige Keramische Werkstoff-e zum Plasmaspritzen / H. Eschnauer [et al.] // *Berichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft*. – 1980. – Vol. 57, No 4–5. – P. 94–98.

14. **McClocklin, R. S.** Thermal-Spray Coatings for Computer Components / R. S. McClocklin, B. A. Teal // *Journal of Vacuum Science & Technology*. – 1975. – Т. 12, № 4. – P. 784–785.

15. **Вяльцев, А. М.** Синтез керамических материалов для высокоплотных покрытий / А. М. Вяльцев // *Получение и исследование свойств новых материалов: сб. статей*. – Киев: ИПМ, 1988. – С. 149–153.

16. **Современные** технологии нанесения теплозащитных керамических покрытий / В. С. Ивашко [и др.] // *Известия Белорусской инженерной академии*. – 1997. – № 2 (4). – С. 28–32.

17. **Aspects of Deposition of the Thermal Barrier Coatings** / A. Ilyuschenko [et al.] // *TECHNOLOGY-97: Proc. of the International Conf.* – Bratislava (Slovakia), 1997. – P. 672–673.

18. **Effect of Chemical, Phase Composition and Heat Resistance of a Ceramic Layer Coating on Resistance to Temperature Cycling** / P. Vityaz [et al.] // *Danube Adria Association for Automation & Manufacturing: Proc. of the 4-st International Conference*. – Tallinn, 1997. – P. 137–140.

19. **Особенности** формирования керамического слоя теплозащитного покрытия / П. А. Витязь [и др.] // *Порошковая металлургия*. – 1997. – № 20. – С. 81–86.

REFERENCES

1. **Kudinov, V. V.,** Pekshev, P. Iu., Belashchenko, V. E., Solonenko, O. P., & Safiullin, V. A. (1990) *Application of Plasma Coating*. Moscow, Nauka. 407 p. (in Russian).
2. **Antsiferov, V. N.,** Shmakov, A. M., Ageev, S. S., & Bulanov, V. Ia. (1994) *Gas-Thermal Coatings*. Ekaterinburg, Nauka. 317 p. (in Russian).
3. **Kupriyanov, I. L.,** & Geller, M. A. (1990) *Gas-Thermal Coatings with High Binding Strength*. Minsk, Navuka i Tekhnika. 176 p. (in Russian).
4. **Kulik, A. Ya.,** Borisov, Iu. S., Mnukhin, A. S., & Nikitin, M. D. (1985) *Gas-Thermal Evaporation of Composite Powders*. Leningrad, Mashinostroenie. 199 p. (in Russian).

5. Il'iushchenko, A. F., Ivashko, V. S., Okovityi, V. A., & Sobolevskii, S. B. (1998) *Heat-Protective Coatings on ZrO₂ basis*. Minsk, Research Institute of Powder Metallurgy with Pilot Production. 128 p. (in Russian).
6. Akishin, A. I. (2007) *Space Material Science*. Moscow, Research Institute of Nuclear Physics, Moscow State University. 209 p. (in Russian).
7. Novikov, L. S., & Panasiuk, M. I. (2007) *Model Space. Vol. 2. Impact of Space Environment on Materials and Equipment of Spacecrafts*. Moscow, Bookshop "Universitet". 1143 p. (in Russian).
8. Akishin, A. I. (2001) *Effects of Space Conditions on Materials*. New York, Nova Science Publ. 199 p.
9. Ilyushchenko, A. F., Kundas, S. P., Dostanko, A. P., Okovityi, V. A., Gurevich, V. A., Gromyko, G. F., Zaiats, G. M., Kuz'menkov, A. N., & Vitiaz', P. A. (1999) *Processes of Plasma Coating Application: Theory and Practices*. Minsk: Armita – Marketing, Management, 543 p. (in Russian).
10. Safai, S., & Herman, H. (1978) Plasma Sprayed Coating – Their Ultramicrostructure. *Advances in Surface Coating Technology. Paper 5 International Conference*. London: Pub. Welding Institute, 1–14.
11. Hasuy, A. (1975) *Spraying Techniques*. Moscow, Mashinostroenie. 286 p. (in Russian).
12. Borisov, Yu. S., Gnatenko, D. I., & Kulikov, A. S. (1979) Application of Plasma Coating in Mechanical Engineering. *Protective Coatings on Metal*. Collected Book. Kiev: Navukova Dumka [Scientific Thought], 13, 103–106 (in Russian).
13. Eschnauer, H., Kilp, F., Mundinger, K., Kuehn, H., & Stitz, O. (1980) Pulverfoermige Keramische Werkstoffe zum Plasmaspritzen [Ceramic Powers for Plasma Spraying]. *Berichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft*, 57 (4–5), 94–98 (German).
14. McClocklin, R. S., & Teal, B. A. (1975) Thermal-Spray Coatings for Computer Components. *Journal of Vacuum Science & Technology*, 12 (4), 784–785. Doi.org/10.1116/1.568671.
15. Vialtsev, A. M. (1988) Synthesis of Ceramic Materials for High-Density Coatings. Obtaining and Investigation of New Material Properties. Collection of Articles. Kiev: IPM Publ. 149–153 (in Russian).
16. Ivashko, V. S., Il'iushchenko, A. F., Okovityi, V. A., & Sobolevskii, S. B. (1997) Modern Technologies for Application of Thermal Protective Ceramic Coatings. *Izvestiia Belorusskoi Inzhenernoi Akademii* [News of Belarusian Engineering Academy], 2 (4), 28–32 (in Russian).
17. Il'iushchenko, A., Okovityi, V., & Sobolevskii, S. (1997) Aspects of Deposition of the Thermal Barrier Coatings. *Proc. of the International Conf. TECHNOLOGY-97*, 12 September 1997. Bratislava, Slovakia, 672–673.
18. Vityaz, P., Il'iushchenko, A., & Okovityi, V. (1997) Effect of Chemical, Phase Composition and Heat Resistance of a Ceramic Layer Coating on Resistance to Temperature Cycling. *Proc. of the 4-st International Conference Danube Adria Association for Automation & Manufacturing*, 14 December 1997. Tallinn, Estonia, 137–140.
19. Vitiaz', P. A., Il'iushchenko, A. F., Okovityi, V. A., & Ivashko, V. S. (1997) Specific Features of Ceramic Layer Formation in Thermal Protective Coating. *Poroshkovaya Metallurgiya* [Powder Metallurgy], 20, 81–86 (in Russian).

Поступила 14.10.2014

УДК 621.9.011:517.962.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ФРЕЗЕРНО-СВЕРЛИЛЬНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА С МОНОСТОЙКОЙ

Докт. физ.-мат. наук, проф. **ВАСИЛЕВИЧ Ю. В.¹⁾**, канд. техн. наук, доц. **ДОВНАР С. С.¹⁾**,
инженеры **ТРУСКОВСКИЙ А. С.²⁾**, **ШУМСКИЙ И. И.²⁾**

¹⁾Белорусский национальный технический университет,
²⁾ОАО «МЗОР» – управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

E-mail: ssdov@tut.by

Проведен МКЭ-анализ динамики несущей системы тяжелого станка. Это перспективный структурный вариант для крупногабаритного многоцелевого станка с горизонтальным ползуном. Каретка и ползун перемещаются вертикально по субтильной моностойке. В существующем станке-аналоге используется жесткая двойная стойка. Выполнены статический, модальный и гармонический анализы несущей системы с моностойкой МКЭ-моделированием до изготовления опытного образца. Расчеты для станка-аналога показали хорошее совпадение МКЭ-расчета с экспериментами.

Выявлены шесть общестаночных резонансов несущей системы. Из них осциллирующие силы резания активно возбуждают три-четыре резонансные моды. Установлены диапазоны изгибно-крутильных (20–40 Гц) и клевковых резонансов (70–90 Гц). Существенно выше (от 140 Гц) начинается диапазон многоволновых резонансов, которые связаны с изгибными колебаниями ползуна и согласованными с ними выпучиваниями стенок стойки. Показана стабильность картины резонансов. Наиболее опасен крутильный резонанс стойки на частоте около 40 Гц. Жесткость на шпинделе падает до

3,8 Н/мкм. Наблюдается самостабилизация крутильного резонанса. Частота крутильных колебаний почти не меняется при подъеме–опускании каретки с ползуном. Это связано с миграцией динамической оси кручения.

Построены амплитудно-частотные характеристики несущей системы для различных положений каретки на стойке. Определены три интервала частот, в которых возможна обработка на станке. Первый интервал является статическим. В нем станок с моностойкой уступает станку-аналогу. Причиной является низкая статическая жесткость субтильной стойки. Второй интервал узок и находится между изгибно-крутильными и клевковыми резонансами. Наиболее эффективен третий интервал. В нем есть участок междиапазонной паузы между общестаночными и многоволновыми резонансами. Здесь наблюдается существенное увеличение динамической жесткости на шпинделе, что компенсирует субтильность стойки. Высокий потенциал динамической жесткости выявлен в направлении оси ползуна (>2000 Н/мкм). Обнаружена склонность станка к кроссингу перемещений при колебаниях. Обсуждены особенности этого эффекта. Схема с моностойкой рекомендуется к использованию на практике. Условием является переход к быстроходному главному приводу в рамках концепции высокоскоростной обработки. Требуется обеспечить жесткость осевого привода подачи.

Ключевые слова: МКЭ, станок, жесткость, резонанс, АЧХ, вибрация, высокоскоростная обработка.

Ил. 5. Табл. 4. Библиогр.: 12 назв.

MODELING AND ANALYSIS OF DYNAMICS IN BEARING SYSTEM OF DRILLING, MILLING AND BORING MACHINE WITH MONO-COLUMN

VASILEVICH Yu. V.¹⁾, DOVNAR S. S.¹⁾, TRUSKOVSKY A. S.²⁾, SHUMSKY I. I.²⁾

¹⁾ Belarusian National Technical University,

²⁾ JSC “MZOR” – Managing Company of “Belstankoinstrument” Holding

FEM-analysis of dynamics in the bearing system of a heavy-duty machine tool has been carried out in the paper. This is a prospective variant for a large-size multi-purpose machine tool with a horizontal sliding ram. A saddle and a ram are moving vertically along a subtle mono-column. A rigid double-column is used in the existing analog machine tool. A static, modal and harmonic analysis of the bearing system with the mono-column has been made in the paper. It has been done with the help of FEM-simulation prior to fabrication of a prototype sample. Previously conducted calculations for the analog machine tool have shown good compatibility of FEM-calculation with experiments.

Six common machine tool resonances have been revealed for the bearing system. Their oscillating cutting forces are actively exciting three-four resonance modes. Ranges of a flexure-torsion resonance (20–40 Hz) and nose-diving resonances (70–90 Hz) have been determined in the paper. The paper shows that the range of multi-wave resonances starts significantly higher from 140 Hz. These resonances are interconnected with bending oscillations of the ram and bucklings of the column walls which are matched with the oscillations. The paper demonstrates stability in resonance pattern. The torsional resonance of the column on the frequency of nearly 40 Hz is considered as the more dangerous one. Spindle rigidity goes down up to 3.8 Н/μm. It is possible to observe self-stabilization of the torsional resonance. Frequency of the torsional oscillations is practically unchangeable when there is a lifting or lowering down of the saddle and the ram. It is related to the migration of dynamical axis of torsion.

Frequency-response characteristics of the bearing system have been constructed for various saddle positions on the column. Three frequency intervals that make it possible to carry out machining operation have been determined in the paper. The first interval is a static one. The machine tool with a mono-column comes short of the analog machine tool in this interval. The main reason of it is low static rigidity of the subtle column. The second interval is narrow and it is located between flexure-torsion and nose-diving resonances. The third interval is considered as the most efficient one. The interval contains a section of inter-range pause between general machine tool and multi-wave resonances. In this case it is possible to observe a significant increase of the dynamic rigidity on the spindle that compensates the column subtlety. High potential of the dynamic rigidity has been revealed in the direction of the ram axis (>2000 Н/μm). The paper shows liability of the machine tool to displacement crossings during oscillations. Peculiar features of this effect have been discussed in the paper. The diagram with a mono-column is recommended for practical application. The main condition is a transition to high-speed drive within the framework of concept on high-speed machining. It is necessary to ensure rigidity of the axial feed drive system.

Keywords: finite elements method (FEM), machine tool, rigidity, resonance, frequency-response characteristics, vibration, high-speed machining.

Fig. 5. Tab. 4. Ref.: 12 titles.

Предмет исследования. Работа посвящена МКЭ-моделированию и анализу динамических характеристик перспективного структурного варианта крупногабаритного станка с высотой стойки 4 м. Белорусский производитель ОАО «МЗОР» выпускает станок-аналог. Это горизонтальный

фрезерно-сверлильно-расточной (многоцелевой) станок тяжелого класса МСП-6401 [1]. Он имеет двойную (бинарную) стойку (А, В, рис. 1а). В прорези между стойками вертикально (по оси Y) перемещается каретка D. Из нее в осевом направлении Z выдвигается ползун со шпин-

дельным узлом F на конце. Деталь или стойку можно перемещать также в продольном направлении X .

Станки рассматриваемого класса оснащены лезвийным инструментом и работают с существенными силами резания. Основной задачей является получение точных контуров в плоскости XY (окон, отверстий, пазов). По направлениям X и Y желательны минимальные отклонения станка.

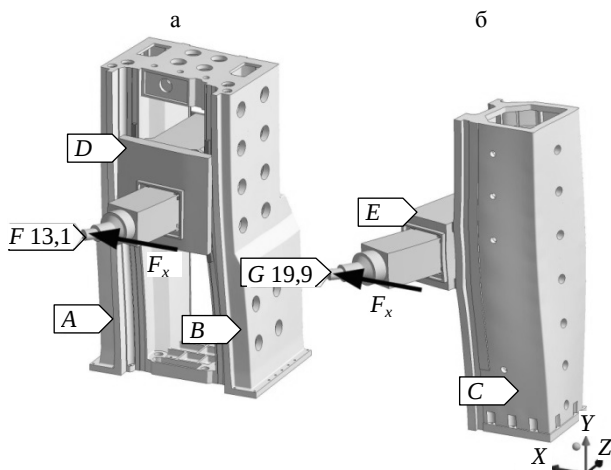


Рис. 1. Несущие системы (а) двухстоечного МСП-6401 (Д-станка) и (б) одностоечного станков (М-станка), нагруженные вдоль X силой $F_x^{\text{ст}} = 1000$ Н (числа – перемещения шпинделей в мкм)

В то же время пики сил наиболее вероятны в осевом направлении Z при сверлении и плунжерном фрезеровании. Структурный вариант «двойная стойка» и сам двухстоечный станок МСП-6401 (Д-станок) характеризуются статической жесткостью и массивностью. Станок хорошо зарекомендовал себя для небыстрого силового резания. Однако в мировой практике возник конкурент – структурный вариант – моностойка (М-станок, рис. 1б). Здесь на стойке-колонне C сбоку подвешена каретка E . Оси стойки C и ползуна G не пересекаются друг с другом. Вариант моностойки экономит металл и облегчает процесс литья. Производители осваивают подчеркнуто нежесткие, субтильные моностойки.

Концепция резонансной (закритической) обработки на станке. Крупногабаритный станок с грузом (кареткой и ползуном) должен обладать при резании высокой жесткостью на шпинделе. Очень трудно достичь нужной статической жесткости. Но можно

обеспечить динамическую жесткость машины за счет инерционной массы конструкции (в резонансной (закритической) области частот). Это общий эффект в поведении подпружиненных масс. В станке надо, во-первых, снизить резонансные частоты (субтильность конструкции). Во-вторых, нужно рабочие частоты поднять как можно выше над резонансными. Для этого станок должен использовать высокоскоростной главный привод (например, моторшпиндель). Необходимо проверить реалистичность концепции обработки в закритической (резонансной) области частот (концепции «ЗаКрит») на М-станке. Следует решить, перспективен ли такой станок в белорусском станкостроении. Рационально провести виртуальные эксперименты с помощью МКЭ [2] до проектирования и изготовления дорогостоящего опытного образца. Достоверность моделирования доказана ранее для станка-аналога МСП-6401 на основе хорошего совпадения результатов виртуальных и натурных экспериментов [3, 4].

Геометрическая модель станка. Была построена 3D-модель несущей системы (чугунное литье) для М-станка. В нее входили (рис. 1б): стойка C (массой 5597 кг), каретка E (2859 кг) и ползун G (4497 кг). Стойка C габаритами 3950×945×920 мм спроектирована субтильной. Фактор субтильности (отношение высоты к среднему горизонтальному габариту) составляет $S_M = 4,2$. В выпускаемом Д-станке этот фактор гораздо ниже ($S_D = 2,2$). Масса стойки C для М-станка в 1,8 раза меньше, чем у существующей машины. Несущая система, изображенная на рис. 1б, в 1,58 раза легче, чем на рис. 1а.

В конструкции новой стойки отталкивались от известных решений чешских и итальянских производителей. Толщина вертикальных стенок составляла 30–40 мм, толщина нижнего фланца и направляющих 100 мм. Оребрение находилось внутри стойки и являлось системой вертикальных и горизонтальных ребер сечением 30×65 мм. Период оребрения 250 мм. Вес внутреннего оребрения составлял 24 % от веса стойки.

Ползун (сечением 450×450 мм) рассматривали как единое тело длиной 3180 мм. Шпиндельный узел (ШУ, возле маркера G на рис. 1а) представлен как внешний образ. Внутренняя проработка ШУ не требовалась. Опыт предыдущих МКЭ-расчетов станков ОАО «МЗОР»

показал [1, 4–7], что статическая податливость ШУ мала и почти не влияет на податливость всей несущей системы. Резонансы внутри ШУ начинаются только на частотах более 250 Гц.

Моторная группа на противоположном конце ползуна G условно не выделена. Ее масса учтена в массе ползуна. Между ползуном и кареткой размещены 32 модельные танкетки. Каретка связана четырьмя опорами с направляющими стойки. В среднем положении (рис. 16) ось ползуна поднята на $h = 2250$ мм над основанием стойки, ползун выдвинут из каретки на 1200 мм. Расстояние между осью шпинделя и центральной осью стойки 950 мм (по оси X).

Конечно-элементная модель. Параметры и адекватность. Моделирование несущей системы М-станка проводили по методике [3–6]. Выполнены статический, модальный (поиск резонансных мод) и гармонический анализы (возбуждение мод силами, осциллирующими с разной частотой). Упругие свойства материалов взяты такими, как в [3], посвященной конструирующему решению МСП-6401. Основным материалом являлся чугун с модулем упругости $E = 130$ ГПа и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,28$. Специальные модельные материалы применяли для опор и танкеток. Упругие свойства подбирали в предварительных МКЭ-расчетах так, чтобы обеспечить жесткость этих деталей согласно каталогам.

Всем материалам приписывали коэффициент демпфирования ξ . Он важен в гармоническом анализе на частотах возле резонансов. В базовом случае для всех материалов назначали одинаковый коэффициент $\xi = 3 \%$. Для станков с чугунными корпусными деталями это весьма хороший уровень демпфирования [8].

Граничные и контактные условия. Стойку жестко закрепляли по основанию. Тестовые силы F_X , F_Y , F_Z прилагались в статике и динамике только к концу шпинделя в направлении осей X , Y , Z соответственно. Они имитировали силы резания. МКЭ-модель является во всех случаях линейной, поэтому величины сил не принципиальны, а решения масштабируемы. Базовым уровнем для сил принято значение 1000 Н. В статическом анализе сила, например по X , была постоянна и равна $F_X^{\text{ст}} = 1000$ Н. В модальном анализе силы не участвуют. В гармоническом анализе возбуждение

производят на какой-либо частоте испытания f_i . Прилагаемая по X динамическая сила изменяется по формуле

$$F_X^{\text{д}} = A_X \sin 2\pi f_i,$$

где $A_X = A_Y = A_Z = 1000$ Н – амплитуда силы.

Пары «стойка – каретка» и «каретка – ползун» связаны направляющими и опорами. В мировой практике для тяжелых станков используют направляющие как скольжения, так и качения [8]. Направляющие нагружены силой тяжести конструкции и, возможно, предварительным натягом. Есть существенное трение покоя. При моделировании было принято, что вибрационные проскальзывания отсутствуют. Поэтому контактные конечные элементы в МКЭ-модели находились в застопоренном состоянии (статус bonded). Моделирование приводов не требовалось. Выявляли поведение собственно несущей системы станка. Упругие эффекты в приводах (в случае колебательных проскальзываний) могут модифицировать это поведение, но не отменить.

Предварительный статический анализ. Выполнено статическое нагружение обоих станков (рис. 1). Силы на шпинделях прилагали последовательно по всем осям. Статическую жесткость вычисляли по формулам типа $j_X^{\text{ст}} = F_X^{\text{ст}} / \delta_X$. Результаты сведены в табл. 1. Несущая система Д-станка показала умеренную жесткость в плоскости XY (76–111 Н/мкм). Жестким является только осевое направление Z (806 Н/мкм).

Визуально субтильный М-станок оказывается таковым в статике. Из-за изгибной и крутильной податливости стойки жесткость в плоскости XY падает до полутора раз. Осевая жесткость снижается втрое, но остается довольно высокой.

Таблица 1
Статическая жесткость для Д- и М-станков

Станок, показатель	Жесткость по осям, Н/мкм		
	$j_X^{\text{ст}}$	$j_Y^{\text{ст}}$	$j_Z^{\text{ст}}$
Д-станок (МСП-6401)	76	111	806
М-станок (перспектива)	50	88	276
Снижение жесткости у М-станка, раз	1,52	1,26	2,91

Итак, по статической жесткости М-станок однозначно уступает Д-станку. Следует учесть, что оба станка демонстрируют большую податливость в плоскости XY . Это связано не только

со стойкой, но и с консольным изгибом ползуна в каретке.

Модальный и гармонический анализы.

Самым важным фактором, влияющим на динамику несущей системы М-станка, является положение на стойке тяжелой каретки с ползуном (вместе 7356 кг – 131 % массы стойки). По статистике использования аналогичных станков было выбрано наиболее вероятное положение каретки. Здесь ось шпинделя находится на высоте $h = 2250$ мм от основания стойки. Это положение назовем средним (0). Кроме того, моделировали нижнее и верхнее положения со смещением каретки по Y на 1000 мм в соответствующие стороны. Нижнее положение (–1000) должно быть самым жестким. В верхнем положении (+1000) каретка находится наверху стойки. Ожидается максимальная виброактивность системы.

В ходе модального анализа для каждого из трех положений были найдены (табл. 2) первые 12 резонансных мод (MT1–MT12). Модальные частоты f_i оказались ограничены рамками 19–215 Гц. Более высокие моды не разыскивали, так как это отдельная работа, тре-

бующая учета резонансов внутри шпиндельного узла. Выявлено, что первые шесть мод (MT1–MT6) весьма стабильны по форме модального движения и частоте. Каждая из мод охватывает каким-либо единообразным движением всю несущую систему (рис. 2, 3а, б). Они были классифицированы как общестаночные резонансные моды (ОСР) [3, 5, 6]. Моды занимают ОСР-диапазон протяженностью $f_{1-6} \cong \cong 19\text{--}106$ Гц.

Выше ОСР-диапазона лежат разнообразные многоволновые резонансы (МВР). Они характеризуются многочисленными узлами и пучностями. Одна из мод представлена на рис. 3в. Каретка 6 почти неподвижна (узел), зато ползун изгибается, его шпиндельный 1 и моторный 2 концы согласованно колеблются (пучности), образуя полуволну. С этим движением (видимо, ведущим в моде) синхронизированы колебания стенок стойки (пучность 4), которые по вертикали создают полный волновой период. Дополнительно система пучностей и узлов просматривается по кромкам верхнего торца стойки 5.

Таблица 2

Резонансные моды для трех положений каретки на стойке

Положение каретки	Частота резонансных мод f_i , Гц							
	ОСР						МВР	
	Изгиб стойки		Кручение стойки	Клевки каретки с ползуном			Изгибы ползуна и стенок стойки	
	MT1	MT2		MT4	MT5	MT6	MT7	MT12
Верхнее	19,30	23,40	35,00	69,40	76,30	105,00	167,6	215,1
Среднее	26,10	31,00	39,90	75,80	85,60	101,60	143,5	202,4
Нижнее	37,70	41,80	46,70	85,50	97,50	105,80	140,1	210,8
Спад f_i при росте h	1,95	1,79	1,33	1,28	1,28	1,01	–	–

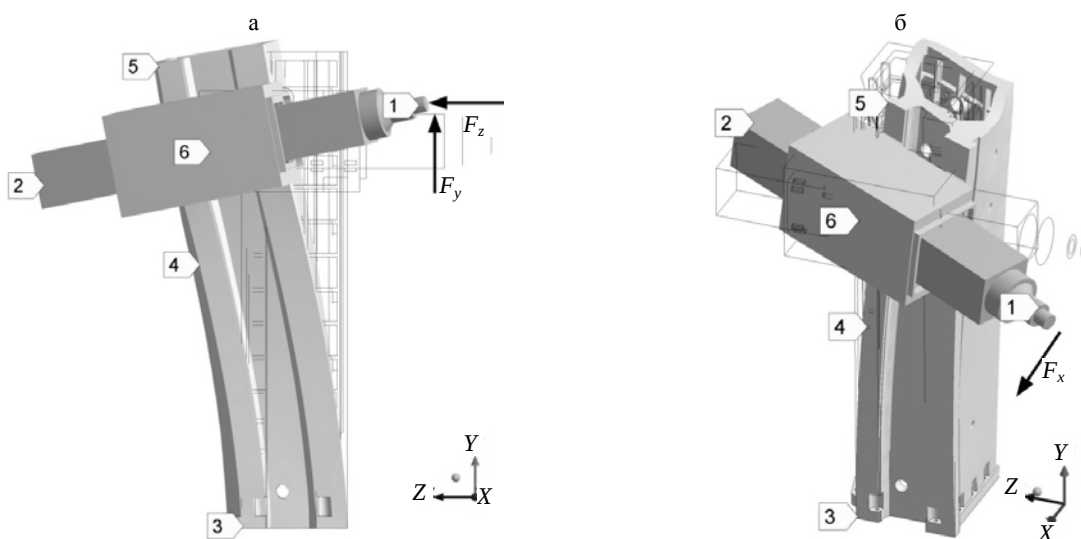


Рис. 2. Возбуждение изгибного (а) и крутильного (б) резонансов станка: а – осевой силой F_z на частоте 19 Гц (мода MT1; $\times 15000$); б – продольной силой F_x (35 Гц; MT3; $\times 3000$); 1, 2 – шпиндельный и моторный концы ползуна; 3 – основание стойки; 4 – средняя часть стойки; 5 – верхний фланец стойки; 6 – каретка

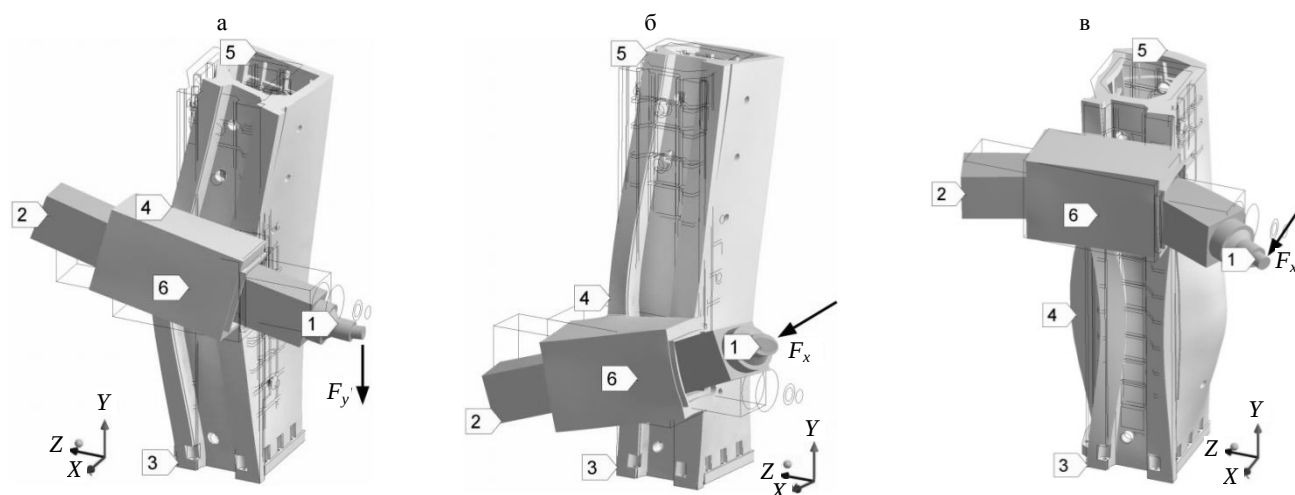


Рис. 3. Возбуждение высокочастотных резонансов: а – клевки каретки 6 с ползуном 1–2 от вертикальной силы F_Y (75 Гц; МТ4; $\times 50000$); б – клевки от продольной силы F_X (98 Гц; МТ5; $\times 80000$) при кроссинге с X на Y ; в – многоволновой резонанс МТ8 от F_X (180 Гц; $\times 40000$)

В МВР-диапазоне резонансы легко пере-страиваются по частоте и форме. На них сильно влияет положение каретки. Между ОСР-и МВР-диапазонами во всех виртуальных испытаниях обнаруживается междиапазонная частотная пауза (МДП) без резонансов. Она имеет длину порядка десятков герц (например, от 102 до 142 Гц для верхнего положения каретки). МДП подчеркивает разную природу двух резонансных диапазонов.

В гармоническом анализе осциллирующие силы были приложены прежде всего на модальных частотах. Это показывает возбуждаемость резонансных мод. Картины резонансов даны на рис. 2, 3, амплитуды сведены в табл. 3. Обнаружено, что среди ОСР-мод существенно возбуждаются (от сил на шпинделе) только МТ1 (изгиб стойки, рис. 2а), МТ3 (кручение стойки, рис. 2б) и МТ5 (клевки ползуна, рис. 3б). «Клевковая» мода МТ4 (рис. 3а) возбуждается весьма умеренно. Проявления мод МТ2 и МТ6 минимальны.

Все возбуждаемые моды подчиняются закономерности: их частота падает при подъеме каретки, а амплитуда раскачивания возрастает. Изгибный резонанс МТ1 изменяет свою частоту

ту f_1 почти вдвое. Он хорошо возбуждается как осевой силой F_Z^A , так и вертикальной F_Y^A . Перемещения конца шпинделя при любой силе происходят как по Y , так и по Z – это проявление кроссинга (crossing, cross-talk) [8, 9]. Например, если сила F_Y^A вызывает колебания по Z с ненулевой амплитудой A_Z , то присутствует кроссинг « $Y-Z$ ». В табл. 3 для МТ1 в скобках отражен кроссинг « $Z-X$ ». Из-за асимметричного расположения каретки на стойке осевая сила F_Z^A заставляет ползун колебаться, в том числе и по оси X . Это неблагоприятно для точности обработки.

Самым мощным является крутильный резонанс по МТ3 (рис. 2б). Здесь стойка работает в основном как закручивающийся стержень (пружина кручения). Резонанс неблагоприятен для точности в направлении X . Динамическая жесткость в этом направлении падает до $j_X^A = F_X^A / A_X = 1000 / 258,9 = 3,86$ Н/мкм. Это очень низкий уровень, опасный возникновением регенеративных автоколебаний в процессе резания [8–11]. Работа станка вблизи МТ3 недопустима.

Таблица 3

Амплитуды перемещений на резонансах при силе 1000 Н и $\xi = 3\%$

Положение каретки	Амплитуда перемещения, мкм		
	МТ1, изгиб, $F_Z - A_Z (F_Z - A_X)$	МТ3, кручение, $F_X - A_X$	МТ5, клевки, $F_Y - A_Y$
Верхнее	104,2 (91,4)	258,9	73,15
Среднее	52,1 (60,0)	175,5	58,70
Нижнее	5,6 (6,9)	98,9	48,90

Особенностью крутильного резонанса МТЗ является слабая зависимость частоты от высоты каретки. Простая пружинно-массовая модель предсказывает падение f_3 в 1,87 раза при полном подъеме каретки. МКЭ-модель (табл. 2) показала весьма умеренное изменение в 1,33 раза. Дополнительные расчеты выявили, что ось резонансного кручения не совпадает с осью стойки и мигрирует при изменении условий (изменяется момент инерции каретки с ползуном). Ситуация требует дополнительного изучения. Возможно, здесь проявляется эффект самостабилизации резонансных мод станка [3–5].

Клевковые резонансы МТ4 и МТ5 (рис. 3а, б) возмущают точность обработки прежде всего по Y . Маркеры 6 указывают на оси клевковых (возвратно-качательных) движений ползуна 1–2. Оси продольны (X), клевки происходят примерно в плоскости YZ . Особенностью МТ4 является полуволновой изгиб стойки, когда маркеры 3 и 5 (рис. 3а) указывают на узлы, а 4 – на пучность возле каретки.

В нижнем положении каретки мода МТ5 сопровождается (рис. 3б) существенными махами верхней части стойки (4–5). Махи уравнивают в противофазе часть колебаний каретки и ползуна. Мода МТ5 очень склонна к кроссингу. Так, движение, зафиксированное на рисунке, возбуждается продольной силой F_x^d , но происходит в основном в направлении Y . Следовательно, имеет место кроссинг « X – Y ».

Амплитудно-частотная характеристика несущей системы. Общий отчет о гармоническом возбуждении М-станка предоставляют амплитудно-частотные характеристики (АЧХ). В исследованиях авторов входом всегда являлась осциллирующая сила на конце шпинделя (F_x^d , F_y^d или F_z^d). Выходами были амплитуды перемещений шпинделя A_x , A_y , A_z . Для АЧХ на рис. 4а линия X выражает прямое влияние. Она описывает, как сила по X влияет на частотах на перемещение по той же оси (функция $A_x(F_x^d, f_n)$). Если же, например, отличается от нуля линия Y (функция $A_y(F_x^d, f_n)$), то это проявляет себя кроссинг « X – Y ».

Кроссинг перемещений ярко выражен у М-станка. На рис. 4а видно, что на резонанс-

ных пиках МТ1 и МТ3 сила по X возбуждает раскачку по всем трем осям. Данные два пика близки по частоте, поэтому их можно объединить в диапазон изгибно-крутильных резонансов (ИКР). Этот ИКР-диапазон является низкочастотным и лежит для среднего положения станка примерно между 20 и 50 Гц. Диапазон опасен для работы станка. В нем находятся высокоамплитудные резонансы.

Клевковые моды МТ4 и МТ5 создают среднечастотный диапазон клевковых резонансов (КЛР-диапазон). Под действием продольной силы он возбуждается сравнительно слабо (рис. 4а). Однако КЛР-диапазон претендует на ведущую роль при вертикальном возбуждении (рис. 4б). Рядом с пиками от МТ4 и МТ5 обнаруживается даже пик пассивной моды МТ6. В итоге КЛР-диапазон растягивается от ~70 до ~110 Гц.

Изгибно-крутильные резонансы при вертикальном возбуждении относительно слабы. Интересно, что самый высокий пик для крутильной моды МТ3 создан линией X и является кроссингом « Y – X ». Линия Z на рис. 4б также является кроссингом « Y – Z ».

Исходя из АЧХ для плоскости XY (рис. 4а, б), для точной обработки на станке можно рекомендовать три частотных интервала. Статический интервал I находится ниже ~20 Гц и использует дорезонансное состояние станка. Точная обработка возможна и в межрезонансном интервале II (между ИКР- и КЛВ-диапазонами) в промежутке 50–70 Гц.

Зарезонансный рабочий интервал III начинается правее пиков МТ5 и МТ6 (>110 Гц). Как видно из рис. 4б, этот интервал включает в себя МДП. Здесь самые низкие линии АЧХ и соответственно самая высокая динамическая жесткость станка. В диапазон III включается также область МВР. В ней нет выраженных пиков, но ход всех линий АЧХ беспокойный и неупорядоченный. Для высокочастотного диапазона МВР следует рассчитывать на естественное демпфирование, которое быстро растет с частотой в сборных конструкциях.

При осевом возбуждении станка силой F_z^d (рис. 4в) обнаруживается только один пик – изгибный резонанс МТ1. В линиях X и Y проявляется кроссинг перемещений.

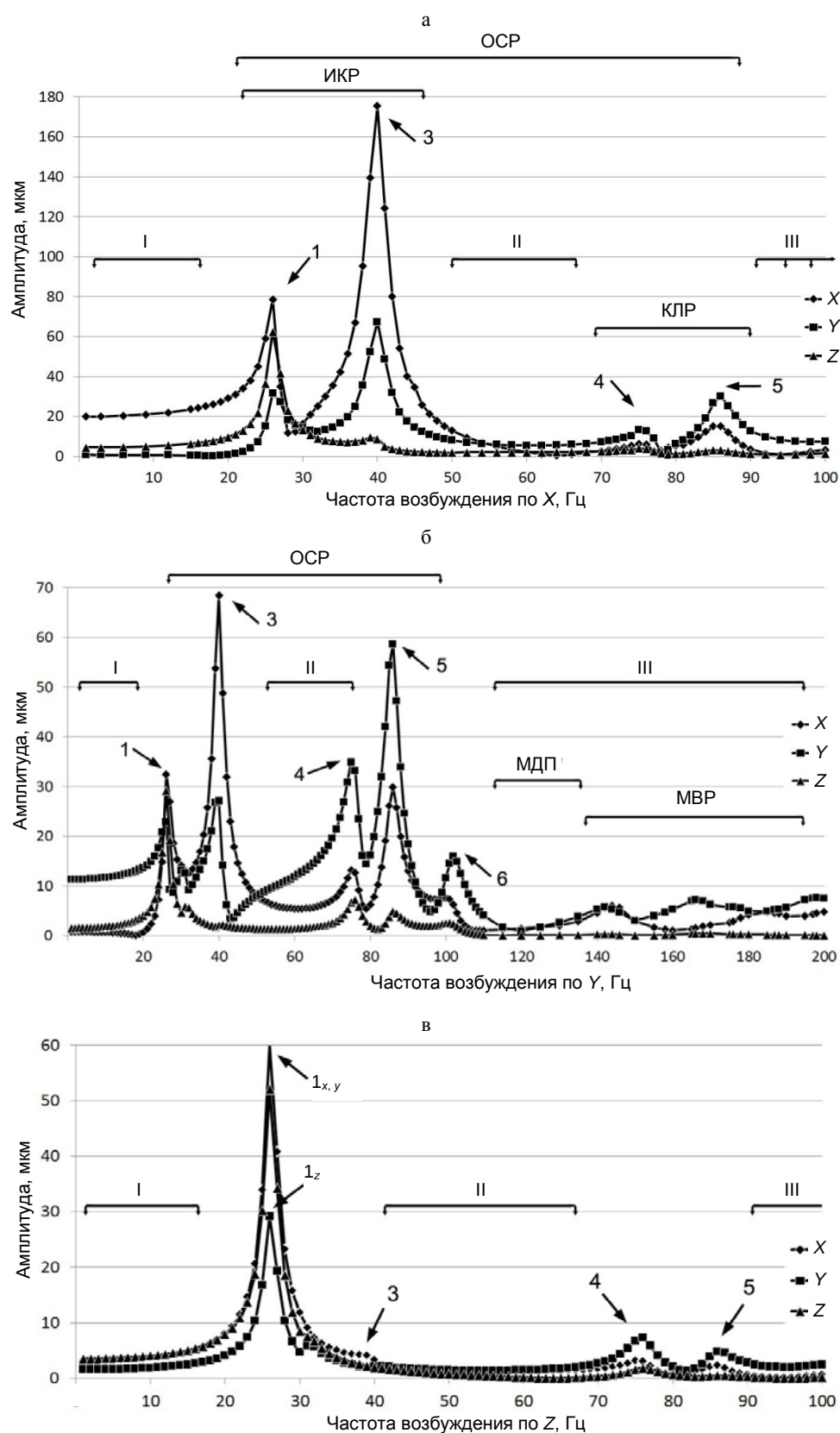


Рис. 4. АЧХ перемещений шпинделя по X, Y, Z при продольном (а; F_x^a), вертикальном (б; F_y^a) и осевом (в; F_z^a) возбуждении (каретка по середине; числа – номера мод)

Однако после резонанса МТ1 все кривые опускаются и идут более низко, чем на других АЧХ. После клевковых резонансов станок почти не отвечает на осевое возбуждение.

Для каждого положения каретки была построена огибающая линия амплитуд в плоскости ХУ (рис. 5). Для частоты испытания f_i это параметр $A_{ор}^i = \max(A_X^i, A_Y^i)$. Он отражает ожидаемую неточность обработки. Линии 1, 3, 5 показывают миграцию пиков МТ1, МТ3, МТ5 соответственно при подъеме каретки (справа налево на рис. 5). Рекомендованные рабочие интервалы I, II, III существуют для всех положений станка. Динамическое поведение станка стабильно. Миграция пиков по частоте невелика. Наиболее рекомендуется для обработки МДП-интервал. Он выражен для всех положений.

Динамическая жесткость шпинделя в табл. 4 указана в каждой клетке триадой чисел – для верхнего, среднего и нижнего положений каретки. Коэффициент $k_{XY} = j_X^A / j_Y^A$ показывает различие жесткости по вертикальному и продольному направлениям. Параметр $j_{срXY}^A$ дает среднюю жесткость в плоскости ХУ для всех положений каретки для данной частоты. Получается, что в межрезонансном II и зарезонансном III рабочих интервалах жесткость в среднем равна 264 Н/мкм, что в 3,72 раза больше, чем в статическом интервале I. Однако показатели жесткости меняются немонотонно. Жесткости по X и Y не поддерживают стабильного соотношения друг с другом.

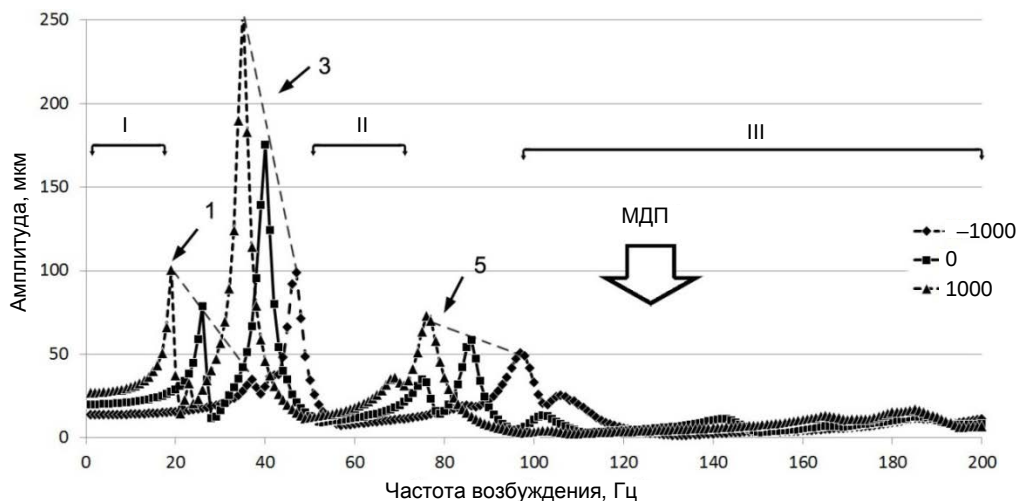


Рис.5. Огибающие АЧХ в плоскости ХУ для трех положений каретки (–1000; 0; 1000)

Таблица 4

Динамическая жесткость шпинделя $j_{X, Y, Z}^A$ (Н/мкм) в интервалах I, II, III

Показатель	Динамическая жесткость, Н/мкм, в интервале			
	I (Стат)	II (ОСР)	III (МДП)	III (МВР)
	при частоте f_i , Гц			
	1	60	120	200
j_X^A	37–50–73	346–452–304	256–229–331	142–122–136
j_Y^A	76–88–102	54–84–120	585–977–176	228–135–87
j_Z^A	137–282–694	2264–4584–4129	30488–31309–7920	5463–5472–5042
k_{XY}	0,59	4,77	0,85	1,03
$j_{срXY}^A$	71	227	425	141

ВЫВОДЫ

1. Обработка в закритической области частот обеспечивает жесткость системы в плоскости XU даже при высоко поднятой каретке. Так, в интервале II в междиапазонной паузе (120 Гц, табл. 4) жесткость в плоскости XU превышает 250 Н/мкм.

2. Динамическая осевая жесткость j_z^d М-станка в межрезонансном (II) и резонансном (III) интервалах является очень высокой. Тяжелая каретка оказывается на линии действия осевой силы F_z^d . На высоких частотах (выше МТ1) массу каретки уже невозможно раскачать по Z . Проявляется резонансная инерция груза. Осевая жесткость несущей системы оказывается рекордной (>2000 Н/мкм). Статическая податливость стойки не играет роли. Для реализации потенциала осевой жесткости станку требуется соответствующий осевой привод перемещений.

3. В целом концепция обработки в резонансной (закритической) области частот (концепция «ЗаКрит») эффективна. В первую очередь к использованию рекомендуется междиапазонная пауза из рабочего интервала III. При максимальном подъеме каретки она является достаточно протяженной (95–150 Гц). Для работы в интервале III станок нужно оснастить быстроходным главным приводом, например мотор-шпинделем. Это отвечает современной концепции высокоскоростной обработки (BCO, HSM) [12].

ЛИТЕРАТУРА

1. Баланс жесткости стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричным расположением шпиндельной бабки / В. И. Туromша [и др.] // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2012. – № 3 (50). – С. 19–29.
2. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
3. Василевич, Ю. В. Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью МКЭ / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, И. И. Шумский // Наука и техника. – 2014. – № 4. – С. 14–24.
4. Василевич, Ю. В. МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, А. С. Трусовский // Машиностроение: республ. межвед. сб. науч. трудов. – Минск: БНТУ, 2014. – Вып. 28. – С. 112–120.
5. Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туromша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Прикладные науки. Промышленность. – 2013. – № 3. – С. 38–48.
6. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Прикладные науки. Промышленность. – 2014. – № 11. – С. 24–36.

7. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В. И. Туromша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Прикладные науки. Промышленность. – 2011. – № 11. – С. 104–112.

8. Lopez de Lacalle, L. N. Machine Tools for High-Performing Machining / L. N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – London: Springer, 2009. – 442 p.

9. Altintas, Y. Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding / Y. Altintas, M. Weck // CIRP Annals – Manufacturing Technology. – 2004. – Vol. 53, No 2. – P. 619–642.

10. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.

11. Stability Prediction for Milling / M. Kalveram [et al.] // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2005. – No 45 (7–8). – P. 769–781.

12. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.

REFERENCES

1. Turomsha, V. I., Dovnar, S. S., Truskovskii, A. S., & Shumskii, I. I. (2012) Balance of Column Rigidity in a Mill-Drill-Bore Machine with Symmetric Arrangement of Spindle Carrier. *Vestnik Gomel'skogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta imeny P. O. Sukhogo* [Bulletin of Pavel Sukhoi Technical University of Gomel], 3(50), 19–29 (in Russian).
2. Zenkevich, O., & Morgan, K. (1986) *Finite Elements and Approximation*. Moscow, Mir. 312 p. (in Russian).
3. Vasilevich, Yu. V., Dovnar, S. S., & Shumskii, I. I. (2014) Modal Analysis of Bearing System in Heavy-Duty Horizontal Multi-Purpose Machine Tool Using Finite Elements Method (FEM). *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 4, 14–24 (in Russian).
4. Vasilevich, Yu. V., Dovnar, S. S., & Truskovskii, A. S. (2014) FEM-Analysis of Harmonic Excitation in Horizontal Mill-Drill-Bore Machine with Symmetric Column. *Mashinostroenie: Respublikanskii Mezhdovedstvennyi Sbornik Nauchnykh Trudov* [Mashinostroenie: the Republican Interdepartmental Collection of the Scientific Works Proceedings]. Minsk: BNTU, issue 28, 112–120 (in Russian).
5. Turomsha, V. I., Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali, Kovaleva, I. L., Dovnar, S. S., & Shumskii, I. I. (2013) Modal Analysis of Portal in Gantry-Type Heavy-Duty Peripheral Milling Machine. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. Series B: Applied Sciences. Industry], 3, 38–48 (in Russian).
6. Dovnar, S. S., Iakimovich, A. M., Kovaleva, I. L., & Shumskii, I. I. (2014) Harmonic Analysis of Portals in Gantry-type Heavy-Duty Peripheral Milling Machine Using Finite Elements Method (FEM). *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. Series B: Applied Sciences. Industry], 11, 24–36 (in Russian).
7. Turomsha, V. I., Dovnar, S. S., Truskovskii, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali (2011) Improvement of Ram Rigidity in Peripheral Milling Machine with Gantry Portal. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. Series B: Applied Sciences. Industry], 11, 104–112 (in Russian).
8. Lopez de Lacalle, L. N., & Lamikiz, A. (2009) *Machine Tools for High-Performing Machining*. London, Springer. 442 p. Doi: 10.1007/978-1-84800-380-4.

9. Altintas, Y., & Weck, M. (2004) Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 53 (2), 619–642.

10. Kudinov, V. A. (1967) *Dynamics of Machine Tools*. Moscow, Mashinostroenie. 359 p. (in Russian).

11. Kalveram, M., Insperger, T., Weinert, K., Stépán, G., Govekar, E., & Grabec, I. (2005) Stability Prediction for Mil-

ling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 (7–8), 769–781. Doi: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.015.

12. Kunets, G. (2004) High-Speed Machining and Conventional Technological Basis: Incompatibility Management. *Mir Tekhniki i Tekhnologiy* [World of Technique and Technology], 6, 35–37 (in Russian).

Поступила 17.11.2014

УДК 621.941.1

УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОГО СТРУЖКОДРОБЛЕНИЯ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ КАЧЕСТВА ОБРАБОТАННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ТОЧЕНИИ С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ИНСТРУМЕНТА

Чл.-кор. НАН Беларуси, докт. техн. наук, проф. ШЕЛЕГ В. К.,
канд. техн. наук, доц. МОЛОЧКО В. И., инж. ДАНИЛЬЧИК С. С.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: sdanilchik@mail.ru

Рассмотрен процесс точения конструкционных сталей с асимметричными колебаниями инструмента, направленными вдоль подачи. Асимметричные колебания, характеризующиеся коэффициентом асимметрии цикла колебаний, их частотой и амплитудой, дополнительно сообщаются инструменту в процессе токарной обработки с целью дробления стружки. Определены условия устойчивого стружкодробления и получения оптимальных размеров элементов стружки. С целью уменьшения негативного влияния амплитуды колебаний на процесс резания и качество обработанных поверхностей обработку следует проводить с минимальной ее величиной. В этом случае обеспечивается определенное отношение частоты колебаний инструмента к частоте вращения заготовки. Получена формула для расчета этого отношения, учитывающая предполагаемую длину элементов стружки и коэффициент асимметрии цикла колебаний.

Установлено влияние коэффициента асимметрии цикла колебаний инструмента на шероховатость обработанных поверхностей и износ режущего инструмента. По результатам обработки деталей из сталей 45 и ШХ15 получены математические зависимости шероховатости обработанных поверхностей от режимов резания и коэффициента асимметрии цикла колебаний инструмента. Из всех режимов резания наиболее значимое влияние на величину шероховатости оказывает подача инструмента, с увеличением которой растет и шероховатость. Снижению шероховатости поверхности способствует уменьшение коэффициента асимметрии цикла колебаний. Однако при этом износ режущего инструмента происходит более интенсивно. Для уменьшения износа коэффициент асимметрии цикла колебаний режущего инструмента следует увеличивать, поэтому выбор этого коэффициента основывается на параметрах шероховатости поверхности, которые необходимо получить после обработки, и интенсивности износа инструмента.

Ключевые слова: стружкодробление, асимметричные колебания, коэффициент асимметрии, точность, шероховатость.

Ил. 4. Табл. 1. Библиогр.: 12 назв.

CONDITIONS FOR STABLE CHIP BREAKING AND PROVISION OF MACHINED SURFACE QUALITY WHILE TURNING WITH ASYMMETRIC TOOL VIBRATIONS

SHELEG V. K., MOLOCHKO V. I., DANILCHYK S. S.

Belarusian National Technical University

The paper considers a process of turning structural steel with asymmetric tool vibrations directed along feeding. Asymmetric vibrations characterized by asymmetry coefficient of vibration cycle, their frequency and amplitude are additionally transferred to the tool in the turning process with the purpose to crush chips. Conditions of stable chip breaking and obtaining optimum dimensions of chip elements have been determined in the paper. In order to reduce a negative impact of the vibration amplitude on a cutting process and quality of the machined surfaces machining must be carried out with its minimum value. In this case certain ratio of the tool vibration frequency to the work-piece rotation speed has been ensured in the paper. A formula has been obtained for calculation of this ratio with due account of the expected length of chip elements and coefficient of vibration cycle asymmetry.

Influence of the asymmetric coefficient of the tool vibration cycle on roughness of the machined surfaces and cutting tool wear has been determined in the paper. According to the results pertaining to machining of work-pieces made of 45 and

316X15 steel the paper presents mathematical relationships of machined surface roughness with cutting modes and asymmetry coefficient of tool vibration cycle. Tool feeding being one of the cutting modes exerts the most significant impact on the roughness value and increase of the tool feeding entails increase in roughness. Reduction in coefficient of vibration cycle asymmetry contributes to surface roughness reduction. However, the cutting tool wear occurs more intensive. Coefficient of the vibration cycle asymmetry must be increased in order to reduce wear rate. Therefore, the choice of the coefficient of the vibration cycle asymmetry is based on the parameters of surface roughness which must be obtained after machining and intensity of tool wear rate.

Keywords: chip breaking, asymmetric vibrations, coefficient of asymmetry, precision, roughness.

Fig. 4. Tab. 1. Ref.: 12 titles.

Известные методы дробления стружки в процессе обработки деталей на станках подразделяются на две группы: с постоянными и переменными параметрами процесса резания [1]. Резание с постоянными параметрами обеспечивает дробление стружки за счет регулирования режимов резания, подбора геометрических параметров режущего инструмента и использования дополнительных устройств, осуществляющих механическое разделение полученной стружки (стружколомы, экраны, лунки, упоры и т. д.), тепловое (расплавление стружки или ее пережог) или другое воздействие на стружку [2–4]. Эти методы в своем большинстве отличаются невысокой стоимостью, простотой реализации, неприхотливостью в процессе работы. Однако их эффективность ограничена узкими диапазонами режимов резания. Каждая переналадка оборудования для выполнения нового технологического процесса требует длительной предварительной работы по подбору оптимальных режимов резания, геометрии режущего инструмента, параметров устройства для дробления стружки. Расширяется номенклатура режущих инструментов, что усложняет организацию инструментального хозяйства.

Дробление стружки с переменными параметрами осуществляется за счет мгновенного прекращения процесса резания [1]. К таким методам относится дискретное, релаксационное и вибрационное резание [3, 5–8]. Методы дискретного и релаксационного резания применимы для обработки заготовок диаметром не более 170 мм. Кроме того, периодический разгон и торможение в процессе обработки осуществляются рабочим органом станка, имеющим большую массу и силы инерции, что может привести к преждевременному выходу станка из строя. Методы стружкодробления с переменными параметрами процесса резания обеспечивают устойчивое дробление стружки в широком диапазоне режимов резания, но при этом снижается качество обработанных поверхностей. Поэтому с целью обеспечения управляемого стружкодробления при токарной обработке и необхо-

димых точности и шероховатости обработанных поверхностей авторами был использован метод точения с асимметричными колебаниями инструмента, направленными вдоль подачи [9]. Точение с асимметричными колебаниями инструмента заключается в том, что на подачу инструмента накладываются дополнительные негармонические колебания с частотой f и амплитудой A , цикл которых характеризуется коэффициентом асимметрии

$$\xi = \frac{a}{b}, \quad (1)$$

где a , b – части оборота заготовки, соответствующие прямому (врезание) и обратному (отвод) ходу инструмента.

Развертка поверхности диаметром d , на которой ломаными линиями 0–5 и 5'–10 показаны траектории движения резца на двух последовательных оборотах заготовки с подачей S_0 и амплитудой колебаний A , представлена на рис. 1. Колебания инструмента обеспечивают периодическое изменение расстояния между траекториями движения инструмента на двух последовательных оборотах заготовки от минимального до максимального значения $\Delta_{\max}$, а затем снова до минимального, при котором происходит перерезание или переламывание стружки. Точение с асимметричными колебаниями инструмента целесообразно проводить на минимальной амплитуде колебаний, что позволяет получить наилучшие параметры обработки по величине гребешков шероховатости и максимальной силе сопротивления резанию. Установлено, что наименьшая амплитуда колебаний A , необходимая для достижения эффекта дробления стружки, будет тогда, когда отношение частоты колебаний инструмента f к частоте вращения заготовки n подчиняется равенству

$$\frac{f}{n} = z + \frac{1}{\xi + 1}, \quad (2)$$

где z – число полных циклов колебаний инструмента за один оборот заготовки, которое

выбирают в зависимости от предполагаемой длины элементов стружки; ξ – коэффициент асимметрии цикла колебаний.

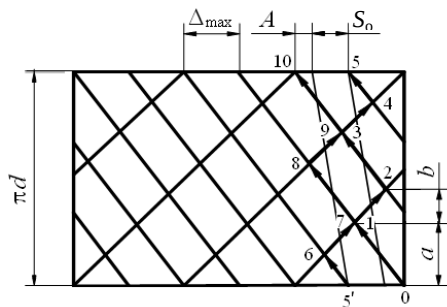


Рис. 1. Траектория движения инструмента при точении с асимметричными колебаниями

При других значениях отношения для обеспечения дробления стружки необходимо увеличивать амплитуду колебаний. Для точения с минимальной амплитудой инструменту сообщают колебания с периодами врезания a и отвода b , равными:

$$a = \frac{\xi}{z(\xi + 1) + 1}; \quad b = \frac{1}{z(\xi + 1) + 1}. \quad (3)$$

При этом, как показано на рис. 1, касание траекторий инструмента на двух последовательных оборотах заготовки происходит по вершинам 1 и 7, 3 и 9 и т. д.

Поскольку элементы стружки формируются и отрезаются за один цикл колебательного движения инструмента, их длину $l_{\text{стр}}$ при обработке заготовки диаметром d можно рассчитать по формуле

$$l_{\text{стр}} = \frac{c\pi d}{K_l}, \quad (4)$$

где c – часть оборота заготовки, приходящаяся на цикл колебаний инструмента; K_l – коэффициент продольной усадки стружки.

Число циклов колебаний инструмента за один оборот заготовки является величиной, обратной величине цикла колебаний c . Поэтому в зависимости от требуемой ориентировочной длины элементов стружки $l_{\text{стр}}$ число полных циклов колебаний z может быть найдено с последующим округлением до целого значения

$$z = \frac{\pi d}{l_{\text{стр}} K_l}. \quad (5)$$

Это значение будет использоваться для расчета частоты колебаний инструмента f .

При расчете числа полных циклов колебаний следует исходить из того, что оптимальной считается стружка в виде элементов длиной 30–150 мм [10].

Влияние асимметрии цикла колебаний инструмента на толщину стружки заключается в том, что при изменении коэффициента асимметрии ξ изменяется максимальное расстояние между траекториями движения инструмента на двух последовательных оборотах заготовки Δ_{max} , которое может быть определено из формул:

$$\Delta_{\text{max}} = S_0 \left(1 + \frac{1}{\xi} \right) \text{ при } \xi > 1;$$

$$\Delta_{\text{max}} = S_0 (1 + \xi) \text{ при } \xi < 1.$$

С уменьшением расстояния Δ_{max} будет уменьшаться толщина стружки. Следовательно, можно предположить, что уменьшится и шероховатость обработанных поверхностей.

Экспериментальные исследования стружкодробления и параметров точности и качества обработанных поверхностей проводили в процессе точения и контроля образцов из сталей 45 и ШХ15, которые широко применяются в производстве. В качестве режущего инструмента использовали резец из твердого сплава Т15К6 с углами в плане $\varphi = 45^\circ$ и $\varphi_1 = 45^\circ$, передним углом $\gamma = 15^\circ$, задним углом $\alpha = 15^\circ$ и углом наклона главной режущей кромки $\lambda = 7^\circ$. Инструменту сообщали колебательные движения с коэффициентами асимметрии цикла колебаний 1/4; 1/3; 1/2; 1; 2; 3 и 4. Ограничились данными коэффициентами в связи с тем, что уменьшение коэффициента менее 1/4 и увеличение более 4 не приводят к заметному уменьшению максимальной толщины среза. Так, увеличение коэффициента асимметрии до 5 или уменьшение до 1/5 позволяет уменьшить толщину среза лишь на 4 %. Эксперимент проводили на режимах резания, характерных для полустойковой и чистовой обработки: глубина резания – 1–3 мм; подача – 0,075–0,300 мм/об, скорость резания – 40–180 м/мин, при обработке на которых по традиционной схеме резания образовывалась сливная стружка. Стружка, образующаяся при традиционном точении стали ШХ15 со скоростью резания 118 м/мин, глубиной резания 1,5 мм и подачей инструмента 0,15 мм/об, показана на рис. 2а, а образцы стружки, полученные в процессе точения на тех же режимах резания с минимальной амплитудой колебаний инструмента 0,081 мм при

коэффициенте асимметрии цикла колебаний $\xi = 1/2$, на рис. 2б. Эти элементы стружки имеют схожие форму и размеры и образуются за каждый цикл колебаний инструмента, что характеризует процесс стружкодробления как устойчивый.

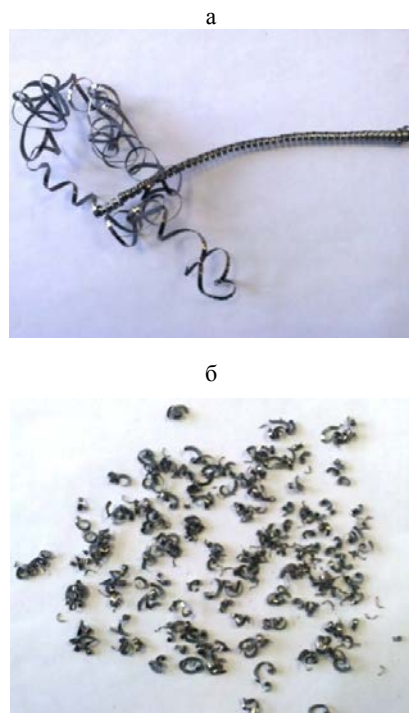


Рис. 2. Образцы стружки, полученные при точении стали 30X15

Известно, что теоретическая минимальная амплитуда равна половине подачи на оборот [8]. Но действительная минимальная амплитуда больше теоретической. К примеру, при обработке с подачей $S_0 = 0,075\text{--}0,300$ мм/об, скоростью резания $v = 70$ м/мин и глубиной резания $t = 1,5$ мм средние значения минимальной амплитуды, рассчитанные для различных коэффициентов асимметрии, на 5–50 % больше теоретических. Более высокие ее значения в сравнении с теоретической минимальной амплитудой связаны с упругими деформациями системы «станок – приспособление – инструмент – заготовка» (СПИЗ), которые увеличиваются с ростом сил резания.

Силы резания при точении с асимметричными колебаниями инструмента имеют неустойчивый характер, изменяясь до максимальных значений в процессе срезания стружки максимальной толщины и минимальных в момент отделения элемента стружки. Как видно из рис. 3, максимальные силы резания $P_{z\max}$ воз-

растают с увеличением амплитуды колебания инструмента, так как повышается максимальная толщина среза. При обработке с колебаниями инструмента максимальные значения сил резания превышают силы резания, характерные для обычного точения. Так, при точении с глубиной резания 1,5 мм, подачей 0,15 мм/об (амплитуда 0,075 мм) и скоростью резания 90 м/мин сила резания P_z увеличивается в зависимости от коэффициента асимметрии цикла колебаний на 35–75 %. Однако средние значения силы резания при точении с минимальной амплитудой колебаний инструмента, как установлено экспериментальными исследованиями, сопоставимы с силами резания при обычном точении.

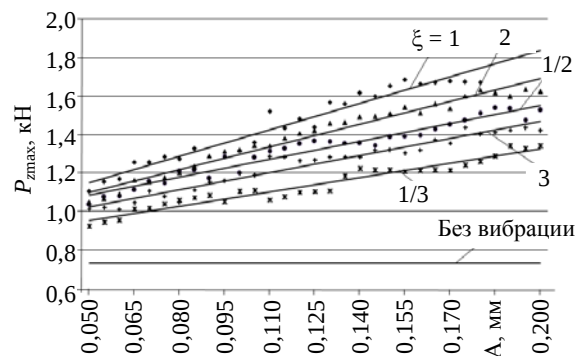


Рис. 3. Зависимость силы резания $P_{z\max}$ от амплитуды колебаний инструмента A : $v = 90$ м/мин; $S_0 = 0,15$ мм/об; $t = 1,5$ мм

Периодические изменения толщины среза и сил резания при точении с асимметричными колебаниями инструмента сказываются на величине шероховатости обработанных поверхностей. Для определения степени влияния на шероховатость обработанных поверхностей режимов резания реализован план полного факторного эксперимента. Регрессионную модель этого влияния, к примеру для коэффициента асимметрии $1/4$, получили в виде

$$Ra = 1,04835 + 6,22759S_0 + 0,4899t + 0,00392v.$$

Регрессионные модели, полученные для других коэффициентов асимметрии цикла колебаний инструмента, в том числе и по результатам обработки деталей из стали 30X15, позволяют утверждать, что наибольшее влияние на шероховатость оказывает подача инструмента. Шероховатость поверхностей, обработанных с наложением на подачу инструмента колебаний с разными коэффициентами асимметрии цикла, имеет различные значения (рис. 4).

Зависимость шероховатости поверхности от коэффициента асимметрии носит нелинейный характер. Используя методику расчета, приведенную в [11], получили уравнения зависимости шероховатости от коэффициента асимметрии цикла для различных подач, в том числе для подачи $S_0 = 0,15$ мм/об оно имеет вид

$$Ra = 2,9194 + 1,2882\xi - 0,2528\xi^2.$$

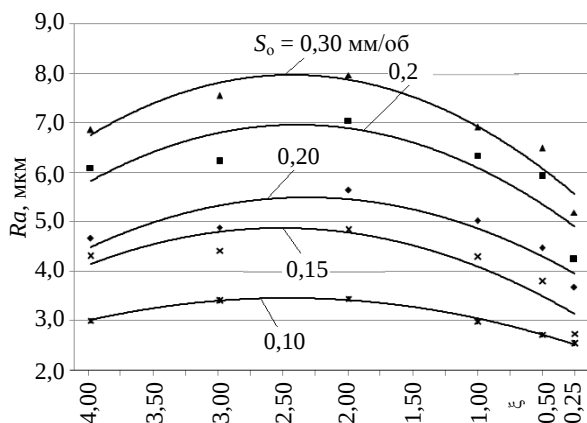


Рис. 4. Зависимость шероховатости поверхности от коэффициента асимметрии цикла колебаний инструмента: $v = 70$ м/мин; $t = 1,5$ мм

Результаты исследования свидетельствуют о том, что шероховатость поверхности, обработанной точением с асимметричными колебаниями инструмента, может быть уменьшена по сравнению с шероховатостью поверхности, полученной после вибрационного точения с гармоническими колебаниями ($\xi = 1$). Так, при точении с коэффициентом асимметрии $\xi = 1/4$ шероховатость уменьшается на 25–30 %. При определенных режимах резания точение с коэффициентами асимметрии $\xi < 1$ позволяет получать шероховатость поверхности, соответствующую чистовой обработке ($Ra = 2,5\text{--}3,2$ мкм).

Оценку влияния колебаний инструмента на точность обработки проводили по результатам контроля точности диаметральных размеров, отклонения от круглости и профиля продольного сечения. Статистический анализ полученных диаметральных размеров позволяет утверждать, что распределение контролируемых параметров подчиняется закону Гаусса. Зависимость величины отклонения размеров и формы обработанных поверхностей от коэффициента асимметрии цикла колебаний инструмента не прослеживается. Величина отклонений сопо-

ставима с отклонениями при обычном точении и определяется главным образом жесткостью технологической системы СПИЗ. Точность обработки точением с наложением асимметричных колебаний инструмента может достигать 9–10 квалитетов точности, что соответствует получистовой и чистовой обработке на токарных станках.

Представляет интерес то, как колебания и коэффициент асимметрии цикла колебаний влияют на износ инструмента. Для обеспечения точности при чистовой обработке решающее значение имеет размерный износ. Интенсивность размерного износа принято оценивать величиной линейного относительного износа [12]. Значения линейного относительного износа резца при точении стали ШХ15 на режимах резания ($v = 96$ м/мин; $S_0 = 0,15$ мм/об; $t = 1,5$ мм) представлены в табл. 1.

Таблица 1

Линейный относительный износ инструмента

Вид токарной обработки	Износ инструмента, мкм			
	Обычное точение	Вибрационное точение	Точение с коэффициентом асимметрии цикла колебаний	
			1/4	4
Линейный относительный износ инструмента	9,6	8,5	8,3	8,0

Исследования показали, что в процессе точения с асимметричными колебаниями в используемых диапазонах режимов резания линейный относительный износ уменьшается на 10–15 % по сравнению с обычным точением, что связано с периодическим прекращением процесса резания, снижением температуры инструмента и его адгезионного и диффузионного износа. При этом износ инструмента уменьшается с увеличением коэффициента асимметрии цикла колебаний.

ВЫВОДЫ

1. Для обеспечения устойчивого стружкодробления в процессе точения с асимметричными колебаниями инструменту необходимо сообщить частоту колебаний f , при которой выполняется равенство (2). При этом периоды врезания инструмента a и отвода b в цикле колебаний должны определяться по формуле (3).

2. Выбор коэффициента асимметрии цикла колебаний режущего инструмента основывается на параметрах шероховатости поверхности, которые необходимо получить, и интенсивности износа инструмента. В связи с этим для чистовой и получистовой обработки с шероховатостью поверхности $Ra < 5$ мкм рекомендуется использовать колебания инструмента с коэффициентом асимметрии $\xi = 1/4$. При использовании колебаний с $\xi > 1/4$ для получения данной шероховатости следует уменьшать подачу инструмента, что приведет к потере производительности.

Для точения с получением шероховатости поверхности $Ra = 6,3$ мкм наиболее оптимальным коэффициентом асимметрии цикла колебаний инструмента является $\xi = 1/3$. Черновое точение, или точение деталей, шероховатость обработанных поверхностей которых составляет более 6,3 мкм, следует производить с коэффициентом асимметрии цикла колебаний $\xi = 4$. Точение с данным коэффициентом асимметрии обеспечивает наименьший износ инструмента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ахметшин, Н. И. Вибрационное резание металлов / Н. И. Ахметшин, Э. М. Гоц, Н. Ф. Родиков; под ред. К. М. Рагульскаса. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. – 80 с.
2. Ильин, В. С. Способы завивания и дробления стружки при работе на токарных станках с программным управлением: технологические рекомендации / В. С. Ильин, А. С. Кондратов, Б. Н. Бубнов; Науч.-исслед. ин-т технологии и орг. пр-ва. – М.: НИИТ, 1975. – 24 с.
3. Захаров, Ю. Е. Полезные вибрации в машиностроении / Ю. Е. Захаров, В. Т. Гарбузюк. – Тула: Приокское книжное изд-во, 1970. – 112 с.
4. Способы завивания и дробления сливной стружки и области их применения: руководящие материалы. – М.: Всесоюз. науч.-исслед. ин-т информ. по машиностроению, 1970. – 38 с.
5. Мансырев, И. Г. Методы дробления сливной стружки в процессе резания / И. Г. Мансырев, А. А. Смирнов, И. И. Козарь. – Л.: ЛДНТП, 1983. – 20 с.
6. Богословский, Н. В. Кинематическое дробление стружки при точении труднообрабатываемых сталей / Н. В. Богословский, Т. И. Иващенко // Пути повышения эффективности обработки материалов резанием в машиностроении: материалы краткосроч. науч.-техн. семинара, Ленинград, 13–14 мая / под ред. Ю. М. Зубарева. – Л.: Знание, 1991. – С. 47–48.
7. Коновалов, Е. Г. Осциллирующее точение / Е. Г. Коновалов, А. В. Борисенко. – Минск: Изд-во АН БССР, 1960. – 32 с.
8. Подураев, В. Н. Обработка резанием с вибрациями / В. Н. Подураев. – М.: Машиностроение, 1970. – 350 с.

9. Данильчик, С. С. Кинематика точения с наложением асимметричных колебаний инструмента / С. С. Данильчик, В. К. Шелег // Наука и техника. – 2013. – № 4. – С. 16–21.
10. Вульф, А. М. Резание металлов / А. М. Вульф. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1973. – 496 с.
11. Кацев, П. Г. Статистические методы исследования режущего инструмента / П. Г. Кацев. – М.: Машиностроение, 1968. – 156 с.
12. Макаров, А. Д. Износ инструмента, качество и долговечность деталей из авиационных материалов: учеб. пособие / А. Д. Макаров, В. С. Мухин, Л. Ш. Шустер. – Уфа: Уфимский авиацион. ин-т, 1974. – 372 с.

REFERENCES

1. Akhmetshin, N. I., Gots, E. M., Rodikov, N. F., & Ragulskis, K. M. (1987) *Vibratory Cutting of Metals*. Leningrad, Mashinostroenie, Leningrad Branch. 80 p. (in Russian).
2. Ilyin, V. S., Kondratov, A. S., & Bubnov, B. N. (1975) *Methods for Curling and Breaking Chips While Using Software-Controlled Turning Machines: Technological Recommendations*. Moscow: Scientific-Research Institute of Technology and Production Engineering (NIAT). 24 p. (in Russian).
3. Zakharov, Yu. E., & Garbuziuk, V. T. (1970) *Useful Vibrations in Mechanical Engineering*. Tula, Priokskoe Publishing House. 112 p. (in Russian).
4. *Methods for Curling and Breaking Flow Chips and Fields of Their Application. Instructive Materials* (1970). Moscow, All-Union Scientific-Research Institute of Information on Mechanical Engineering. 38 p. (in Russian).
5. Mansyrev, I. G., Smirnov, A. A., & Kozar, I. I. (1983) *Methods for Crushing Flow Chips During Cutting Process*. Leningrad, Leningrad House of Scientific-Research Promotion [LDNTP]. 20 p. (in Russian).
6. Bogoslovsky, N. V., & Ivashchenko, T. I. (1991) *Kinematic Chip Breaking While Turning Hard-To-Machine Steel*. Zubarev, Yu. M. (ed.). *Ways to Improve Efficiency of Material Machining While Using Cutting in Mechanical Engineering. Proceedings of Short-Term Scientific and Technical on May 13–14*. Leningrad, Znanie, 47–48 (in Russian).
7. Kononov, E. G., & Borisenko, A. V. (1960) *Oscillating Turning*. Minsk: Publishing House of the Academy of Sciences of the Belorussian SSR. 32 p. (in Russian).
8. Poduraev, V. N. (1970) *Cutting with Vibrations*. Moscow, Mashinostroenie. 350 p. (in Russian).
9. Danilchik, S. S., & Sheleg, V. K. (2013) *Turning Kinematics with Imposition of Asymmetric Tool Vibrations*. *Nauka i Tekhnika [Science and Technique]*, 4, 16–21 (in Russian).
10. Vulf, A. M. (1973) *Metal Cutting*. 2nd Edition. Leningrad, Mashinostroenie. 496 p. (in Russian).
11. Katsev, P. G. (1968) *Statistical Methods for Investigating Cutting Tool*. Moscow, Mashinostroenie. 156 p. (in Russian).
12. Makarov, A. D., Mukhin, V. S., & Shuster, L. Sh. (1974) *Tool Wear, Quality and Durability of Parts Made of Aircraft Materials*. Ufa: Ufa Aviation Institute. 372 p. (in Russian).

Поступила 03.03.2015

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ КАТОДА ВАКУУМНОГО ЭЛЕКТРОДУГОВОГО ИСПАРИТЕЛЯ ПЛАЗМЫ НА ВЕЛИЧИНУ ДОПУСТИМОГО ТОКА ДУГОВОГО РАЗРЯДА

Докт. техн. наук, проф. ИВАНОВ И. А., магистрант НАРУШКО Е. О.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: iivanou@bntu.by

Проведен анализ основных конструктивных параметров, определяющих степень интенсивности формирования капель на стадии генерации плазменного потока. Рассмотрены наиболее широко используемые конструкции водоохлаждаемых расходоуемых катодов. В качестве материала катодов брали Ti или сплавы Ti-Si, Fe-Cr. Для определения зависимости величины предельно допустимого тока дугового разряда от высоты катода были приняты следующие расчетные данные: средний заряд иона Z_i для титановой плазмы +1,6, для плазмы «титан – кремний» +1,2; заряд электрона $1,6022 \cdot 10^{-19}$ Кл; скорость движения иона $v_i = 2 \cdot 10^4$ м/с; эффективный вольтовый эквивалент энергии теплового потока, отводимого в катод, $U_k = 12$ В; температура эродирующей поверхности катода $T_n = 550$ К; температура охлаждаемой поверхности катода $T_o = 350$ К. Расчет проводили для разных значений высот катода h_k (от 0,02 до 0,05 м). Диаметр катода-мишени для большинства технологических плазменных устройств равен 0,08 м, следовательно, площадь эродирующей поверхности $S = 0,005$ м².

Теоретически обоснован выбор толщины расходоуемой части катода-мишени вакуумного электродугового источника плазмы, при которой в процессе дугового испарения материала катода обеспечивается образование минимального количества капельной фазы в плазменном потоке. Показано, что при толщине расходоуемой части катода h_k , равной 0,05 м, величина предельно допустимого тока дугового разряда практически равна значению минимального тока устойчивого горения дуги. При малых h_k ток допустимого разряда может быть значительным и обеспечивать высокую производительность процесса нанесения покрытий при образовании относительно низкого количества капельной фазы в покрытии.

Ключевые слова: ток дугового разряда, катод, капельная фаза.

Ил. 2. Табл. 3. Библиогр.: 10 назв.

INFLUENCE OF VACUUM ARC PLASMA EVAPORATOR CATHODE GEOMETRY OF ON VALUE OF ADMISSIBLE ARC DISCHARGE CURRENT

IVANOU I. A., NARUSHKO H. O.

Belarusian National Technical University

An analysis of main design parameters that determine a level of droplet formation intensity at the generating stage of plasma flow has been given in the paper. The paper considers the most widely used designs of water cooled consumable cathodes. Ti or Ti-Si and Fe-Cr alloys have been taken as a material for cathodes. The following calculated data: average ionic charge Z_i for titanium plasma +1.6; for «titanium-silicon plasma» +1.2, an electronic discharge $1.6022 \cdot 10^{-19}$ C, an ion velocity $v_i = 2 \cdot 10^4$ m/s, an effective volt energy equivalent of heat flow diverted in the cathode $U_k = 12$ V, temperature of erosion cathode surface $T_n = 550$ K; temperature of the cooled cathode surface $T_o = 350$ K have been accepted in order to determine dependence of a maximum admissible arc discharge current on cathode height. The calculations have been carried out for various values of the cathode heights h_k (from 0.02 to 0.05 m). Diameter of a target cathode is equal to 0.08 m for a majority of technological plasma devices, therefore, the area of the erosion surface is $S = 0.005$ m².

A thickness selection for a consumable target cathode part in the vacuum arc plasma source has been justified in the paper. The thickness ensures formation of minimum drop phase in the plasma flow during arc cathode material evaporation. It has been shown that a maximum admissible current of an arc discharge is practically equal to the minimum current of stable arcing when thickness of the consumable cathode part is equal to 0.05 m. The admissible discharge current can be rather significant and ensure high productivity during coating process with formation of relatively low amount of droplet phase in the coating at small values of h_k .

Keywords: arc discharge current, cathode, droplet phase.

Fig. 2. Tab. 3. Ref.: 10 titles.

Разработка эффективных вакуумных электродуговых источников низкотемпературных

плазменных потоков остается по-прежнему актуальной задачей [1]. Это связано с такими до-

стоинствами данных источников, как высокая степень ионизации плазменного потока, существование плазмы на значительном расстоянии от поверхности катода-мишени, возможность получения многокомпонентных покрытий на основе тугоплавких соединений без значительного нагрева основы [2]. Формирование плазменных потоков в электродуговых испарительных устройствах происходит в результате эрозионного испарения материала катода в катодных пятнах вакуумной дуги. Из-за малых размеров катодных пятен (10^{-3} м) плотность тока дугового разряда достигает значительных величин (10^9 А/м²). Это приводит к взрывному испарению материала катода с формированием не только плотной ($n = 10^{18}$ м⁻³) высокоионизированной плазмы, но и капель, что является причиной образования дефектов в осаждаемых покрытиях [3].

Количество капельной фазы зависит от температуры поверхности катода, которая в свою очередь определяется как величиной тока дугового разряда (чем она выше, тем больше теплоты выделяется на поверхности эрозии), так и эффективностью отвода теплоты от эродирующей поверхности. Эффективность теплоотвода существенно зависит от конструктивного исполнения катодного узла: в первую очередь от размеров катода (его длины и диаметра) и принятой схемы охлаждения. В [4] на примере катодов из титана марки ВТ1 показано, что увеличение длины цилиндрического катода от 15 до 50 мм сопровождается повышением температуры его поверхности от 330 до 800 °С. При этом скорость эрозии возрастает в два раза (от $3,9 \cdot 10^{-8}$ до $7,6 \cdot 10^{-8}$ кг/Кл соответственно). Дополнительные измерения позволили установить, что рост скорости эрозии в данном случае связан с увеличением доли капельной фазы в плазменном потоке. Это отрицательно сказывается на качестве формируемых покрытий [5].

Цель исследований авторов – установить зависимость между величиной предельно допустимого тока дугового разряда и размерами (толщиной) расходуемой части катода вакуумного электродугового испарителя. Для расчета выбрана конструкция водоохлаждаемого расходуемого катода, представленного на рис. 1. Катод может быть выполнен целиком из метал-

лического сплава или состоять из двух частей – крепежной и расходуемой. В последнем случае в качестве материала расходуемой части можно брать сплавы металлов с неметаллами, например титан – кремний [6]. Использование стабилизирующих электромагнитных катушек позволяет локализовать дуговой разряд на торцевой поверхности катода, что уменьшает вероятность появления пробоев. Благодаря постоянному охлаждению катод остается интегрально холодным.

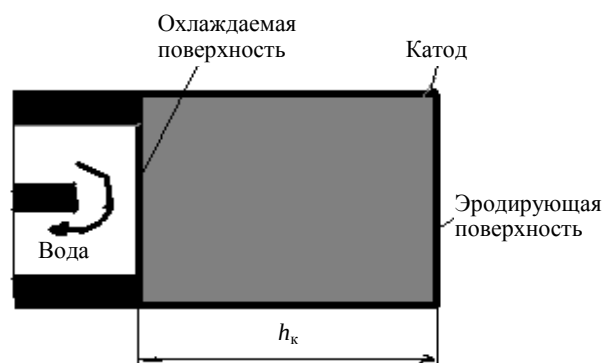


Рис. 1. Конструкция и схема охлаждения катодного узла, принятые в расчетах

Массовая скорость эрозии катода dm , кг/с, зависит от тока дугового разряда $I_{\text{дуги}}$, А:

$$d_m = \eta I_{\text{дуги}}, \quad (1)$$

где η – коэффициент электропереноса, кг/Кл.

Для большинства материалов величина коэффициента электропереноса η составляет порядка нескольких десятков микрограммов на кулон. Величины коэффициентов электропереноса для разных материалов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Величина коэффициента электропереноса некоторых материалов, используемых в технологических целях [1, 4]

Материал катода	Значение η , (кг/Кл) $\cdot 10^{-8}$
Титан ВТ1	3,9
Алюминий АВ0	12,0
Цирконий	5,1
Молибден	5,2
Ti-Si (80 ат. %)	6,3
Zr-Si (84 ат. %)	8,5
Mo-Si (76 ат. %)	6,0
Hf-Si (88 ат. %)	10,0

Зная величину коэффициента электропереноса материала катода и рабочий ток дугового разряда, можно определить геометрические размеры расходуемой части катода, необходимые для обеспечения требуемого времени работы электродугового источника плазмы. Например, скорость эрозии сплава «титан – 80 ат. % кремния» при токе дугового разряда 75 А равна $4,73 \cdot 10^{-6}$ кг/с. При массе рабочей части катода 0,3 кг его полное срабатывание в процессе непрерывного режима работы составит 17,6 ч. При восьмичасовой рабочей смене с учетом технического времени на разогрев (1 ч) и остывание (0,9 ч) диффузионного насоса вакуумной установки и средней длительности технологического цикла (1 ч) оператор может обработать одним катодом 18 полных загрузок в течение трех рабочих смен. Для катода из титана марки ВТ1 такой же массы при токе дугового разряда 100 А время непрерывной работы – 21,4 ч. При той же длительности технологического цикла время работы одним катодом составит уже четыре рабочие смены. Однако на практике геометрические размеры катода, в первую очередь его высоту, необходимо ограничивать.

Основная характеристика, влияющая на скорость эрозионного испарения катода, – это температура его эродирующей поверхности, которая зависит от величины разрядного тока, переносимого через единицу площади эродирующей поверхности катода (F_k)

$$j_k = \frac{I_{\text{дуги}}}{F_k}. \quad (2)$$

Размеры катода зависят от максимально возможной концентрации ионов n_{ik} и, следовательно, плотности тока j_k на катоде, а также принятой схемы охлаждения катодного узла [7]

$$j_k = \frac{a}{h_k} \frac{T_{\text{п}} - T_0}{U_k}, \quad (3)$$

где a – коэффициент температуропроводности материала катода; h_k – длина катода (рис. 1); $T_{\text{п}}$ – температура эродирующей поверхности; T_0 – то же охлаждаемой поверхности; U_k – эффективный вольтовый эквивалент энергии теплового потока, отводимого в катод.

Эффективный вольтовый эквивалент энергии, как показано в [8], определяется напряже-

нием горения дуги $U_{\text{дуги}}$ и работой выхода электрона ϕ_e

$$U_k = 0,4(U_{\text{дуги}} - \phi_e). \quad (4)$$

Работа выхода электрона зависит от выбранного материала катода. Для титана $\phi_e = 3,57$ В. Значение напряжения горения вакуумной дуги в расчетах можно принять равным 2–3 величинам потенциала ионизации материала катода. Для сплавов Ti–Si $U_{\text{дуги}} = 24$ В и не зависит от содержания кремния [2]. Для большинства материалов $U_{\text{дуги}} = 20$ –30 В.

С учетом (4) уравнение (3) можно записать в следующем виде:

$$j_k = \frac{a}{0,4h_k} \frac{T_{\text{п}} - T_0}{U_{\text{дуги}} - \phi_e}. \quad (5)$$

При нахождении величины допустимой плотности ионного тока на катоде из уравнения (5) необходимо учесть, что для уменьшения капельной фазы в плазменном потоке $T_{\text{п}} < 0,3T_{\text{пл}}$. Данное требование обосновывается резким ростом капельной фазы при перегреве эродирующей поверхности катода [7]. Так как для охлаждения катодного узла в существующих вакуумных установках электродугового нанесения покрытий используется проточная вода, температуру охлаждаемой поверхности катода следует брать ниже температуры кипения воды ($T_0 < 373$ К). Кроме этого, для вакуумных электродуговых устройств с интегрально холодным катодом характерным является наличие критической величины тока дугового разряда (табл. 2), ниже которой получить устойчивое существование вакуумной дуги не представляется возможным [9]. Таким образом, для величины тока дугового разряда должно выполняться условие: $I_{\text{дуги}} > I_{\text{кр}}$.

Таблица 2

Значение критического тока дугового разряда в вакууме на катодах из разных материалов

Материал катода	Значение критического тока, А
Титан	80
Цирконий	90
Титан – кремний	45
Алюминий	60
Медь	80
Никель	90

При расчете предельного тока дугового разряда, при котором не наблюдается перегрев расходуемой части катода, необходимо учитывать, что доля ионного тока, приходящегося на поверхность упрочняемой заготовки, не должна превышать допустимой величины. Эта величина ограничивается предельной токовой нагрузкой на поверхность заготовки. Для определения зависимости величины предельно допустимого тока дугового разряда от высоты катода были приняты следующие расчетные данные [10]: средний заряд иона Z_i для титановой плазмы +1,6, для плазмы «титан – кремний» +1,2; заряд электрона $1,6022 \cdot 10^{-19}$ Кл; скорость движения иона $v_i = 2 \cdot 10^4$ м/с; $U_k = 12$ В; $T_p = 550$ К; $T_0 = 350$ К.

Расчет проводили для разных значений высот катода h_k (от 0,02 до 0,05 м). Диаметр катода-мишени для большинства технологических плазменных устройств равен 0,08 м, следовательно, площадь эродирующей поверхности $S = 0,005$ м². В зависимости от материала катода (Ti, сплав TiSi, сталь 40X13) произведем расчет плотности максимального теплового потока на поверхность катода, плотности тока дугового разряда на катоде и допустимой концентрации ионов плазменного потока у поверхности катода. Концентрация ионов у поверхности катода, соответствующая плотности ионного тока дугового разряда:

$$n_i = \frac{j_k}{Z_i e v_i}. \quad (6)$$

Как видно из табл. 3, с уменьшением температуры плавления катодного материала падают допустимые значения плотности тока дугового разряда и концентрации ионов у поверхности катода. Зависимость максимально допустимого тока дугового разряда от толщины и материала катода представлена на рис. 2.

Таблица 3

Результаты расчета параметров разряда для катода высотой $h_k = 0,05$ м

Материал катода	Максимальный тепловой поток, Вт/м ²	j_k , А/м ²	n_i , м ⁻³	$I_{дуги}$, А
Ti	$21 \cdot 10^3$	1,782	$3,475 \cdot 10^{18}$	89,00
Сплав TiSi	$21 \cdot 10^3$	0,895	$0,694 \cdot 10^{18}$	44,75
Сталь 40X13	$21 \cdot 10^3$	1,678	$4,369 \cdot 10^{18}$	83,90

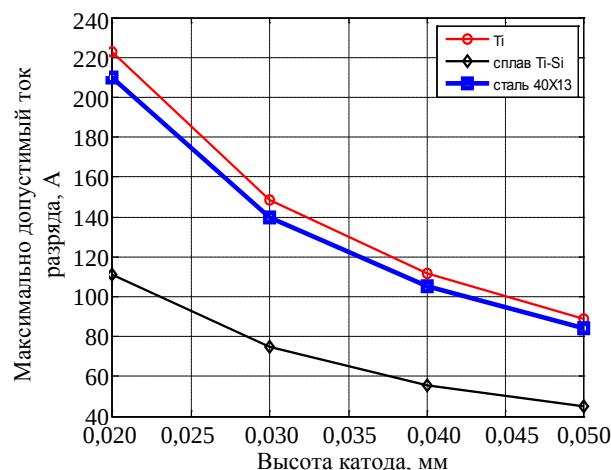


Рис. 2. Зависимость величины допустимого тока дугового разряда от толщины катода-мишени

Как показали расчеты, при $h_k = 0,05$ м для катодов-мишеней из всех рассмотренных материалов предельно допустимый ток дугового разряда, при котором разряд протекает с образованием минимального количества капельной фазы в плазменном потоке, практически равен величине минимального тока устойчивого горения дуги. Следовательно, при больших толщинах катода избежать перегрева эродирующей поверхности и как следствие уменьшения капельной фазы в потоке нельзя, так как для поддержания устойчивого разряда требуется установить величину разрядного тока, существенно большую, чем значение минимального тока устойчивого горения дуги.

ВЫВОД

Проведенные теоретические оценки позволяют выбрать толщину расходуемой части катода-мишени вакуумного электродугового источника плазмы, обеспечивающую образование минимального количества капельной фазы в потоке. При этом при малых h_k ток допустимого разряда может быть значительным и обеспечивать высокую производительность процесса нанесения покрытий при образовании относительно низкого количества капельной фазы в покрытии. При $h_k = 0,05$ м величина предельно допустимого тока дугового разряда, обеспечивающего формирование в потоке минимального количества капельной фазы, практически равна значению минимального тока устойчивого горения дуги.

ЛИТЕРАТУРА

REFERENCES

1. **Томаль, В. С.** Низкоэнергетический источник ионного ассистирования / В. С. Томаль, Н. К. Касинский, И. А. Иванов // Материалы. Технологии. Инструменты. – 2013. – Т. 18, № 1. – С. 67–69.
2. **Вакуумно-плазменные** покрытия / Ж. А. Мрочек [и др.]; под общ. ред. Ж. А. Мрочека. – Минск: Технопринт, 2004. – 369 с.
3. **Исследование** процессов формирования структуры вакуумных конденсатов в среде технологического газа / В. С. Томаль [и др.] // Контенант. – 2013. – Т. 12, № 4. – С. 16–21.
4. **Хороших, В. М.** Эрозия катода и расход массы катодного материала в стационарной дуге низкого давления / В. М. Хороших // Физическая инженерия поверхности. – 2005. – Т. 2, № 4. – С. 184–199.
5. **Хороших, В. М.** Пространственное распределение потоков частиц в стационарном дуговом разряде низкого давления / В. М. Хороших, М. Г. Холмеев // Физическая инженерия поверхности. – 2004. – Т. 2, № 6. – С. 167–170.
6. **Мрочек, Ж. А.** Исследование основных технологических параметров электродугового процесса формирования многокомпонентных кремнийсодержащих покрытий в вакууме / Ж. А. Мрочек, И. А. Иванов // Электронная обработка материалов. – 1996. – № 1. – С. 14–16.
7. **Дороднов, А. М.** Методика инженерно-физического расчета электродугового источника плазмы для процессов нанесения покрытий в вакууме / А. М. Дороднов, А. Н. Кузнецов, С. В. Леонтьев. – М.: Изд-во МГТУ имени Баумана, 1999. – 34 с.
8. **Daalder, J. E.** Cathode Sports and Vacuum Arc / J. E. Daalder // Physica B+C. – 1981. – Vol. 104, No 1–2. – P. 91–106.
9. **Ivanou, I. A.** Alternative Technologies of Metal Deposition and Its Mathematical Simulation / I. A. Ivanou, S. A. Sultan // Машиностроение и техносфера XXI в.: сб. трудов: в 4 т. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – Т. 4. – С. 241–244.
10. **Иванов, И. А.** Параметры низкотемпературной плазмы электродуговых испарительных устройств / И. А. Иванов, Х. Т. Е. Кармажи // Труды VII симпозиума Беларуси и Сербии по физике и диагностике лабораторной и астрофизической плазмы (ФДП-VII'2008), Минск, 22–26 сент. 2008 г. / под ред. В. И. Архипенко, В. С. Буракова, А. Ф. Чернявского. – Минск: Ковчег, 2008. – С. 192–195.
1. **Tomal, V. S.,** Kasinsky N. K., & Ivanov, I. A. (2013) Low-Power Source of Ionic Assisting. *Materialy. Tekhnologii. Instrumenty* [Materials. Technologies. Tools.], 18 (1), 67–69 (in Russian).
2. **Mrochek, Zh. A.,** Vershina, A. K., Ivashchenko, S. A., Ivanov, I. A., Frolov, I. S., & Latushkina, S. D. (2004) *Vacuum-Plasma Coatings*. Minsk, Tekhnoprint. 369 p. (in Russian).
3. **Tomal, V. S.,** Kasinsky N. K., Ivanov, I. A., & Misnik, I. V. (2013) Investigations on Formation Processes of Vacuum Condensate Structures in Process Gas Medium. *Kontenant* [Contentant], 12 (4), 16–21 (in Russian).
4. **Khoroshikh, V. M.** (2005) Cathode Erosion and Cathode Material Mass Expenditure in Stationary Low-Pressure Arc. *Fizicheskaya Inzheneria Poverkhnosti* [Physical Engineering of Surface], 2 (4), 184–199 (in Russian).
5. **Khoroshikh, V. M.,** & Kholomeev, M. G. (2004) Spatial Distribution of Particle Flows in Stationary Low-Pressure Arc Discharge. *Fizicheskaya Inzheneria Poverkhnosti* [Physical Engineering of Surface], 2 (6), 167–170 (in Russian).
6. **Mrochek, Zh. A.,** & Ivanov, I. A. (1996) Investigations on Main Technological Parameters of Electric-Arc Formation Process of Multi-Component Silicon-Containing Coatings in Vacuum. *Elektronnaya Obrabotka Materialov* [Electronic Treatment of Materials], 1, 14–16 (in Russian).
7. **Dorodnov, A. M.,** Kuznetsov, A. N., & Leontiev, S. V. (1999) *Methodology for Engineering and Physical Calculation of Electric-Arc Plasma Source for Coating Application Processes in Vacuum*. Moscow: Publishing House of MGTU Named After Bauman [Bauman Moscow State Technical University]. 34 p. (in Russian).
8. **Daalder, J. E.** (1981) Cathode Sports and Vacuum Arc. *Physica B+C*, 104 (1–2), 91–106. Doi: 10.1016/0378-4363(81)90040-1.
9. **Ivanou, I. A.,** & Sultan, S. A. (2004) Alternative Technologies of Metal Deposition and Its Mathematical Simulation. *Engineering and Technosphere of XXI Century. Collection of Papers. Vol. 4*. Donetsk: DonNTU [Donetsk National Technical University], 241–244.
10. **Ivanov, I. A.,** & Karmazhi, H. T. E. (2008) Parameters of Low-Temperature Plasma in Electric-Arc Evaporative Devices. *Proceedings of VII Symposium of Belarus and Serbia on Physics of Laboratory and Astrophysical Plasma (PDP-VII'2008)*, September 22–26, 2008. Minsk, Kovcheg Publ., 192–195 (in Russian).

Поступила 04.12.2014

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ СТРУИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКИЕ ПОВЕРХНОСТИ ЗАГОТОВОК-ПРЕПЯТСТВИЙ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

Докт. техн. наук, проф. КАЧАНОВ И. В., асп. ЖУК А. Н.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: hidrokaf@bntu.by

Получены результаты экспериментальных исследований по определению силы давления струи рабочей жидкости на плоские поверхности заготовок-препятствий различной формы, позволяющие эффективно реализовать целый ряд технологических процессов, напрямую зависящих от качества очистки поверхностей от коррозии. Разработана принципиальная схема динамометра для измерения силы воздействия F на обрабатываемую заготовку-препятствие с диапазоном измерения от 0 до 50 Н и погрешностью 2 % от максимальной величины измеренной нагрузки. Для сравнительного анализа при измерении силы F предложены две схемы течения струи после взаимодействия ее с заготовкой-препятствием: радиальное растекание жидкости под углом $\beta = 90^\circ$ и реверсивно-струйное течение за счет разворота струи на угол $\beta = 180^\circ$ после ее взаимодействия с плоской поверхностью заготовки-препятствия. Установлена методика регистрации силы F на плоские заготовки-препятствия различной формы. Для обеих схем нагружения ($\beta = 90^\circ$ и 180°) в качестве переменных параметров принимали давление на входе в сопло $p_{вх,i}$ и расстояние от сопла до обрабатываемой поверхности заготовки-препятствия L_i .

По результатам исследований установлено, что использование реверсивно-струйного течения жидкости с диапазоном давлений $p_{вх} = 3,5\text{--}10,0$ МПа и расстояний $L = 8\text{--}30$ мм обеспечивает наибольшее силовое воздействие на плоскую поверхность заготовки-препятствия. При этом максимальная сила воздействия (независимо от давления на входе $p_{вх}$ и расстояния от сопла до обрабатываемой поверхности L) отмечается при коэффициентах обжатия струи $\lambda = 0,063$ и объясняется оптимальным соотношением диаметра полости D_0 и диаметра струи $d_{стр}$. Полученные результаты позволяют, принимая в качестве критерия коэффициент обжатия струи λ , корректно подобрать насосное оборудование и эффективно осуществлять технологию очистки плоских поверхностей от коррозии.

Ключевые слова: давление, сила, реверсивная струя, очистка, технология, коррозия, рабочая жидкость, заготовка-препятствие.

Ил. 8. Табл. 2. Библиогр.: 10 назв.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS ON DETERMINATION OF PRESSURE FORCE OF POWER FLUID-JET STREAM ON PLANE SURFACES OF SPECIMENS HAVING VARIOUS SHAPE

KACHANOV I. V., ZHUK A. N.

Belarusian National Technical University

The paper presents results of experimental investigations on determination of pressure force of power fluid-jet stream on plane surfaces of specimens having various shape. The results permit efficiently to realize a number of technological processes which directly depend on quality of surface cleaning from corrosion. A principle diagram has been developed for a dynamometer in order to measure a force F acting on the machined specimen with measuring range from 0 to 50 N and an error which constitutes 2 % of maximum value of the measured load. Two diagrams for jet stream flow after its interaction with the specimen have been proposed for a comparative analysis while measuring force F , namely: radial fluid spreading at angle $\beta = 90^\circ$ and reversible stream flow due to one-eighty stream turn after its interaction with plane surface of the specimen. Methodology has been established for registration of force F on plane specimens having various shape. Pressure at the nozzle input $p_{вх,i}$ and distance L_i from the nozzle to the machined surface of the specimen have been taken as variable parameters for both loading diagrams ($\beta = 90^\circ$ and 180°).

Investigation results have made it possible to determine that usage of reversible stream flow ensures maximum force action on plane surface of the specimen in the investigated range of pressures $p_{вх} = 3.5\text{--}10.0$ MPa and distances from nozzle to the machined surface $L = 8\text{--}30$ mm. In this case maximum action force (irrespective of pressure at input $p_{вх}$ and distance from nozzle to the machined surface L) is observed at stream squeezing ratio $\lambda = 0.063$ and this effect is attributed to optimum ratio of cavity diameter D_0 and stream diameter $d_{стр}$. The obtained results allow reasonably to select pump equipment and efficiently execute technology for cleaning plane surfaces from corrosion with due account of stream squeezing ratio λ which is taken as a criterion.

Keywords: pressure, force, reversible stream, cleaning, technology, corrosion, power fluid, specimen.

Fig. 8. Tab. 2. Ref.: 10 titles.

Для современного машино- и судостроения Республики Беларусь характерно отсутствие собственной сырьевой базы, результатом чего является существенная зависимость от импортных энергоносителей и материальных ресурсов, поставляемых по мировым ценам. При таких условиях работы эффективность производства может быть достигнута за счет экономии и использования энерго- и ресурсосберегающих технологий, обеспечивающих получение высококачественной и конкурентоспособной продукции.

Эффективность реализации целого ряда технологических процессов напрямую зависит от качества очистки поверхностей от коррозии. Так, для подготовки стальных листов под лазерную резку необходимо после очистки от коррозии иметь высококачественную поверхность с шероховатостью $R_a = 0,2-0,4$ мкм с минимальным уровнем упрочнения и низкой отражательной способностью. Подготовка стальной поверхности под покраску предусматривает получение шероховатости $R_a = 30-50$ мкм после очистки от коррозии. При этом актуальным является вопрос предотвращения повторной коррозии при значительном по времени (2–5 ч) нахождении очищенной детали под воздействием атмосферной коррозии [1].

Известные способы очистки поверхностей от коррозии (гидродинамические, песко- и дробеструйные и т. д.) не отвечают в полной мере указанным выше требованиям в части как создания требуемого микрорельефа, так и предотвращения повторной коррозии на очищенной поверхности.

Одним из возможных направлений для решения указанной задачи является использование метода реверсивно-струйной очистки (PCO), основанного на струйном воздействии рабочей жидкости на обрабатываемую плоскую поверхность. Эксперименты, проведенные в НИИЛ ВХС БНТУ, показали высокую перспективность очистки поверхностей от коррозии высоконапорными струями с использованием бентонитовой глины с концентрацией 2–3 % в составе рабочей жидкости [1]. Эффективность PCO дополнительно существенно повышается по силовой нагрузке по отношению к традиционной струйной очистке, характеризующейся растеканием жидкости под углом 90° после взаимодействия с плоской поверхностью. Это увеличение

эффективности будет происходить в результате приложения реактивной силы на очищаемую поверхность от действия реверсивной струи, развернутой после взаимодействия с этой поверхностью на 180° относительно своего первоначального направления движения [2]. За счет отмеченного повышенного силового воздействия для процесса PCO характерно снижение мощности на производство очистных работ и увеличение производительности по сравнению с традиционными методами очистки [3–8].

Одним из основных параметров при разработке технологии PCO и подборе оборудования для ее осуществления является сила воздействия струи F на обрабатываемую поверхность заготовки-препятствия (ЗП). Для измерения силы струйного воздействия F на плоскую поверхность разработана конструкция динамометра, принципиальная схема которой приведена на рис. 1. В состав схемы динамометра входит шток 1, на верхнем торце которого смонтирована площадка-опора 2. Нижний торец штока соединен с манжетой 3, опирающейся на упругий элемент – пружину 4. Шток с площадкой-опорой, манжетой и пружиной установлен в корпусе 5.

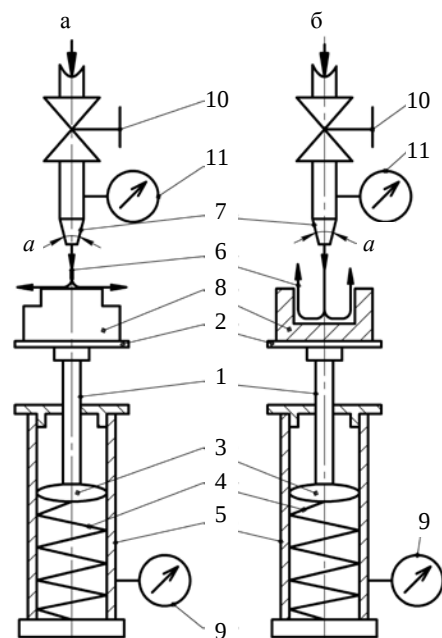


Рис. 1. Принципиальная схема динамометра для измерения силы воздействия струи на преграду: а – при радиальном течении струи после взаимодействия ее с плоской поверхностью; б – при реверсивном течении струи после взаимодействия ее с плоской поверхностью

Силовое воздействие струи 6 рабочей жидкости, вытекающей из сопла 7 и действующей на ЗП 8, передается через шток на пружину и регистрируется в диапазоне от 0 до 50 Н по шкале 9 динамометра (рис. 1). Принимая погрешность измерений, равную половине цены деления шкалы динамометра, была установлена абсолютная погрешность ΔF определяемой силы F , равная $\pm 0,1$ Н и не превышающая 2 % от максимальной величины измеренной нагрузки.

Для изменения давления и скорости струи рабочей жидкости в измерительной схеме смонтирован регулировочный вентиль 10. Регистрацию давления в потоке жидкости на входе в сопло осуществляли с помощью образцового манометра 11 марки МП-160 (ГОСТ 15150–69, диапазон измерений 1–25 МПа, класс точности 2.5). Формирование струи происходило в коническом сопле диаметром $d_c = 1,5$ мм и с углом конусности $\alpha = 45^\circ$. Для предохранения элементов динамометра от коррозии использовали полиэтиленовую защиту (на рис. 1 не показана).

Разработанная конструкция динамометра позволяет изучить влияние основных параметров (давление, расход, геометрия сопел, соотношение диаметров сопла d_c и плоской поверхности D_0 ЗП и т. д.), определяющих силовой режим процесса РСО.

Для проведения экспериментов, направленных на установление зависимостей: $F = f(p_{вх})$, $F = f(L)$, $F = f(\lambda)$, отражающих влияние давления на входе в сопло $p_{вх}$, расстояния от сопла до обрабатываемой поверхности L , коэффициента обжатия λ на величину силы давления струи F рабочей жидкости, использовали ЗП различной формы (с цилиндрическими выступом А и полостью Б). Формы таких ЗП представлены на рис. 2.

Применение ЗП с плоской поверхностью нагружения I на торцевой части цилиндрического выступа А позволяло обеспечивать после струйного воздействия на нее радиальное растекание жидкости под углом $\beta = 90^\circ$ (β – угол между вертикальной осью струи и направлением ее течения после взаимодействия с обрабатываемой поверхностью) относительно оси струи, вытекающей из сопла 1 (рис. 2а).

Применение ЗП с цилиндрической полостью Б обеспечивало реверсивно-струйное те-

чение за счет разворота струи на угол $\beta = 180^\circ$ после ее взаимодействия с плоской поверхностью I, расположенной в донной части полости (рис. 2б). Плоские поверхности нагружения I выполнялись на ЗП указанных форм конструктивного исполнения (рис. 2а, б) с одинаковыми значениями диаметров D_0 и площадей. Основные размеры исследованных форм ЗП с цилиндрическими выступом и полостью приведены в табл. 1.

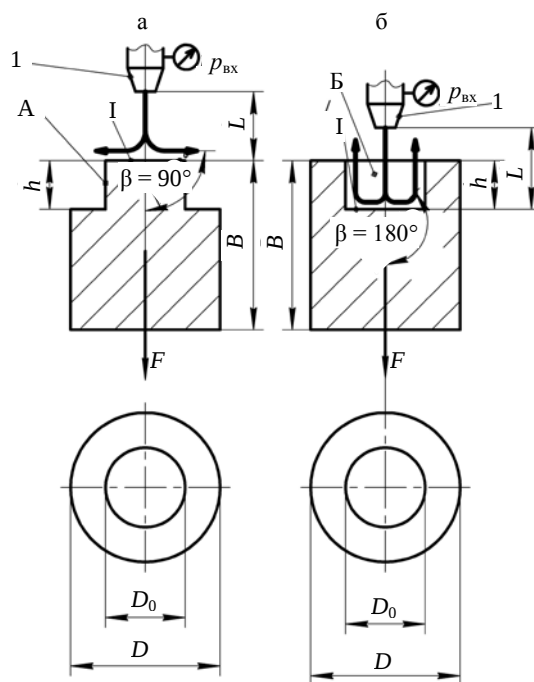


Рис. 2. Формы ЗП, принятые для измерения силы воздействия струи на плоскую поверхность: а – при радиальном течении струи после взаимодействия ее с плоской поверхностью I на торце выступа А; б – при реверсивном течении струи после взаимодействия ее с плоской поверхностью в донной части полости Б

Таблица 1
Размеры ЗП с цилиндрическими выступом (полостью) для измерения силового струйного воздействия на обрабатываемую плоскую поверхность

№ п/п	Диаметр полости (выступа) D_0 , мм	Длина заготовки B , мм	Высота выступа А/глубина полости Б, h , мм	Коэффициент обжатия струи λ
1	8	50	5	0,231
2	16	50	5	0,103
3	19	50	5	0,086
4	25	50	5	0,063
5	30	50	5	0,053
6	48	50	5	0,032

Для исследований использовали шесть типов ЗП с различными значениями коэффициента обжатия λ , который для случая осесимметричной реверсивной струи определяется по формуле

$$\lambda = \frac{d_{\text{стр}}}{D_0 - d_{\text{стр}}}, \quad (1)$$

где $d_{\text{стр}}$ – диаметр струи, принятый равным диаметру сопла, мм; D_0 – диаметр цилиндрической полости с плоской поверхностью дна, мм.

Для обеих схем нагружения ($\beta = 90^\circ$; $\beta = 180^\circ$) в качестве переменных параметров принимали давление на входе в сопло $p_{\text{вх},i}$ и расстояние от сопла до обрабатываемой поверхности ЗП L_i , представленные в табл. 2.

Таблица 2

Значения переменных параметров давлений $p_{\text{вх}}$ и расстояний L , принятые для изучения силового воздействия струи на ЗП

№ п/п	Давление на входе в сопло, МПа	Расстояние от сопла до обрабатываемой плоской поверхности ЗП, мм
1	$p_{\text{вх}1} = 3,5$	$L_1 = 8$
2	$p_{\text{вх}2} = 7,0$	$L_2 = 16$
3	$p_{\text{вх}3} = 10,0$	$L_3 = 30$

Исследования по определению струйного силового воздействия на ЗП проводили в следующей последовательности:

1) ЗП различной формы (с цилиндрическим выступом (полостью)) устанавливали на площадку-опору (рис. 1);

2) сопло монтировали на заданном расстоянии L_i до обрабатываемой плоской поверхности ЗП (рис. 1);

3) производили пуск мембранных насосов высокого давления [1] и с помощью вентиля (рис. 1) осуществляли регулирование расхода и переменных значений давлений $p_{\text{вх},i}$ струи рабочей жидкости;

4) регистрировали силу F струйного воздействия при различных схемах нагружения, для которых углы растекания β после взаимодействия струи с плоской поверхностью ЗП равнялись 90° и 180° соответственно.

Силу воздействия струи F на ЗП для исследованных схем нагружения в соответствии с

рекомендациями [9, 10] определяли по второму закону Ньютона

$$F = mg, \quad (2)$$

где m – эталонная переменная масса, установленная на площадку динамометра при его тарировке, кг; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Давление от воздействия струи на плоскую поверхность ЗП рассчитывали по зависимости

$$p = \frac{4F}{\pi d_{\text{стр}}^2}, \quad (3)$$

где F – сила, Н; $d_{\text{стр}}$ – диаметр струи на выходе из сопла, м.

В результате исследований силы воздействия струи рабочей жидкости на плоские поверхности различной формы ЗП построены зависимости $F = f(L)$ при различных значениях давления $p_{\text{вх}}$, представленные на рис. 3–5. Экспериментальные исследования показали, что силовое воздействие струи на плоские поверхности I цилиндрических выступов А (рис. 2а), вне зависимости от диаметров D_0 , характеризуются постоянной величиной F , убывающей с увеличением расстояния L . Отмеченное обстоятельство позволило представить результаты исследований для этой группы заготовок с помощью одной обобщенной кривой 7, показанной на рис. 3–5.

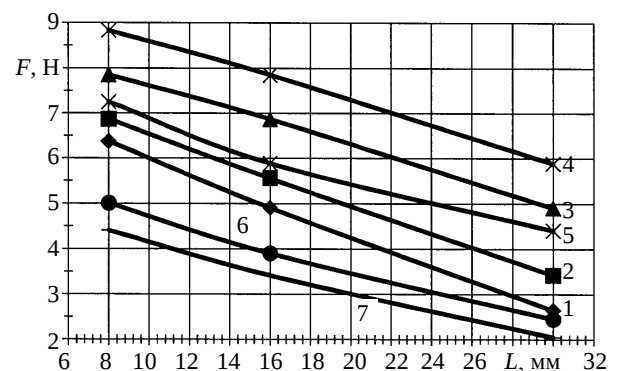


Рис. 3. Зависимость силы воздействия струи от расстояния до обрабатываемой поверхности при давлении $p_{\text{вх}1} = 3,5$ МПа: 1 – $\lambda_1 = 0,231$; 2 – $\lambda_2 = 0,103$; 3 – $\lambda_3 = 0,086$; 4 – $\lambda_4 = 0,063$; 5 – $\lambda_5 = 0,053$; 6 – $\lambda_6 = 0,032$; 7 – плоская площадка; материал ЗП – Ст3; 1–6 – $\beta = 180^\circ$; 7 – 90°

Из приведенных на рис. 3–5 графиков видно, что во всех экспериментах силовое воз-

действие на ЗП при реверсивном течении ($\beta = 180^\circ$) на 40–70 % больше, чем при радиальном ($\beta = 90^\circ$). Также из рис. 3–5 видно, что при увеличении расстояния до обрабатываемой поверхности уменьшается сила воздействия струи. Этот факт объясняется тем, что с увеличением расстояния L кинетическая энергия снижается за счет эффекта раскрытия «факела» струи, что сопровождается повышением площади ее живого сечения и как следствие уменьшением давления и силы воздействия на преграду [6].

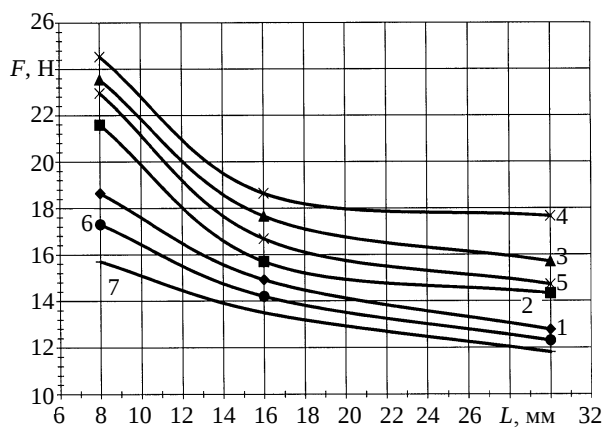


Рис. 4. Зависимость силы воздействия струи от расстояния до обрабатываемой поверхности при давлении $p_{вх2} = 7,0$ МПа (обозначения те же, что на рис. 3)

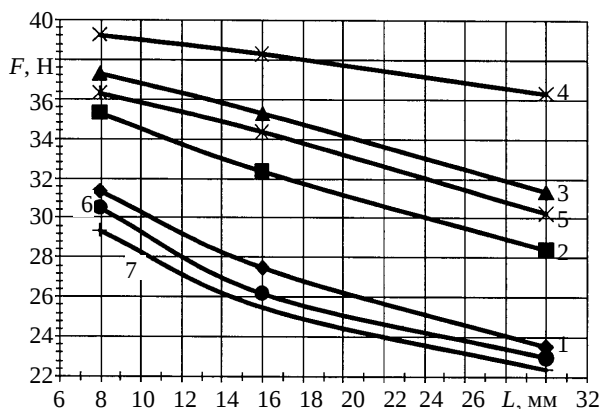


Рис. 5. Зависимость силы воздействия струи от расстояния до обрабатываемой поверхности при давлении $p_{вх3} = 10,0$ МПа (обозначения те же, что на рис. 3)

Зависимости давлений $p = f(\lambda)$, полученных при различных значениях расстояния L от сопла до обрабатываемой поверхности, представлены на рис. 6–8.

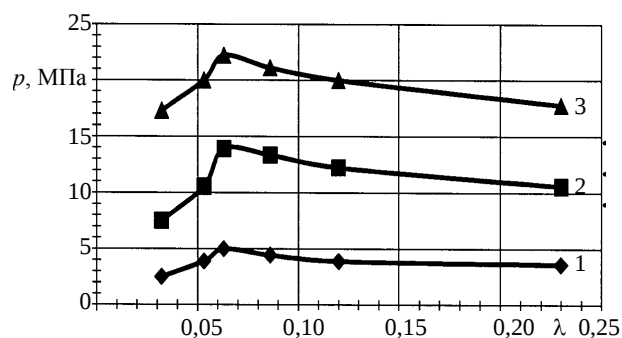


Рис. 6. Влияние коэффициента обжатия струи λ на величину давления p от воздействия реверсивной струи на обрабатываемую поверхность при $L_1 = 8$ мм: 1 – $p_{вх1} = 3,5$ МПа; 2 – $p_{вх2} = 7,0$ МПа; 3 – $p_{вх3} = 10,0$ МПа

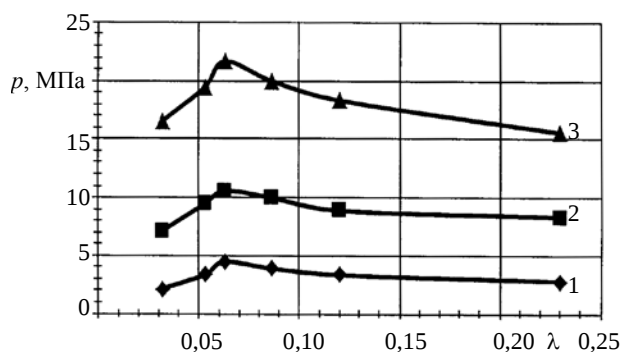


Рис. 7. Влияние коэффициента обжатия струи λ на величину давления p от воздействия реверсивной струи на обрабатываемую поверхность при $L_2 = 16$ мм (обозначения те же, что на рис. 6)

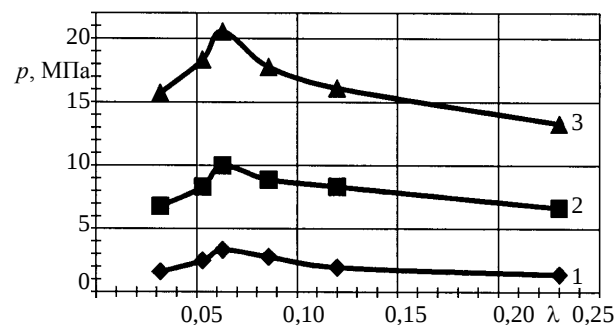


Рис. 8. Влияние коэффициента обжатия струи λ на величину давления p от воздействия реверсивной струи на обрабатываемую поверхность при $L_3 = 30$ мм: (обозначения те же, что на рис. 6)

Из графиков, представленных на рис. 6–8, видно, что при увеличении коэффициента обжатия струи λ от 0,030 до 0,063 наблюдается рост давления p , при дальнейшем увеличении λ от 0,063 до 0,250 – уменьшение струйного давления p на плоскую поверхность. Этот факт объясняется тем, что при $\lambda > 0,063$ струя рабо-

чей жидкости теряет часть кинетической энергии на преодоление сопротивления трения при движении жидкости по плоской донной части цилиндрической полости, выполненной в ЗП.

Одновременно с этим снижается силовое воздействие, что можно объяснить и частичной тенденцией перехода от реверсивной схемы к смешанной реверсивно-радиальной схеме течения, сопровождаемой уменьшением воздействия реактивной силы вытекающей струи на плоскую донную поверхность ЗП полости Б (рис. 2б). При коэффициенте обжатия струи $\lambda = 0,063$ достигается максимум величины давления от воздействия реверсивной струи на обрабатываемую поверхность, что характеризует оптимальное соотношение диаметра полости D_0 и диаметра струи $d_{\text{стр}}$. Данная зависимость сохраняется при различных значениях расстояний L .

Анализ экспериментальных данных, полученных при использовании разработанной схемы определения силового струйного воздействия на обрабатываемую поверхность ЗП, показывает, что при реверсивном течении максимальная сила воздействия (независимо от давления на входе в сопло $p_{\text{вх}}$ и L) отмечается при коэффициентах обжатия струи $\lambda = 0,063$. Из вышеизложенного следует, что полученные результаты позволяют, принимая в качестве критерия коэффициент обжатия струи λ , корректно подобрать насосное оборудование и эффективно осуществлять технологию очистки плоских поверхностей от коррозии.

ВЫВОДЫ

1. Разработана принципиальная схема динамометра для измерения силы воздействия F на обрабатываемую заготовку-препятствие с диапазоном измерения от 0 до 50 Н и погрешностью 2 % от максимальной величины измеренной нагрузки.

2. Для сравнительного анализа при измерении силы F предложены две схемы течения струи после взаимодействия ее с заготовкой-препятствием: радиальная ($\beta = 90^\circ$) и реверсивно-струйная ($\beta = 180^\circ$).

3. По результатам исследований установлено, что использование реверсивно-струйно-

го течения жидкости в исследуемом диапазоне давлений $p_{\text{вх}} = 3,5\text{--}10,0$ МПа и расстояний от сопла до обрабатываемой поверхности $L = 8\text{--}30$ мм обеспечивает наибольшее силовое воздействие на плоскую поверхность заготовки-препятствия. При этом максимальная сила воздействия (независимо от давления на входе $p_{\text{вх}}$ и расстояния от сопла до обрабатываемой поверхности L) отмечается при коэффициентах обжатия струи $\lambda = 0,063$ и объясняется оптимальным соотношением диаметра полости D_0 и диаметра струи $d_{\text{стр}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Качанов, И. В. Теоретические и экспериментальные исследования по определению струйного давления рабочей жидкости на обрабатываемую плоскую поверхность / И. В. Качанов, А. В. Филиппчик // Наука и техника. – 2012. – № 1. – С. 79–85.
2. Устройство для очистки от коррозии плоских стальных поверхностей: пат. 16526 Респ. Беларусь: МПК В 08В 3/00, В 63В 59/08 / И. В. Качанов, А. Н. Жук, И. М. Шаталов, В. Н. Шарий, С. О. Мяделец; дата публ.: 09.08.2012.
3. Банников, И. И. Механизация очистки и окраски подводной части судов / И. И. Банников, Г. Н. Финкель, В. Л. Хейфец. – Л.: Судостроение, 1980. – 116 с.
4. Агасарян, Р. Р. Струйно-абразивная обработка металлов / Р. Р. Агасарян. – Ереван: АрмНИИНТИ, 1990. – 51 с.
5. Меркулов, В. Н. Перспективные процессы гидрообработки материалов в машиностроении / К. Н. Меркулов. – Киев: УкрНИИНТИ, 1987. – 10 с.
6. Тихомиров, Г. А. Гидроэрозия судостроительных материалов / Г. А. Тихомиров. – Л.: Судостроение, 1987. – 164 с.
7. Крайко, А. Н. Механика жидкости и газа: избранное / под общ. ред. А. Н. Крайко; ред.-сост. А. Н. Крайко, А. Б. Ватажий, Г. А. Любимов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 752 с.
8. Вилькер, Д. С. Лабораторный практикум по гидромеханике / Д. С. Вилькер. – М.: ФИЗМАТГИЗ, 1959. – 351 с.
9. Гибсон, А. Гидравлика и ее приложения / А. Гибсон; пер. с 6-го англ. изд. А. Е. Стратоницкой и С. С. Соколова; под ред. М. В. Потапова. – М., Л.: Госэнергоиздат, 1934. – 610 с.
10. Френкель, Н. З. Гидравлика / Н. З. Френкель. – М., Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.

REFERENCES

1. Kachanov, I. V., & Filipchik, A. V. (2012) Theoretical and Experimental Investigations on Determination of Jet-

Stream Pressure of Power Fluid on The Machined Plane Surface. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 1, 79–85 (in Russian).

2. **Kachanov, I. V.**, Zhuk, A. N., Shatalov, I. M., Shariy, V. N., & Miadelets, S. O. (2012) Device for Cleaning Plane Steel Surfaces From Corrosion. Patent Republic of Belarus no. 16526 (in Russian).

3. **Bannikov, I. I.**, Finkel, G. N., & Kheifets, V. L. (1980) *Mechanization of Cleaning and Painting of Ship's Bottom*. Leningrad, Sudostroenie. 116 p. (in Russian).

4. **Agasarian, R. R.** (1990) *Abrasive jet Machining of Metals*. Yerevan: ArmNIINTI. 51 p. (in Russian).

5. **Merkulov, V. N.** (1987) *Prospective Processes of Materials Hydro-Treating in Mechanical Engineering*. Kiev, UkrNIINTI. 10 p. (in Russian).

6. **Tikhomirov, G. A.** (1987) *Hydro-Cutting of Shipbuilding Materials*. Leningrad, Sudostroenie. 164 p. (in Russian).

7. **Kraiko, A. N.**, Vatazhiy, A. B., & Lioubimov, G. A. (2003) *Mechanics of Liquid and Gas. Selection*. Moscow, FIZMATLIT. 752 p. (in Russian).

8. **Vilker, D. S.** (1959) *Laboratory Course on Hydromechanics*. Moscow, FIZMATGIZ. 351 p. (in Russian).

9. **Gibson, A.** (1923) *Hydraulics and its Applications*. New York, Van Nostrand Company. 813 p. (Russ. ed.: Gibson, A. (1934). *Gidravlika i ee Prilozheniia*. Moscow, Leningrad: State Power Engineering Publishing House. 610 p.)

10. **Frenkel, N. Z.** (1956) *Hydraulics*. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat. 456 p. (in Russian).

Поступила 14.01.2014

УДК 656

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ОЧАГАХ АВАРИЙНОСТИ

Канд. техн. наук, доц. КАПСКИЙ Д. В.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: d.kapsky@gmail.com

Дорожный транспорт, на долю которого приходится от 2/3 до 3/4 всего объема транспортного обслуживания, представляет собой большую и сложную социально-производственную систему, в которую на правах подсистем входят дороги, транспортные средства, организация движения, правоохрана, подготовка кадров, обслуживание движения и др. Качество дорожного движения можно количественно оценить по величине потерь, под которыми понимают социально-экономическую стоимость необязательных (невынужденных) издержек процесса дорожного движения. Дорожное движение содержит аварийную, экологическую, экономическую и социальную угрозы. Для участников движения из всех угроз наиважнейшая – аварийность, поскольку она непосредственно касается их жизни, здоровья и благополучия, поэтому борьба с аварийностью имеет большую социальную значимость и является делом государственной важности. В связи с этим резко возросла роль организации дорожного движения в повышении его качества, включая и безопасность, в том числе в очагах аварийности.

Разработаны методологические принципы повышения качества дорожного движения, к которым относятся: максимизация опасности при выборе объекта исследования, минимизация суммарных потерь при оценке качества и выборе решений по повышению безопасности дорожного движения, сбалансированный учет аварийных и экологических потерь при выборе решений по повышению безопасности движения в неясных ситуациях, минимизация суммарной стоимости функционирования объекта при выборе мероприятий по повышению безопасности дорожного движения, обязательная оперативная контрольная оценка аварийности на основе метода конфликтных ситуаций в процессе внедрения мероприятий по повышению безопасности дорожного движения. Такие подходы будут способствовать повышению качества принимаемых решений в области организации дорожного движения.

Ключевые слова: дорожное движение, очаг аварийности, методология повышения безопасности.

Ил. 4. Библиогр.: 12 назв.

IMPROVEMENT OF ROAD TRAFFIC QUALITY IN ACCIDENT CLUSTERS

KAPSKY D. V.

Belarusian National Technical University

Road traffic with its share from 2/3 to 3/4 of the total volume of transport service represents rather large and complicated social and production system with several subsystems that include roads, transport facilities, road traffic organization, law enforcement, personnel training, road traffic service and others. Road traffic quality can be quantitatively evaluated in accordance with values of losses pertaining to social and economic cost of discretionary (unenforced) expenses for road traffic process. Road traffic contains accident, ecological, economic and social risks. Accident is considered as the most important risk for participants involved in road traffic because it directly concerns their life, health and welfare. So accident response has rather high social significance and it is considered as a matter of national importance. In this connection role of road traffic organization has become very important and it is directed on improvement of its quality including security in the accident clusters.

Methodological principles for improvement of road traffic quality have been developed in the paper. These principles presuppose the following: maximization of danger while selecting investigation object; minimization of total losses while evaluating quality and selecting solutions on improvement in road traffic safety; balanced accountability of accidental and ecological losses while selecting solutions on higher road traffic safety in ambiguous situations; minimization of total cost pertaining to object operation while selecting measures on improvement of road traffic safety; obligatory operative control evaluation of accident on the basis of method for conflict situations while introducing measures of road traffic safety. Such approaches will contribute to higher quality of the decisions taken in the field of road traffic organization.

Keywords: road traffic, accident cluster, methodology for safety improvement.

Fig. 4. Ref.: 12 titles.

Дорожный транспорт, на долю которого приходится от 2/3 до 3/4 всего объема транспортного обслуживания [1], представляет собой большую и сложную социально-производственную систему, в которую на правах подсистем входят дороги, транспортные средства, организация движения, правоохрана, подготовка кадров, обслуживание движения и др. Поскольку транспортная услуга производится непосредственно в дорожном движении, то основной задачей является повышение его качества, определяемого совокупностью таких основных свойств, как безопасность, экологичность, экономичность и социологичность. Качество дорожного движения можно количественно оценить по величине потерь, под которыми понимают социально-экономическую стоимость необязательных (невынужденных) издержек процесса дорожного движения [2, 3]. Потери в дорожном движении достигли таких масштабов, что стали представлять значимую угрозу для безопасности страны. Суммарные потери в дорожном движении Республики Беларусь в 2014 г. оценивались величиной порядка 6,5 млрд дол./год, из них около половины происходили по причине неудовлетворительной организации дорожного движения.

Дорожное движение содержит аварийную, экологическую, экономическую и социальную угрозы [4]. Для участников движения из всех угроз наиважнейшая – аварийность, поскольку она непосредственно касается их жизни, здоровья и благополучия, поэтому борьба с аварийностью имеет большую социальную значимость и является делом государственной важности (рис. 1). За последние 20 лет число автомобилей в Республике Беларусь увеличилось в четыре раза и превысило 3 млн единиц [5, 6].

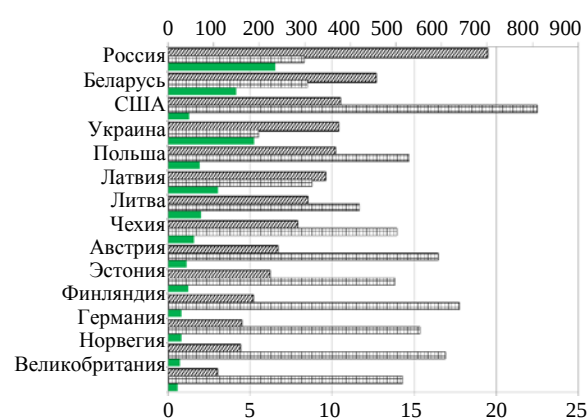


Рис. 1. Уровень аварийности и автомобилизации в мире:
 ■ – количество погибших на 100 тыс. жителей ($N_{по}$);
 ■ – $K_{пу} = N_{по} \cdot 100 / N_{авт}$; ■ – число автомобилей на 1 тыс. жителей ($N_{авт}$)

Сравнительная динамика социальных рисков в России представлена на рис. 2, линии – значения этого индикатора для Беларуси и Великобритании. Видно, что ситуация в нашей стране лучше, чем в России, но хуже, чем в Великобритании.

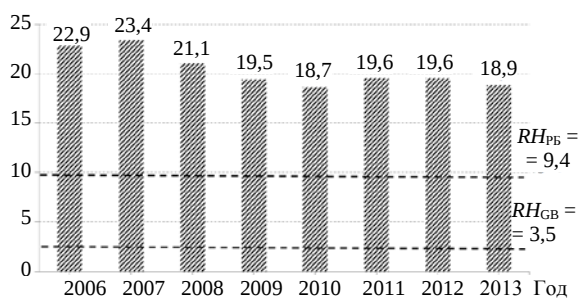


Рис. 2. Динамика социальных рисков в России

Сравнительная динамика транспортных рисков в России представлена на рис. 3, линии – значения этого индикатора для Беларуси и Великобритании. Согласно рисунку ситуация в нашей стране лучше, чем в России, но хуже, чем в Великобритании.

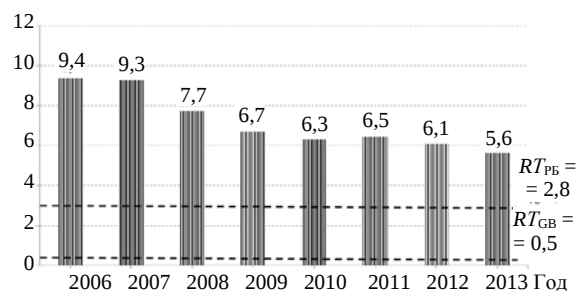


Рис. 3. Динамика транспортных рисков в России

В связи с этим резко возросла роль организации дорожного движения в повышении его качества, включая и безопасность, в том числе в очагах аварийности. Однако работы в этом направлении по ряду причин ведутся несистемно и на низком методическом уровне, что приводит к большим потерям.

Поскольку основной причиной потерь в очагах являются недостатки в организации дорожного движения, то и повышение качества должно осуществляться в основном ее методами [7, 8]. Эти методы эффективны, оперативны и не требуют больших капиталовложений, поэтому можно ожидать не только значительных, но и быстрых результатов [9–11].

Основные методологические принципы для повышения качества дорожного движения по-

казаны на рис. 4. Первый общеизвестный методологический принцип применяется при оценке существующего положения на исследуемом объекте, в результате которой должны быть получены техническая характеристика объекта и необходимые исходные данные для последующих расчетных исследований. Этот принцип гласит: результаты оценки должны быть достоверными и достаточными.

Остальные методологические принципы являются специальными и связаны с повышением качества дорожного движения, в первую очередь его безопасности. К этим принципам относятся:

- максимизация опасности при выборе объекта исследования;
- минимизация суммарных потерь при оценке качества и выборе решений по повышению безопасности дорожного движения;
- сбалансированный учет аварийных и экологических потерь при выборе решений по повышению безопасности движения в неясных ситуациях;
- минимизация суммарной стоимости функционирования объекта при выборе мероприятий по повышению безопасности дорожного движения;
- обязательная оперативная контрольная оценка аварийности на основе метода конфликтных ситуаций в процессе внедрения мероприятий по повышению безопасности дорожного движения.

Принцип максимизации опасности при выборе объекта исследования гласит: первоочередному исследованию с целью повышения безопасности дорожного движения подлежит очаг аварийности с наибольшей опасностью. Это вызвано тем, что в реальных условиях кадровые и иные возможности повышения безопасности дорожного движения весьма ограничены и прилагаемые усилия должны иметь наибольшую отдачу. Исследуемый методологический принцип допускает исключения. В частности, первоочередным исследуемым очагом может стать и не самый опасный, но при условии, что причины аварийности очевидны, а их устранение не требует ни значительного времени, ни значимых затрат.

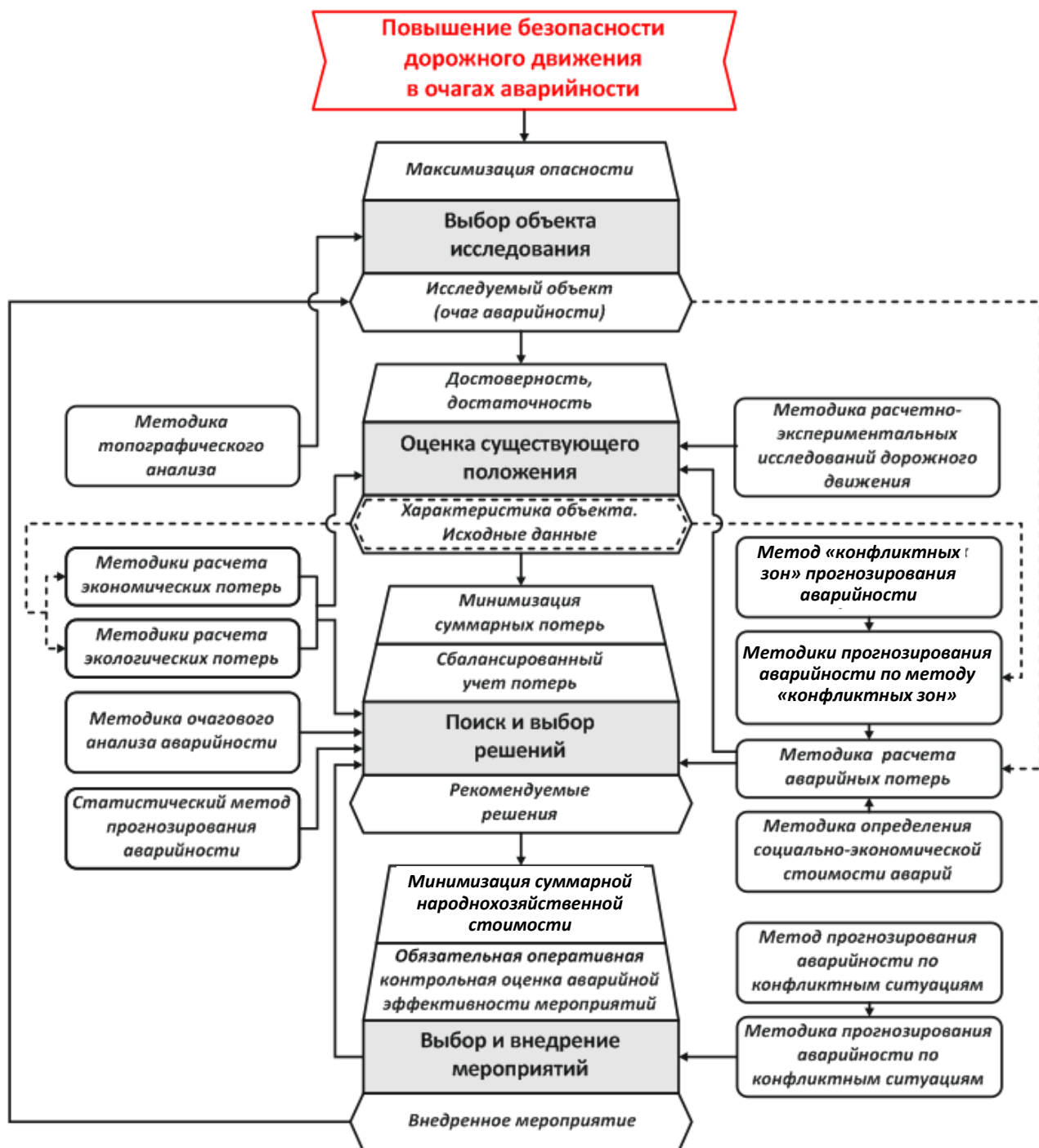


Рис. 4. Принципиальная структура методологии повышения безопасности движения в городских очагах аварийности: – этап; – методологический принцип; – результат этапа; – элемент научно-методической системы

Принцип минимизации суммарных потерь при оценке качества и выборе решений гласит: чем меньше суммарные потери, тем лучше решение. Потери – это социально-экономическая стоимость невынужденных издержек процесса движения (аварии, задержки, остановки и пере-

бог транспорта, перерасход топлива, излишние выбросы вредных веществ и транспортный шум, нарушения законности и т. д.) [2]. Потери являются комплексным оценочным критерием качества дорожного движения. Решение по повышению безопасности дорожного движения –

избранный способ действий, оформленный в виде описания, эскизного проекта или технического задания.

Качество дорожного движения определяется совокупностью его основных свойств – безопасности (аварийности), экологичности, экономичности и социологичности. Если не использовать критерий «потери», то качество каждого из этих свойств определяется отдельно по своим частным оценочным критериям, которые несовместимы для разных свойств, что сильно затрудняет оценку совокупного (по всем основным свойствам) качества дорожного движения. Поскольку оценочный критерий «потери» выражен в денежном эквиваленте, он позволяет сопоставлять качество всех основных свойств в любой комбинации. Кроме того, он дает возможность сопоставлять качество дорожного движения с величиной затрат на достижение этого качества, поскольку и то и другое выражено в деньгах. Поэтому критерий «потери» очень удобен и нагляден при оценке сопоставляемых вариантов организации дорожного движения для небольших дорожно-транспортных систем и особенно для отдельных объектов – чем меньше потери, тем лучше вариант.

Принцип сбалансированного учета аварийных и экологических потерь при выборе решений применяется только при выборе наилучших решений в случае равенства суммарных потерь и гласит:

- при равенстве суммарных и экологических потерь приоритет отдается решению с меньшими аварийными потерями;
- при равенстве суммарных и аварийных потерь приоритет отдается решению с меньшими экологическими потерями;
- при равенстве суммарных и неравенстве аварийных и экологических потерь дополнительно проводится ранжирование аварийных ($K_{pa} = 1,25$) и экологических ($K_{pэ} = 1,05$) потерь, и приоритет отдается решению с меньшими «ранжированными» суммарными потерями.

Такой подход, при котором оценка решений выполняется по величине суммарных потерь и только при их равенстве в случае затруднений при выборе лучших решений дополнительно проводится ранжирование аварийных и экологических потерь, получил название «сбалан-

сированный учет потерь». Он в определенной мере позволяет компенсировать пока еще невысокую точность определения потерь и в «неясных» оценочных ситуациях уменьшает вероятность принятия неоптимальных решений по повышению безопасности дорожного движения.

Принцип минимизации стоимости функционирования объекта при выборе мероприятий гласит: чем меньше стоимость функционирования объекта, тем лучше мероприятие. Мероприятие по повышению безопасности дорожного движения – рекомендованное к реализации в строительно-монтажном комплексе решение по повышению безопасности дорожного движения, оформленное в виде рабочего или строительного проекта. Суммарные потери на исследуемом объекте являются лишь частью стоимости его функционирования. Кроме суммарных потерь в эту стоимость входят приведенные капитальные вложения на реализацию выбранного мероприятия и расходы на эксплуатацию объекта. Поскольку на уже существующих объектах приведенная стоимость их строительства является величиной постоянной для любых вариантов мероприятий, она не учитывается и в выборе мероприятий не участвует.

Стоимость капитальных вложений и расходов на эксплуатацию объекта зависит от многих производственных факторов у конкретных исполнителей, и при выборе наилучших решений она неизвестна разработчику, поэтому функции выбора мероприятий не рассматриваются. Разработчик передает исполнителю набор наилучших решений, для каждого из которых известны суммарные потери и их составляющие, в том числе и по аварийности. Имея этот набор и учитывая свои возможности, исполнитель выбирает, разрабатывает и внедряет мероприятие. Принцип обязательной оперативной контрольной оценки аварийности на основе метода конфликтных ситуаций при внедрении мероприятий гласит: любое внедряемое мероприятие не может быть принято к постоянной эксплуатации без оперативной оценки аварийности.

В мировой практике при производстве сложной продукции предусмотрен обязательный выходной контроль качества. Сегодня в организации дорожного движения такого контроля нет – существует либо контроль (экспер-

тиза) проектной документации, либо контроль соответствия готовой продукции этой документации. Однако в процессе принятия решений, выбора, разработки и внедрения мероприятий по разным причинам возможны ошибки или недоработки, в конечном счете ухудшающие качество дорожного движения. Между тем имеется принципиальная возможность избежать внедрения мероприятий с ошибками и недоработками, касающимися в первую очередь аварийности. Такую возможность представляет современный метод конфликтных ситуаций прогнозирования аварийности, согласно которому на реально существующем объекте можно получить относительно точный прогноз аварийности всего за 5 ч его работы. Для этого достаточно сразу, например, после пробного запуска, тщательно фиксировать все конфликтные ситуации и пересчитать их в число аварий. Это позволит сопоставить между собой ожидаемые результаты, полученные по исходным данным при прогнозировании аварийности по статистическому методу или по методу конфликтных зон, с результатами прогнозирования по реальным условиям на реальном объекте по методу конфликтных ситуаций и в случае необходимости внести соответствующие коррективы, повышающие совокупное качество дорожного движения.

Именно поэтому алгоритм повышения качества дорожного движения предусматривает обязательную оперативную контрольную оценку аварийности при внедрении мероприятий. Для ее реализации разработана соответствующая методика, базирующаяся на усовершенствованном методе конфликтных ситуаций.

Необходимо отметить, что организация дорожного движения (ОДД) – неотъемлемая составляющая проектов транспортной планировки городов и районов. К сожалению, в нашей стране она до сих пор включается в состав работ, входящих в дорожную деятельность по содержанию автомобильных дорог и улиц. Поэтому проблемы ОДД не рассматриваются на должном уровне с точки зрения необходимой регламентации, учета и контроля.

Вместе с тем, невозможно отрицать всю важность четкой и рациональной ОДД, которая направлена, в конечном итоге, на совершенствование транспортной системы освоенной

территории (повышение скоростей и безопасности сообщения, сокращение числа аварий, заторов и др.). По данным специалистов Российской Федерации, уровень потерь, возникающий от несовершенной ОДД, огромен и сопоставим с потерей 8 % ВВП.

Считалось, что ОДД заключается только в разработке схем (проектов) по расстановке дорожных знаков, нанесению дорожной разметки и устройству светофорных объектов. ОДД должна рассматриваться на уровне территориально-транспортного планирования городов и районов. Ведь реализация всего спектра мероприятий по ОДД на какой-либо сложившейся территории может реально повысить пропускную способность улиц (как показывает опыт городов Российской Федерации) до 30 % без вложения существенных инвестиций.

Это возможно за счет рационального светофорного регулирования, исключения левоповоротного движения, устройства так называемых карманов для остановок наземного маршрутного пассажирского транспорта, уширения перекрестков на пересечениях с магистральными улицами, строительства подземных пешеходных переходов в разных уровнях, ликвидации и упорядочивания парковок автомобилей на проезжей части магистральных улиц и др.

Учет принципов и положений ОДД в градостроительном проектировании, особенно в проектах детального плана районов города, полагаем обязательным. Так, распределение транспортных потоков в узлах дорожной сети на основе прогнозирования спроса на поездки населения и грузоперевозки, повышения скоростей сообщения и привлекательности маршрутного пассажирского транспорта во многом решается именно с помощью ОДД. Повышение качества ОДД обеспечивает требуемую пропускную способность дорожной сети наряду с ее развитием, совершенствование парковочной политики и рациональное использование парковочного пространства, оптимальное управление светофорными объектами [12]. С помощью наилучшей ОДД транспорта и пешеходов формируются и новые положительные стереотипы поведения участников дорожного движения, а места притяжения населения становятся более доступными, следовательно, и более привлекательными. Отношение к ро-

ли ОДД можно изменить в первую очередь за счет разработки и введения нормативных документов по составу и содержанию проектов, а также по выделению специальных субсидий для выполнения предпроектных научно-исследовательских работ.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований создан комплекс новых методологических принципов, включающий оценку качества и оптимизацию принимаемых решений по критерию минимизации суммарных потерь, оценку качества и оптимизацию внедряемых мероприятий по критерию минимизации суммарной стоимости функционирования объекта и обязательную оперативную контрольную оценку аварийности при внедрении мероприятий, что в совокупности обеспечивает разработку и внедрение оптимальных (наилучших) мероприятий по повышению безопасности движения при одновременном снижении суммарных потерь и позволяет решить важнейшую социально-экономическую и научно-техническую проблему – повышение качества дорожного движения.

2. Разработан новый методологический принцип сбалансированного учета аварийных и экологических потерь при выборе наилучших решений, основанный на том, что в случае равенства суммарных потерь сопоставляемых решений проводятся ранжирование (повышение значимости) аварийных и экологических потерь и выбор по «ранжированным» суммарным потерям, позволяющие повысить точность оценки и вероятность выбора оптимальных решений. Также разработан новый методологический принцип минимизации суммарной стоимости функционирования объекта (при выборе внедряемых мероприятий), основанный на учете одновременно капитальных вложений на внедрение мероприятий, затрат на эксплуатацию объекта и связанных с объектом суммарных потерь в дорожном движении, позволяющий выбрать наилучшее мероприятие по повышению безопасности дорожного движения.

3. Разработан новый методологический принцип обязательной оперативной контрольной оценки аварийности, основанный на проведении этой оценки на реальном объекте по усо-

вершенствованному методу конфликтных ситуаций в процессе внедрения мероприятий, позволяющий оперативно обнаружить и устранить возможные недоработки или ошибки, допущенные в процессе принятия решений, выбора, разработки или внедрения мероприятий, и тем самым повысить безопасность дорожного движения на объекте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Врубель, Ю. А. Потери в дорожном движении / Ю. А. Врубель. – Минск: БНТУ, 2003. – 328 с.
2. Врубель, Ю. А. Водителю о дорожном движении: пособие для слушателей учебного центра подготовки, повышения квалификации и переподготовки кадров автотракторного факультета / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский. – 3-е изд., дораб. – Минск: БНТУ, 2010. – 139 с.
3. Врубель, Ю. А. Определение потерь в дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский, Е. Н. Кот. – Минск: БНТУ, 2006. – 240 с.
4. Об утверждении Концепции обеспечения безопасности дорожного движения в Республике Беларусь: постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 14 июня 2006 г., № 757 // Национальный реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2006. – № 5/22459.
5. *The Handbook of Road Safety Measures* / R. Elvick [et al.]. – Second Edition. – Bingley: Emerald Group Published Limited, 2009. – 1124 p.
6. Основные показатели транспорта [Электронный ресурс] // Европейская экономическая комиссия ООН. – Режим доступа: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/transport/doc/brochures/transport_indicators_2010r.pdf. – Дата доступа: 20.02.2012.
7. Живоглазов, В. Г. Принципы оценки качества организации и управления дорожным движением / В. Г. Живоглазов // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах: сб. докл. Шестой Междунар. конф. – СПб.: С.-Петербург. гос. архит.-строит. ун-т, 2004. – С. 222–227.
8. Зырянов, В. В. Критерии оценки условий движения и модели транспортных потоков / В. В. Зырянов. – Кемерово: Кузбас. политехн. ин-т, 1993. – 164 с.
9. Эльвик, Р. Справочник по безопасности дорожного движения / Р. Эльвик, А. Б. Мюсен, Т. Ваа; пер. с норвеж.; под ред. В. В. Сильянова. – М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2001. – 754 с.
10. Капский, Д. В. Прогнозирование аварийности в дорожном движении / Д. В. Капский. – Минск: БНТУ, 2008. – 243 с.
11. Врубель, Ю. А. Опасности в дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский. – М.: Новое знание, 2013. – 244 с.
12. Координированное управление дорожным движением / Д. В. Капский [и др.]. – Минск: БНТУ, 2011. – 230 с.

REFERENCES

1. Vrubel, Yu. A. (2003) *Losses in Road Traffic*. Minsk: BNTU. 328 p. (in Russian).

2. **Vrubel, Yu. A.**, & Kapsky, D. V. (2010) *To Driver About Road Traffic*. 3rd Revised Edition. Minsk: BNTU. 139 p. (in Russian).
3. **Vrubel, Yu. A.**, Kapsky, D. V., & Kot, E. N. (2006) *Determination of Losses in Road Traffic*. Minsk: BNTU, 240 p. (in Russian).
4. **About approval** of the Concept of Ensuring Road Safety in Belarus: the Republic of Belarus Council of Ministers Decision on the 14th of June, 2006, No 757. *Natsional'nyi reestr Pravovyykh Aktov Respubliki Belarus'* [The Republic of Belarus National Registry of Legislative Acts], 2006, 5/22459 (in Russian).
5. **Elvick, R.**, Vaa, T., Hoyer, A., & Sorensen, M. (2009) *The Handbook of Road Safety Measures*. Bingley, Emerald Group Published Limited. 1124 p.
6. **Main** transport indices. *UN Economic Commission for Europe*. Available at: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/brochures/transport_indicators_2010r.pdf. (accessed 20 February 2012).
7. **Zhivogliadov, V. G.** (2004) Principles for Qualitative Evaluation of Road Traffic Organization and Management. *Organization and Safety of Road Traffic in Big Cities: Book of Reports of 6th International Conference Saint-Petersburg: Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering*, 222–227 (in Russian).
8. **Zyrianov, V. V.** (1993) *Criteria for Evaluation of Traffic Operation Conditions and Traffic Stream Models*. Kemerovo: Kuzbass Polytechnical Institute. 164 p. (in Russian).
9. **El'vik, R.**, Miusen, A. B., Vaa, T., & Silianov, V. V. (2001) *Reference Book on Road Traffic Safety*. Moscow, Moscow Automobile and Road Institute Publ. 754 p. (in Russian).
10. **Kapsky, D. V.** (2008). *Accident Forecast in Road Traffic*. Minsk: BNTU. 243 p. (in Russian).
11. **Vrubel, Yu. A.**, & Kapsky, D. V. (2013) *Risks in Road Traffic*. Moscow, Novoye Znanie Publ. 244 p. (in Russian).
12. **Kapskii, D. V.**, Rozhanskii, D. V., Navoi, D. V., & Kot, E. N. (2011) *Coordinated Management of Road Traffic*. Minsk: BNTU. 230 p. (in Russian).

Поступила 20.10.2014

УДК 681.7.023.72

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ОДНОВРЕМЕННОГО ДВУСТОРОННЕГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЛИНЗ НА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ СТАДИИ ОБРАБОТКИ

*Доктора техн. наук, профессора ФИЛОНОВ И. П., КОЗЕРУК А. С., магистрант ЛАПТЕВА Е. О.,
кандидаты техн. наук, доценты ФИЛОНОВА М. И., КУЗНЕЧИК В. О.,
студ. ВАСИЛЕВИЧ А. В.*

Белорусский национальный технический университет

E-mail: akozeryk@mail.ru

Разработана методика определения оптимальных наладочных параметров технологического оборудования, обеспечивающих заданную точность детали на предварительной стадии обработки в условиях свободного притирания. Показана схема разбиения поверхности линзы на элементарные площадки, в центре которых выбираются так называемые опорные точки и рассчитываются пути их трения, прямо пропорционально связанные с интенсивностью съема припуска с заготовки в условиях обработки по методу свободного притирания. Предложена методика определения диапазона изменения длины штриха колебательных движений инструмента и получены аналитические выражения для расчета этого диапазона в каждом конкретном случае. Выполнен расчет путей трения в опорных точках диаметрального сечения линзы для различных комбинаций таких наладочных параметров технологического оборудования для одновременной обработки линз, как длина штриха колебательного движения инструмента, частота вращения линзы и входного звена исполнительного механизма станка, диаметр инструмента и отношение частоты его вращения к частоте вращения линзы.

Показано, что если управление процессом формообразования проводить посредством регулирования частот вращения линзы и входного звена исполнительного механизма станка, то при их одинаковых значениях получается неприемлемая точность обработанной поверхности, а наивысшей точности обработанной поверхности можно достичь при регулировании величины отношения частот вращения инструмента и линзы в комбинации с изменением диаметра инструмента. Проведены экспериментальные исследования процесса шлифования выпуклой поверхности

линзы, которые коррелируют с теоретическими расчетами. Метод исследования – математическое моделирование рабочей зоны технологического оборудования для обработки высокоточных сферических поверхностей в условиях свободного притирания.

Ключевые слова: технологическое оборудование, наладочные параметры, съем припуска, путь трения, элементарная площадка, рабочая поверхность.

Ил. 6. Табл. 1. Библиогр.: 10 назв.

CONTROL OVER PROCESS OF SIMULTANEOUS DOUBLE-SIDED LENS FORMATION AT PRELIMINARY PROCESSING STAGE

FILONOV I. P., KOZERUK A. S., LAPTEVA E. O., FILONOVA M. I.,
KUZNECHIK V. O., VASILEVICH A. V.

Belarusian National Technical University

Methodology for determination of optimum setting parameters for technological equipment that ensure the prescribed accuracy of a work-piece at the preliminary machining stage under conditions of free rubbing has been developed in the paper. The paper describes a scheme for dividing lens surface into elementary sites. The so called reference points are accepted in the centre of the sites and ways of their friction are calculated which are directly-proportional connected with intensity of metal envelope removal under machining conditions using free rubbing method. Methodology for determination of range in length change of line mark during tool oscillatory motion has been proposed and analytical expressions for calculation of this range for every specific case have been obtained in the paper. The paper contains calculation of friction ways in reference points of lens diametrical cross-section for various combinations of such setting parameters of technological equipment to ensure simultaneous lens processing as length of mark line during tool oscillatory motion, rotation frequency of a lens and an input element in an executing mechanism of a machine tool, tool diameter and ratio of its frequency rotation to lens frequency rotation.

The paper shows that if control over the shaping process is executed through regulation of rotation frequency of the lens and the input element in the machine tool executing mechanism then unacceptable accuracy of the machined surface is obtained in case of their equal values. The highest accuracy of the machined surface can be reached while regulating ratio value of tool and lens rotation in combination with the change of tool diameter. Experimental investigations on polishing of lens convex surface have been carried out and they correlate with theoretical calculations. Such method of investigations as a mathematical simulation of technological equipment operational zone for processing highly-accurate spherical surfaces under conditions of free rubbing has been used in the paper.

Keywords: technological equipment, setting parameters, metal envelope removal, friction way, elementary site, operational surface.

Fig. 6. Tab. 1. Ref.: 10 titles.

Введение. Одной из особенностей технологии оптического приборостроения является необходимость изготовления оптических деталей с высокой точностью, которая в настоящее время обеспечивается в основном при реализации метода свободного притирания инструмента и заготовки на рычажных шлифовально-полировальных станках модели ШП [1]. Для управления процессом формообразования исполнительных поверхностей деталей на этих станках изменяют величину их наладочных параметров (длину штриха возвратно-вращательных перемещений верхнего звена и количество его двойных ходов в минуту, частоту вращения нижнего звена и др. [2]). На финишной операции шлифования и на этапе полиро-

вания регулируют только один из наладочных параметров станка. В противном случае происходит сравнительно резкое изменение условий притирания инструмента и заготовки и на поверхности последней образуется погрешность в виде нескольких сфер [3]. И если такое случается на стадии полирования, то деталь направляют на перешлифовку, что приводит к увеличению затрат времени на единицу продукции.

По-иному можно организовать обработку оптических деталей на этапе предварительного и основного шлифования. С целью уменьшения времени съема припуска на данной стадии формообразования целесообразно одновременно регулировать по меньшей мере два наладочных параметра технологического оборудова-

ния, а для минимизации возникающей при этом погрешности формы изделия, которая может быть исправлена на этапе финишного шлифования, необходимо в каждом конкретном случае принимать определенные значения регулируемых наладочных параметров. Выявление последних в настоящее время производит рабочий-оптик в процессе проведения дополнительных экспериментов, исходя из своего опыта и интуиции, причем не всегда удачно [4].

Уменьшения непроизводительных затрат времени на обсуждаемой операции обработки оптических деталей (в частности, линз) можно достичь посредством расчета оптимальных режимов формообразования на этапе разработки технологического процесса. Созданию методики определения рациональных наладочных параметров станка с помощью ЭВМ в зависимости от конкретной ситуации и посвящены исследования авторов статьи.

Методика определения оптимальных наладочных параметров. Предлагаемая методика включает в себя разработку математической модели процесса двусторонней обработки высокоточных поверхностей линз в условиях свободного притирания, получение аналитического выражения для расчета путей трения l инструмента относительно детали, расчет этих путей для различных наладочных параметров технологического оборудования и определение качества обработанной поверхности.

Рассчитывали путь трения в так называемых опорных точках на поверхности детали, которые выбирали следующим образом. Обрабатываемую поверхность линзы радиусом R разбивали на n кольцевых зон (рис. 1) размером

$$\Delta\beta = \arcsin \frac{d}{2R} / n, \quad (1)$$

где d – диаметр линзы.

Зоны пронумеровали, начиная с центральной (от 1 до 5). Далее поверхность линзы разбивали на m (от 1 до 8) секторов размером

$$\Delta\alpha = \frac{2\pi}{m}. \quad (2)$$

На рис. 1 показаны пять кольцевых зон и восемь секторов. Введем жестко связанную

с центром кривизны O сферической поверхности линзы полярную систему координат $OXYZ$, ось OX которой направлена вдоль одного из лучей, ограничивающих секторы, которые пронумеруем, начиная от оси OX , против часовой стрелки. В результате поверхность линзы разбивается на mn элементарных площадок $[dS_{ij}]$; $i = \overline{1, n}$, $j = \overline{1, m}$. Площадка $[dS_{ij}]$ представляет собой пересечение кольцевой зоны с номером i и j -м сектором.

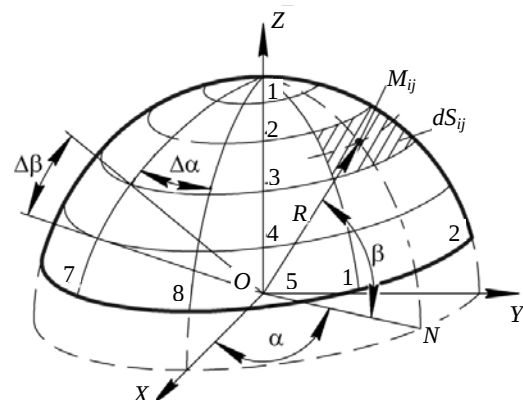


Рис. 1. Моделирование обрабатываемой поверхности линзы

На каждой элементарной площадке $[dS_{ij}]$ выберем в качестве опорной точку M_{ij} , расположенную на пересечении окружности и делящую пополам i -ю кольцевую зону, и луча, делящего пополам j -й сектор [5]. Положение этой точки определяется следующими тремя величинами: радиусом R , углом $\alpha = \angle XON$ между полуплоскостями ZOX и ZON , углом $\beta = \angle XOM_{ij}$ между осью OZ и радиусом R , направленным в точку M_{ij} :

$$M_{ij} = M_{ij}(R, \alpha, \beta). \quad (3)$$

В соответствии с построением углы α для всех опорных точек, лежащих в одной и той же кольцевой зоне, и углы β для всех точек, лежащих в одном и том же секторе, равны:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_i &= i\Delta\beta - \frac{\Delta\beta}{2} = \Delta\beta \left(i - \frac{1}{2} \right); \\ \beta_j &= j\Delta\alpha - \frac{\Delta\alpha}{2} = \Delta\alpha \left(j - \frac{1}{2} \right). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

При проведении исследований учитывали следующее характерное требование традиционной технологии обработки деталей по методу свободного притирания [6]: максимальное значение диаметра инструмента, совершающего переносное движение по обрабатываемой поверхности линзы, должно быть несколько меньше диаметра последней (например, на 5 мм), а его минимальный диаметр должен превышать половину диаметра детали (например, на 5 мм). Что касается длины штриха колебательных движений инструмента L (расстояние по хорде между крайними положениями последнего), то его максимальная величина может быть такой, при которой ось симметрии инструмента не выходит за край детали (не доходит до края, например, на 2,5 мм), а в случае минимального значения длины штриха край инструмента должен частично выходить за край детали (например, на 2,5 мм).

Изложенное отображено на рис. 2 и 3. В частности, на рис. 2 представлен момент обработки выпуклой поверхности в случае максимальной $L_{\max}^{(вп)}$ (рис. 2а) и минимальной $L_{\min}^{(вп)}$ (рис. 2б) длин штриха, а на рис. 3 – схема формообразования вогнутой поверхности при назначении максимальной $L_{\max}^{(вр)}$ (рис. 3а) и минимальной $L_{\min}^{(вр)}$ (рис. 3б) длин штриха. На этих рисунках: α_d и α_n – углы раствора детали 1 и инструмента 2; α_p и α'_p – то же между их осями симметрии в случае максимальной и минимальной длин штриха; ε и ε' – то же между прямыми, соединяющими соответственно край линзы и центр инструмента и точки на краях линзы и инструмента с центром обрабатываемой сферической поверхности радиусом R (рассматриваемые углы могут быть равны между собой); $k = 0,5$ мм – расстояние между отмеченными прямыми по этой поверхности; h_n – высота инструмента (расстояние по оси инструмента между точками на его рабочей поверхности и точкой контакта шарового наконечника поводка 3 выходного звена исполнительного механизма станка с хвостовиком инструмента).

Анализ рис. 2 и 3 позволяет получить аналитические выражения для расчета предельных значений длины штриха.

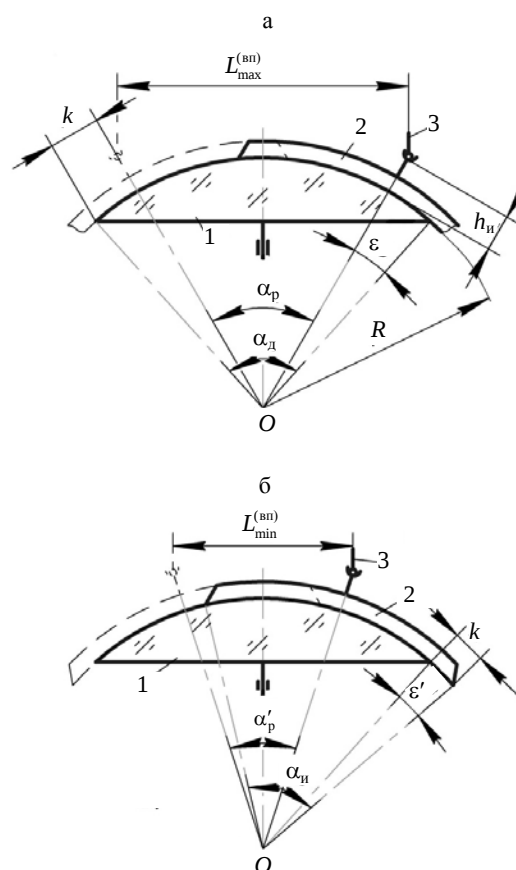


Рис. 2. К определению максимальной (а) и минимальной (б) длин штриха переносного движения инструмента при обработке выпуклой поверхности линзы

Эти выражения имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} L_{\max}^{(вп)} &= 2(R + h_n) \sin(0,5\alpha_p); \\ L_{\min}^{(вп)} &= 2(R + h_n) \sin(0,5\alpha'_p); \\ L_{\max}^{(вр)} &= 2(R - h_n) \sin(0,5\alpha_p); \\ L_{\min}^{(вр)} &= 2(R - h_n) \sin(0,5\alpha'_p); \\ L_{\max}^{(вр')} &= 2l \sin 0,5\alpha_p; \\ L_{\min}^{(вр')} &= 2l \sin 0,5\alpha'_p, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $0,5\alpha_p = 0,5\alpha_d - \varepsilon$; $0,5\alpha'_p = 0,5(\alpha_d - \alpha_n) + \varepsilon'$;

$\varepsilon = \varepsilon' = \arcsin \frac{k}{R}$; $\alpha_d = 2\arcsin(d_d / 2R)$; $\alpha_n = 2\arcsin(\alpha_n / 2R)$; l – конструктивный параметр, который представляет собой расстояние между центром возвратно-вращательного движения инструмента и шаровым наконечником поводка, жестко связанного с последним, в случае обработки вогнутой поверхности линз, диаметр которых больше в 1,6 раза их радиуса

кривизны (линзы с крутыми поверхностями). Два последних равенства системы уравнений (5) относятся к случаю обработки линз с крутыми вогнутыми поверхностями.

Исследование процесса двустороннего формообразования линз выполняли посредством оценки качества шлифованных поверхностей при различных режимах обработки. Теоретически качество линзы определяли по величине относительной погрешности $\Delta l_{\text{отн}}$ путей резания l в точках ее диаметрального сечения (кинематическая составляющая точности). При расчете $\Delta l_{\text{отн}}$ выбирали диаметрально сечение детали с максимальной абсолютной погрешностью Δl после ее поворота вокруг собственной мгновенной оси вращения на определенный угол $\varphi_{\text{сум}}$ (в рассматриваемом случае $\varphi_{\text{сум}} = 4000$ рад) и делили полученное Δl на максимальное значение l в данном сечении. Выбор такого метода теоретической оценки точности линзы объясняется тем, что неравенство путей резания l в различных точках на обрабатываемой поверхности приводит к неодинаковой величине съема материала, т. е. к локальным погрешностям, снижающим разрешающую способность оптической детали.

Используя приведенное в [7] выражение, описывающее движение выходного звена исполнительного механизма станка модели ШП, и математическую модель процесса формообразования на этом станке [8], выполнили расчет $\Delta l_{\text{отн}}$ при различных сочетаниях следующих наладочных параметров технологического оборудования: длины штриха колебательных движений инструмента L , частот вращения линзы ω_l и входного звена исполнительного механизма станка ω_2 , отношения частоты вращения инструмента ω_i к частоте ω_l и диаметра инструмента d_i . Диапазон изменения этих параметров для выпуклой поверхности линзы составлял: $L = 80\text{--}95$ мм; $\omega_l = 5,0\text{--}10,0$ с⁻¹; $\omega_2 = 2,0\text{--}5,0$ с⁻¹; $\omega_i/\omega_l = K = 0,5\text{--}0,9$; $d_i = 100\text{--}120$ мм.

Интервал значений для L рассчитывали по формулам (5), а для остальных параметров брали из производственной практики [9]. Результаты расчета приведены в табл. 1 и на рис. 3.

Таблица 1

Значения погрешности $\Delta l_{\text{отн}}$ для различных сочетаний наладочных параметров станка при одновременной двусторонней обработке линз

1				2				3				4				5			
$\Delta l (L, \omega_l)$				$\Delta l (L, \omega_2)$				$\Delta l (L, K)$				$\Delta l (L, d_i)$				$\Delta l (\omega_l, \omega_2)$			
$L \backslash \omega_l$	80	86	92	$L \backslash \omega_2$	80	86	92	$L \backslash K$	80	86	92	$L \backslash d_i$	80	86	92	$\omega_l \backslash \omega_2$	5,0	6,5	8,5
5,0	69	68	67	2,0	64	65	63	0,5	51	53	52	100	75	76	77	2,0	59	57	56
5,5	67	67	65	2,3	61	61	61	0,55	54	55	55	104	72	73	71	2,3	60	58	57
6,0	66	65	66	2,5	61	62	61	0,6	56	58	57	108	68	69	67	2,5	61	60	57
6,5	63	64	64	3,0	67	67	67	0,65	60	59	59	112	64	65	66	3,0	65	60	58
7,0	63	63	63	3,5	64	64	64	0,7	62	61	62	114	60	62	62	3,5	64	61	59
7,5	67	65	65	4,0	64	65	64	0,75	64	63	64	116	57	59	60	4,0	66	62	60
8,0	63	61	63	4,5	66	65	66	0,8	66	65	66	118	54	56	58	4,5	68	63	62
8,5	62	61	61	5,0	67	69	70	0,9	69	69	70	120	50	53	54	5,0	100	67	63
6				7				8				9				10			
$\Delta l (\omega_l, K)$				$\Delta l (\omega_l, d_i)$				$\Delta l (K, \omega_2)$				$\Delta l (K, d_i)$				$\Delta l (d_i, \omega_2)$			
$\omega_l \backslash K$	5,0	6,5	8,5	$d_i \backslash \omega_l$	5,0	6,5	8,5	$K \backslash \omega_2$	0,5	0,7	0,9	$K \backslash d_i$	0,5	0,7	0,9	$d_i \backslash \omega_2$	100	112	120
0,5	59	48	42	100	78	73	71	2,0	54	59	69	100	66	72	79	2,0	71	62	52
0,55	61	50	45	104	76	70	67	2,3	40	53	68	104	58	67	75	2,3	69	59	49
0,60	62	54	49	108	72	65	64	2,5	43	55	67	108	56	65	70	2,5	70	61	51
0,65	64	56	52	112	67	61	59	3,0	54	62	71	112	51	60	68	3,0	78	65	54
0,70	65	58	55	114	65	59	56	3,5	45	58	68	114	45	55	66	3,5	72	63	52
0,75	67	60	59	116	59	57	54	4,0	50	60	69	116	42	53	63	4,0	75	64	53
0,80	68	63	62	118	56	54	50	4,5	51	62	69	118	36	48	60	4,5	75	64	53
0,90	70	68	66	120	52	51	49	5,0	55	63	71	120	31	44	57	5,0	76	65	56

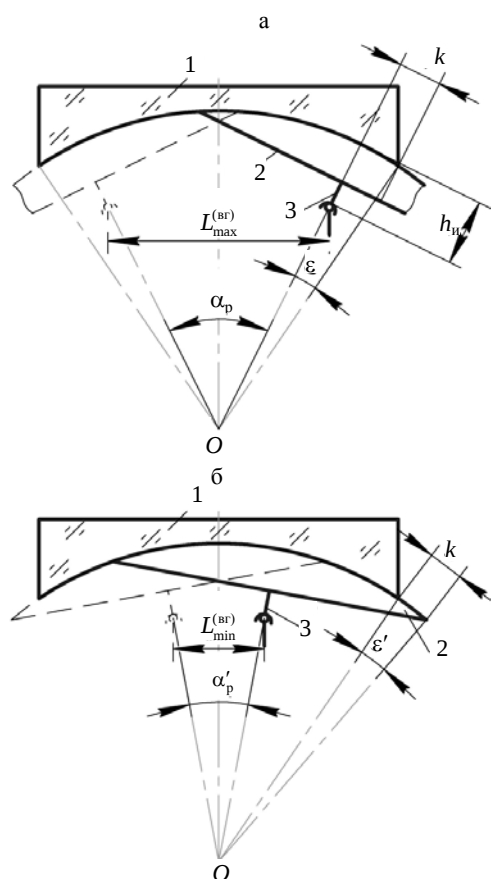


Рис. 3. К определению максимальной (а) и минимальной (б) длин штриха переносного движения инструмента при обработке вогнутой поверхности линзы

Рассматривали линзу с параметрами: радиус $R_1 = 83,28$ мм; диаметр $d_1 = 120$ мм – выпуклая поверхность; радиус $R_2 = 55,66$ мм; диаметр $d_2 = 80$ мм – вогнутая поверхность. В условиях односторонней обработки оптических деталей по классической схеме при вращении закрепленного на шпинделе станка инструмента линза увлекается им в свободное вращение с частотой ω_l , которая зависит от частоты вращения инструмента ω_n . Теоретически можно полагать, что $\omega_l = \omega_n \cos \alpha$, где α – угол между осями вращения инструмента и линзы. Практически на частоту ω_l оказывают влияние состояние абразивной суспензии на поверхности инструмента, момент трения поводка, величина площади соприкосновения притирающихся поверхностей, случайные сопротивления, тормозящие линзу, и т. д. Поэтому частота ω_l непостоянна и составляет в среднем $(0,7-0,9)\omega_n$. Причем ω_l не может быть изменена при регулировании режима обработки.

В предлагаемой схеме двусторонней обработки инструмент и линза вращаются принудительно [10], поэтому отношение их частот может служить дополнительным регулируемым параметром станка, что расширяет технологические возможности процесса обработки высокоточных оптических деталей. Из расчетов, приведенных в табл. 1 (колонки 3, 6, 8), следует, что значение $\omega_n/\omega_l = 0,5$ обеспечивает наилучшее качество обработанной поверхности. Однако дополнительные расчеты показали, что при дальнейшем уменьшении ω_n/ω_l (рис. 4) в сочетании с L , ω_l и d_n величина $\Delta l_{отн}$ уменьшается (кривые 1, 3, 4), а в сочетании с ω_2 – заметно увеличивается (кривая 2).

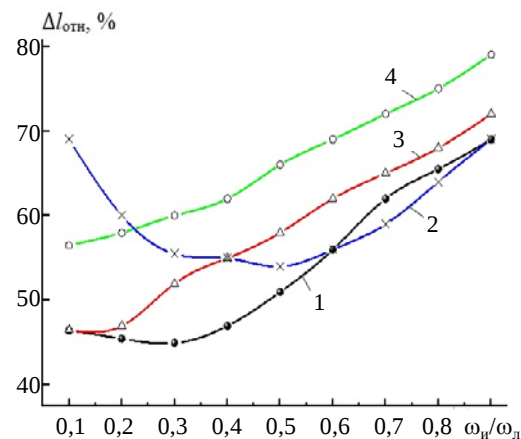


Рис. 4. Зависимость погрешности $\Delta l_{отн}$ от величины отношения ω_n/ω_l при: $L = 80$ мм (1); $\omega_2 = 2,0$ с⁻¹ (2); $\omega_l = 5,0$ с⁻¹ (3); $d_n = 100$ мм (4)

При обработке линз по методу свободного притирания происходит непрерывное изменение их радиуса кривизны. В связи с этим требуются приемы, позволяющие регулировать величину R детали. К таким приемам относятся изменения наладочных параметров станка. В частности, для устранения общего «бугра» (когда радиус кривизны сферической поверхности меньше заданного) необходимо уменьшать L , ω_l и d_n , а ω_2 и K увеличивать. Для исправления общей «ямы» производят обратные действия [9].

Анализ табл. 1 и рис. 3 показывает, что для достижения минимальной погрешности обрабатываемой выпуклой поверхности выбранной линзы в случае устранения общего «бугра» необходимо устанавливать следующие значения наладочных параметров станка в их комбинации:

- при $L = 80$ мм: $\omega_1 = 6,5 \text{ с}^{-1}$ (колонка 1, табл. 1); $\omega_2 = 4,0 \text{ с}^{-1}$ (колонка 2); $K = 0,4$ (кривая 1, рис. 4); $d_{\text{и}} = 116$ мм (колонка 4, табл. 1);
- при $\omega_1 = 5,0 \text{ с}^{-1}$: $\omega_2 = 3,5 \text{ с}^{-1}$ (колонка 5); $K = 0,3$ (кривая 3, рис. 3); $d_{\text{и}} = 114$ мм (колонка 7);
- при $K = 0,7$: $\omega_2 = 3,5 \text{ с}^{-1}$ (кривая 2, рис. 3; колонка 8); $d_{\text{и}} = 114$ мм (колонка 9);
- при $d_{\text{и}} = 100$ мм $\omega_2 = 2,3 \text{ с}^{-1}$ (колонка 10).

Для компенсации общей «ямы» можно рекомендовать такие варианты настройки станка:

- при $L = 92$ мм: $\omega_1 = 8,5 \text{ с}^{-1}$ (колонка 1, табл. 1); $\omega_2 = 4,0 \text{ с}^{-1}$ (колонка 2); $K = 0,1$ (кривая 1, рис. 4); $d_{\text{и}} = 120$ мм (колонка 4);
- при $\omega_1 = 8,5 \text{ с}^{-1}$: $\omega_2 = 2,0 \text{ с}^{-1}$ (колонка 5); $K = 0,1$ (кривая 3, рис. 4); $d_{\text{и}} = 120$ мм (колонка 7);
- при $K = 0,3$: $\omega_2 = 3,5 \text{ с}^{-1}$ (кривая 2, рис. 4; колонка 8), $d_{\text{и}} = 120$ мм (колонка 9);
- при $d_{\text{и}} = 120$ мм $\omega_2 = 2,3 \text{ с}^{-1}$ (колонка 10).

Кроме отмеченного, выполненные численные исследования позволили установить, что в случае одинаковых значений частот вращения линзы и входного звена исполнительного механизма станка получаем $\Delta l_{\text{отн}} = 100 \%$ (например, $\omega_1 = \omega_2 = 5,0 \text{ с}^{-1}$ – колонка 5, табл. 1). Такое значение $\Delta l_{\text{отн}}$ свидетельствует о том, что на поверхности детали имеется точка, которая после поворота линзы на принятый в рассматриваемом случае угол $\varphi_{\text{сум}} = 4000$ рад не контактирует с инструментом, т. е. не обрабатывается. Выявлено также, что в сочетаниях наладочных параметров L , K и $d_{\text{и}}$ с ω_2 не целесообразно назначать $\omega_2 = 3,0 \text{ с}^{-1}$, поскольку в этом случае происходит увеличение погрешности обработанной поверхности линзы (колонки 2, 8, 10, табл. 1). Однако в комбинации ω_1 с ω_2 аномалии $\Delta l_{\text{отн}}$ при $\omega_2 = 3,0 \text{ с}^{-1}$ не наблюдается (колонка 5).

Характерной особенностью одновременной двусторонней обработки оптических деталей по предлагаемой схеме является то, что в случае независимого управления процессом формообразования исполнительных поверхностей линзы ее частота вращения одинакова при рассмотрении закономерностей съема припуска как на первой, так и на второй поверхностях. С учетом этого выполнен расчет $\Delta l_{\text{отн}}$ для вогнутой поверхности линзы при различных комбинациях наладочных параметров технологиче-

ского оборудования. Анализ полученных результатов показал, что характер изменения $\Delta l_{\text{отн}}$ такой же, как и в случае выпуклой поверхности.

Для проверки результатов расчета проведены экспериментальные исследования процесса шлифования выпуклой поверхности линзы с ранее отмеченными параметрами. Шлифование выполняли на станке 6ПД-200 абразивной суспензией белого электрокорунда зернистостью М20. Подача суспензии – автоматическая. Соотношение твердой фазы Т к жидкой Ж составляло Т:Ж = 1:6. Контролировали стрелку прогиба обработанной поверхности h_1 и вычисляли величину $\Delta h = h_1 - h_0$, при этом номинальное значение стрелки прогиба h_0 рассчитывали по формуле

$$h_0 = \sqrt{R_1^2 - d_1^2} / 4,$$

где $R_1 = 83,28$ мм – заданный радиус кривизны выпуклой поверхности линзы; $d_1 = 80$ мм – внутренний диаметр кольца сферометра часового типа с микронной индикаторной головкой.

Перед началом каждого эксперимента предварительно обеспечивали $\Delta h = 12$ мкм «ямы». Линзу с такой исходной погрешностью каждый раз шлифовали в течение 15 мин при давлении 80 г/см^2 , а измерение стрелки прогиба выполняли не менее трех раз и вычисляли среднее значение.

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 5, 6. В частности, на рис. 5 представлены закономерности изменения Δh от времени обработки при величине длины штриха колебательного движения инструмента 92 мм и частоте вращения входного звена исполнительного механизма станка в пределах от 2,3 до 4,0 с^{-1} (кривые 1–3), а также зависимость Δh от продолжительности шлифования в случае равных значений частот вращения линзы и входного звена исполнительного механизма (кривая 4, рис. 5). Анализ этих закономерностей показывает, что при использовании в качестве наладочных параметров станка L и ω_2 наилучших результатов можно достичь при $L = 92$ мм и $\omega_2 = 2,3 \text{ с}^{-1}$ (кривая 1, рис. 5). В случае $L = 92$ мм и $\omega_2 = 3,0 \text{ с}^{-1}$ получили самую низкую точность обработанной поверхности в данной серии экспериментов (кри-

вая 3, рис. 5). Если же управление процессом формообразования проводить посредством регулирования ω_1 и ω_2 , то при их одинаковых значениях (в рассматриваемом случае $\omega_1 = \omega_2 = 5,0 \text{ с}^{-1}$, кривая 4) получается самая низкая точность обработанной поверхности из результатов, приведенных на рис. 5. Рассмотренные экспериментальные данные согласуются с теоретическими исследованиями (колонки 2 и 5, табл. 1).

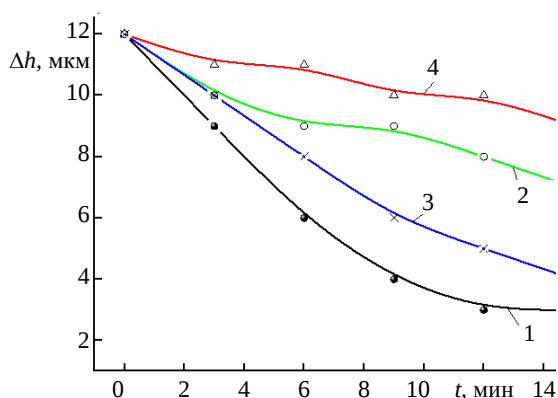


Рис. 5. Зависимость отклонения стрелки прогиба Δh от продолжительности обработки t при $L = 92 \text{ мм}$: $\omega_2 = 2,3$ (1); $3,0$ (2) и $4,0 \text{ с}^{-1}$ (3), а также при $\omega_1 = \omega_2 = 5,0 \text{ с}^{-1}$ (4)

На рис. 6 показаны экспериментальные зависимости точности обработки от величины соотношения частот вращения инструмента и линзы в сочетаниях с длиной штриха колебательного движения инструмента, частотами вращения входного звена исполнительного механизма станка и линзы, а также с диаметром инструмента. Время обработки при каждом значении ω_1/ω_2 составляет 15 мин.

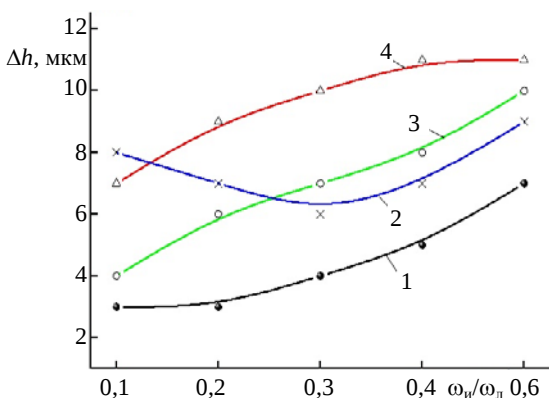


Рис. 6. Зависимость отклонения стрелки прогиба Δh от величины отношения ω_1/ω_2 при $L = 80 \text{ мм}$ (1): $\omega_2 = 2,0 \text{ с}^{-1}$ (2); $\omega_1 = 5,0 \text{ с}^{-1}$ (3); $d_n = 100 \text{ мм}$ (4)

Из анализа рис. 6 видно, что если в качестве наладочных параметров технологического оборудования использовать L , ω_1 и d_n , то при уменьшении отношения ω_1/ω_2 точность обработанной поверхности улучшается (кривые 1, 3, 4), причем максимальной точности можно достичь в случае сочетания L и ω_1/ω_2 (кривая 1), несколько худшей – при ω_1 и ω_1/ω_2 (кривая 3), а самое низкое качество дает комбинация наладочных параметров d_n и ω_1/ω_2 (кривая 4). Что касается значений $\Delta h(\omega_1/\omega_2)$, то при уменьшении ω_1/ω_2 до $0,3\text{--}0,4$ точность обработки повышается, а при дальнейшем увеличении ω_1/ω_2 она ухудшается (кривая 2). Экспериментальные результаты, представленные на рис. 6, коррелируют с численными исследованиями, приведенными на рис. 4.

ВЫВОДЫ

1. При одновременной двусторонней обработке линз на стадии основного шлифования по методу свободного притирания, когда с целью интенсификации процесса формообразования целесообразно проводить изменения двух наладочных параметров технологического оборудования при $\omega_1/\omega_2 \geq 0,5$, наивысшей точности обработанной поверхности можно достичь при регулировании величины отношения ω_1/ω_2 и d_n . Остальные комбинации регулируемых параметров станка, с точки зрения их влияния на качество обработанной поверхности, располагаются в следующей последовательности: ω_1/ω_2 , ω_2 ; ω_1/ω_2 , ω_1 ; d_n , ω_1 ; d_n , ω_2 ; d_n , L ; L , ω_1/ω_2 ; ω_1 , ω_2 ; L , ω_2 ; L , ω_1 .

2. Предварительное шлифование допустимо проводить при $\omega_1/\omega_2 < 0,5$, что способствует повышению интенсивности съема припуска, а возникающие локальные погрешности на поверхности линзы из-за ее высокой скорости, вызывающей вибрации в системе СПИД, могут быть исправлены на этапе основного шлифования. При этом комбинации наладочных параметров станка, с точки зрения качества обработки, располагаются в такой последовательности: K , L (самое высокое качество); K , ω_1 ; K , ω_2 (при $K \geq 0,3$) и K , d_n .

ЛИТЕРАТУРА

1. Сулим, А. М. Производство оптических деталей / А. В. Сулим. – М.: Высш. шк., 1969. – 303 с.
2. Зубаков, В. Г. Технология оптических деталей / В. Г. Зубаков, М. Н. Семибратов, С. К. Штандель; под ред. М. Н. Семибратова. – М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.
3. Семибратов, М. Н. Технология оптических деталей / М. Н. Семибратов. – М.: Машиностроение, 1978. – 411 с.
4. Бардин, А. Н. Технология оптического стекла / А. Н. Бардин. – М.: Высш. шк., 1963. – 519 с.
5. Филонов, И. П. Управление формообразованием прецизионных поверхностей деталей машин и приборов / И. П. Филонов, Ф. Ф. Климович, А. С. Козерук. – Минск: ДизайнПРО, 1995. – 208 с.
6. Козерук, А. С. Формообразование прецизионных поверхностей / А. С. Козерук. – Минск: ВУЗ-ЮНИТИ, 1997. – 176 с.
7. Исследование кинематических закономерностей процесса двусторонней обработки двояковыпуклых оптических деталей / А. С. Козерук [и др.] // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2008. – № 2. – С. 26–31.
8. Исследование качества и производительности обработки высокоточных сферических поверхностей оптических деталей / А. С. Козерук [и др.] // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2009. – № 2. – С. 40–44.
9. Козерук, А. С. Управление формообразованием прецизионных поверхностей деталей машин и приборов на основе математического моделирования: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.01, 05.02.08 / А. С. Козерук. – Минск, 1997. – 317 л.
10. Способ одновременной двусторонней обработки деталей со сферическими поверхностями: пат. 7911 Респ. Беларусь: МПК В 24В 13/00 / А. С. Козерук, И. П. Филонов; дата публ.: 30.04.2006.
2. Zubakov, V. G., Semibratov, M. N., & Shtandel, S. K. (1985) *Technology of Optical Parts*. Moscow, Mashinostroenie. 368 p. (in Russian).
3. Semibratov, M. N. (1978) *Technology of Optical Parts*. Moscow, Mashinostroenie. 411 p. (in Russian).
4. Bardin, A. N. (1963) *Technology of Optical Glass*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 519 p. (in Russian).
5. Filonov, I. P., Klimovich, F. F., & Kozeruk, A. S. (1995) *Control Over Shaping Process of Precision Surfaces of Machine and Device Parts*. Minsk, DizaynPRO. 208 p. (in Russian).
6. Kozeruk, A. S. (1997) *Shaping Process of Precision surfaces*. Minsk, VUZ-YuNITI. 176 p. (in Russian).
7. Kozeruk, A. S., Sukhotskii, A. A., Klimovich, V. F., & Filonova, M. I. (2008) Investigation of Kinematic Regularities in Double-Sided Processing of Double Convex Optical Parts. *Vestsi Natsyianal'nai Akademii Navuk Belarusi. Ser. Fizika-Tekhnichnykh Navuk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarusi. Physico-Technical Series], 2, 26–31 (in Russian).
8. Kozeruk, A. S., Sukhotskii, A. A., Klimovich, V. F., & Kuznechik, V. O. (2009) Investigation of Quality and Productivity in Processing of Highly-Accurate Spherical Surfaces of Optical Parts. *Vestsi Natsyianal'nai Akademii Navuk Belarusi. Ser. Fizika-Tekhnichnykh Navuk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarusi. Physico-Technical Series], 2, 40–44 (in Russian).
9. Kozeruk, A. S. (1997) *Upravlenie Formoobrazovaniem Pretsizionnykh Poverkhnostei Detalei Mashin i Priborov na Osnove Matematicheskogo Modelirovaniia. Dis. d-ra Tekhn. Nauk* [Control Over Shaping Process of Precision Surfaces of Machine and Device Parts on the Basis of Mathematical Simulation. Dr. tech. sci. diss.]. Minsk. 317 p. (in Russian).
10. Kozeruk, A. S., & Filonov, I. P. (2006) *Method for Simultaneous Double-Sided Processing of Parts with Spherical Surface*. Patent Republic of Belarus, no 7911 (in Russian).

REFERENCES

Поступила 21.11.2014

УДК 656

ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВЕННОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Докт. техн. наук, проф. ПУГАЧЕВ И. Н.¹⁾,
кандидаты техн. наук, доценты КУЛИКОВ Ю. И.¹⁾, СЕДЮКЕВИЧ В. Н.²⁾

¹⁾Тихоокеанский государственный университет (Россия),

²⁾Белорусский национальный технический университет

E-mail: sedukevich@tut.by

Рассмотрены существующие показатели качества транспортных услуг. Предложены оценочные показатели качества функционирования транспортного комплекса. Сделан акцент на взаимодействии и координации работы видов

транспорта как высшем уровне качественного функционирования транспортных комплексов. Координация работы видов транспорта рассматривается как внедрение современных систем управления, информатики и связи с использованием спутниковых навигационно-информационных систем. Рассмотрена возможность создания в Министерстве транспорта России современной автоматизированной системы управления транспортным комплексом, обеспечивающей эффективную организацию стандартизированного информационного обмена между участниками транспортного комплекса.

Даны эффективные решения транспортных проблем, приводящие к планируемым улучшениям целевых показателей при наименьших затратах. Отдельно отмечено воздействие на функционирование транспортного комплекса страны вопросов развития транспортных систем крупных городов. Рассмотрены концептуальные моменты проектирования и реализации системы интеллектуального управления и создания комплексных условий, обеспечивающих максимально эффективное управление транспортом на территории города.

Основная цель модернизации транспортной инфраструктуры по видам транспорта заключается в создании современных эффективных транспортных средств и оборудования для технического оснащения системы объектов, входящих в транспортную инфраструктуру. Стратегия модернизации должна определяться государственной политикой в области любого транспорта в соответствии с международными тенденциями развития транспортной промышленности и транспортного строительства. При этом транспортная инфраструктура – первейший потребитель инновационных наукоемких технологий, определяющих научно-технический прогресс и конкурентоспособность отечественной экономики.

Ключевые слова: показатели качества транспортных услуг, координация работы видов транспорта, автоматизированная система управления, системы интеллектуального управления.

Ил. 1. Библиогр.: 10 назв.

QUALITATIVE OPERATION INDICES OF TRANSPORT COMPLEX OF THE RUSSIAN FEDERATION

PUGACHEV I. N.¹⁾, KULIKOV Yu. I.¹⁾, SEDIUKEVICH V. N.²⁾

¹⁾Pacific National University (Russia),

²⁾Belarusian National Technical University

The paper considers existing qualitative indices of transport services. Indices for evaluation of qualitative operation indices of transport complex have been proposed in the paper. Special attention has been devoted to interaction and coordination of various types of transport as the highest level of qualitative operation of transport complexes. Operational coordination of transport facilities is considered as introduction of modern management, information and communication systems while using satellite navigation-information systems. The paper has studied the possibility to create a modern automated management system for transport complex at the Ministry of Transport of the Russian Federation that ensures an efficient organization of standardized information exchange between transport complex participants.

The paper provides efficient solutions on transport problems that lead to planned improvements of objective indices with small expenses. A special focus has been given to development of transport systems in large cities with the purpose to reveal their impact on operation of the national transport complex. The paper considers conceptual moments pertaining to designing and realization of an intellectual management system and creation of complex conditions that ensure maximally efficient transport management on city territory.

The main purpose of transport infrastructure modernization in accordance with its types is to create modern efficient transport facilities and equipment for provision of technological infrastructure required for the system of objects included in the transport infrastructure. The modernization strategy must be governed by national policy in the field of any transport and in accordance with international development tendencies in transport industry and transport construction. In this respect the transport infrastructure is the very first consumer of innovative high technologies that determine scientific-and-technological advance and competitive ability of national economy.

Keywords: qualitative indices of transport services, operational coordination of various types of transport, automated management system, intellectual management systems.

Fig. 1. Ref.: 10 titles.

Состояние и развитие транспорта имеют для Российской Федерации исключительное значение. Транспорт, наряду с другими инфраструктурными отраслями, обеспечивает базовые условия жизнедеятельности общества, являясь

важным инструментом достижения социальных, экономических и внешнеполитических целей. Система показателей качества транспортного комплекса (ТК), в отличие от показателей качества материальной продукции отрас-

лей производства, многопозиционная, многофакторная и подразделяется, по нашему мнению, на пять взаимосвязанных подсистем качества [1]:

- 1) транспортной инфраструктуры (по видам транспорта);
- 2) транспортного обслуживания потребителей услуг транспорта;
- 3) продукции транспорта (перевозок);
- 4) эксплуатационной работы транспорта;
- 5) взаимодействия и координации работы видов транспорта.

Рассматривая первую подсистему показателей качества, следует отметить, что транспортная инфраструктура в общем определении является материально-технической базой транспортных услуг, характеризуется наличием и состоянием объектов, обслуживающих транспортное производство. Транспортную производственную инфраструктуру целесообразно рассматривать отдельно по видам транспорта. При этом на каждом виде транспорта различают федеральную, региональную и локальную инфраструктуру.

К основным общим показателям материально-технической базы наземных видов транспорта относятся: протяженность сети путей сообщения; густота транспортной сети; грузонапряженность (пассажиронапряженность) дороги (участка дороги); транспортно-эксплуатационное состояние транспортной сети (проезжей части, обустройства дорог); пропускная и провозная способности элементов транспортной сети. Совокупность показателей материально-технической базы транспорта, отнесенная к муниципальному образованию или региону (субъекту РФ или федеральному округу), определяет качество транспортной инфраструктуры соответствующего уровня и с учетом перспектив территориального социально-экономического развития используется для оценки инвестиций в развитие отдельных видов транспорта.

Вторая подсистема показателей качества характеризуется уровнем удовлетворения спроса по объему и номенклатуре грузов, своевременностью выполнения перевозок, сохранностью перевозимых грузов, полнотой предоставления услуг, приемлемостью тарифов на перевозки и услуги при оптимальном соотно-

шении затрат и качества обслуживания, надежностью и безопасностью перевозок и другими показателями. Эта подсистема показателей качества отражает интересы потребителя транспортных услуг (заказчика) и перевозчика и с позиции рыночной экономики является определяющей в конкурентной среде.

В России качество транспортных услуг определяется действующими стандартами для грузового и пассажирского транспорта. Качество услуг грузового транспорта определяется стандартом ГОСТ 30595–97/ГОСТ Р 51005–96 «Услуги транспортные. Грузовые перевозки. Номенклатура показателей качества», который устанавливает номенклатуру основных групп показателей качества: показатели своевременности выполнения перевозки (перевозки груза к назначенному сроку, регулярности прибытия груза, срочности перевозки груза); показатели сохранности перевозимых грузов (без потерь, без повреждений, без пропажи, без загрязнения); экономические показатели (процент транспортных издержек в себестоимости продукции). Качество услуг пассажирского транспорта (ГОСТ 30594–97/ГОСТ Р 51004–96 «Услуги транспортные. Пассажирские перевозки. Номенклатура показателей качества») определяется по трем основным группам показателей качества: безопасность перевозок, регулярность движения, комфортность поездок и сохранность багажа.

Приведенные группы показателей качества транспортных услуг связаны только с подвижным составом, определяются по результатам выполнения движенических операций транспортного процесса соответственно на грузовом и пассажирском транспорте и не полностью оценивают качество указанных выше подсистем. Поэтому полная оценка качества подсистем предлагается с учетом теории и практики функционирования видов транспорта. При этом огромное значение в социально-экономическом развитии страны имеют грузовой транспорт, городской транспорт общего пользования и региональный воздушный транспорт, в особенности на Дальнем Востоке России, с низкой плотностью автомобильных и железных дорог.

К показателям качества услуг пассажирского транспорта следует добавить использование бесконтактных технологий приобретения про-

ездных билетов, ценовую доступность для пассажиров и организацию скоростного движения подвижного состава на железнодорожных и автомобильных магистралях.

Третья подсистема показателей качества оценивается с позиций перевозчика уровнем показателей эффективности перевозок (себестоимость перевозок, доходы, расходы, прибыль и рентабельность) на выполненный объем перевозок и транспортную работу за расчетный период времени.

Четвертая оценивается уровнем показателей эксплуатационной и перевозочной работы подвижного состава, определяет внутренние резервы и конкурентоспособность перевозчика (суммарная грузоподъемность (тоннаж) транспортных средств, суммарная энергетическая мощность активных транспортных единиц, уровень специализации (конструктивной приспособленности) парка грузового подвижного состава по видам (транспортным характеристикам) грузов).

Не умаляя достоинств всех систем показателей качества транспортного комплекса, в дальнейшем в статье пойдет речь о пятой подсистеме как высшем уровне качественного функционирования транспортных комплексов. Эта подсистема показателей качества предусматривает внедрение более современных технологий перевозок грузов в прямых смешанных сообщениях с участием различных видов транспорта, обеспечивающих ускоренную грузопереработку в транспортных узлах и логистическую доставку грузов. Взаимодействие видов транспорта в узлах проявляется в трех основных областях – технической, технологической и экономической. Техническая область взаимодействия обеспечивает согласование пропускной и перерабатывающей способности стыкующихся линий, по которым следуют потоки грузов в смешанном сообщении, а также основных устройств в транспортных узлах (вместимость железнодорожных путей, мощность погрузочных устройств, грузоместимость складов, грузовых площадок, дворов и др.); унификацию и стандартизацию перевозочных средств, тары, погрузо-разгрузочных машин и механизмов, увязку параметров подвижного состава по габаритам, грузоместимости и грузоподъемности – партионности отправок (соот-

ветствие вагонов вагоноопрокидывателям, параметров контейнеров параметрам подвижного состава, грузоподъемности судна составам маршрутных поездов и др.); специализацию и оптимизацию парка подвижного состава в соответствии с видами и объемами завоза-вывоза грузов; использование средств надежной и удобной связи между оперативными работниками, связанными с перевозкой и перегрузкой грузов в транспортных узлах.

Технологическая область взаимодействия обеспечивает организацию работы транспортных средств и погрузо-разгрузочных устройств по единому технологическому процессу синхронной (ритмичной) переработки грузов в транспортном узле; организацию работы подвижного состава различных видов транспорта в узле по совмещенным графикам работы; организацию перегрузки грузов по прямым вариантам «судно – вагон», «судно – автомобиль», «вагон – автомобиль» и другим; увязку единой технологии переработки грузов в узле с маршрутизацией перевозок; организацию своевременного осуществления таможенного контроля экспортно-импортных грузов, а также других видов государственного контроля (фитосанитарного, ветеринарного, карантинного) для соответствующих категорий грузов; унификацию грузосопроводительных документов для всех видов прямых смешанных перевозок для внутреннего и международного сообщений. Экономическая область взаимодействия предусматривает гармонизацию тарифов по видам транспорта и грузов в смешанных сообщениях с участием федеральной антимонопольной службы; унификацию технико-экономических и эксплуатационных показателей работы всех видов транспорта в транспортном узле; разработку и внедрение методики расчета технико-экономических и эксплуатационных показателей, сопоставимых по видам транспорта.

Предложенная Президентом Российской Федерации стратегия модернизации экономики страны потребовала ее качественного изменения и механизмов реализации, которые были выдвинуты Правительством Российской Федерации в виде создания технологических платформ (ТП), содержащих инновационные технологии в различных сферах экономики, в том числе в транспортной сфере, включающей раз-

личные виды транспорта, а также определены кластерные подходы в формировании и развитии ТП [2].

Основная цель модернизации транспортной инфраструктуры по видам транспорта заключается в создании современных эффективных транспортных средств и оборудования для технического оснащения системы объектов, входящих в транспортную инфраструктуру. Стратегия модернизации должна определяться государственной политикой в области любого транспорта в соответствии с международными тенденциями развития транспортной промышленности и транспортного строительства. При этом транспортная инфраструктура – первейший потребитель инновационных наукоемких технологий, определяющих научно-технический прогресс и конкурентоспособность отечественной экономики. Модернизация транспортной промышленности стимулирует смежные снабжающие ее отрасли. Инновационными направлениями качественного развития всех видов транспорта является внедрение новейших транспортных технологий с использованием спутниковых навигационно-информационных систем, обеспечивающих мониторинг, диспетчеризацию перевозок, взаимодействие и координацию работы видов транспорта.

Важную роль в модернизации транспортной инфраструктуры должны сыграть департаменты государственной политики в области соответствующих видов транспорта в структуре Министерства транспорта России. Кластерные подходы в формировании территориальных транспортно-логистических комплексов предусматривают объединение и взаимодействие государства, бизнеса и научно-образовательного потенциала региона путем кооперации, партнерства и консолидации всех участников кластера с целью координированного решения вопросов конструктивной и технологической унификации и совместимости оборудования для оснащения объектов транспортной инфраструктуры по видам транспорта, а также совершенствование нормативно-правовой базы в области взаимодействия видов транспорта. Действующие директивные документы регламентируют перевозку пассажиров и грузов по отдельным видам транспорта и не отражают вопросы взаимодействия и координации видов

транспорта и всех участников перевозочного процесса в прямых смешанных сообщениях. Поэтому назрел вопрос, по мнению авторов, о принятии федерального закона в виде Транспортного кодекса взаимодействующих видов транспорта. Создание территориальных транспортно-логистических кластеров позволит связать воедино все сферы экономики разных уровней в регионе, определить пропускные, провозные и сервисные возможности транспортных инфраструктур, от которых зависят социально-экономическое развитие, качество жизни людей в регионе, а также качественное функционирование, взаимодействие и координация работы всех видов транспорта [3].

Координация работы видов транспорта предусматривает внедрение современных систем управления, информатики и связи с использованием спутниковых навигационно-информационных систем. Интеллектуальные системы для транспортных инфраструктур и транспортных средств являются высшим уровнем качественного функционирования транспортных комплексов. Согласно Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г., утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 г. № 1734-р, стратегической целью развития транспортной системы является удовлетворение потребностей инновационного социально ориентированного развития экономики и общества в конкурентоспособных качественных транспортных услугах.

Инновационный характер Транспортной стратегии определяет необходимость включения в состав организационной модели управления специальными механизмами и средствами управления инновационным развитием, базирующихся на современных информационно-коммуникационных технологиях (ИКТ). Анализ существующего положения с внедрением ИКТ в органах управления ТК показал следующие основные недостатки: отсутствие единой политики в области информатизации органов управления ТК (в частности, использование различных программных продуктов для однотипных задач); отсутствие единого информационного пространства органов управления ТК, единых форматов и технологий обработки информации, единой сети передачи данных, единых

корпоративных хранилищ данных; наличие многочисленных, несовместимых между собой, выполненных на различных платформах информационных систем; отсутствие каких-либо механизмов контроля за полнотой, достоверностью, целостностью информации; отсутствие регламентов информационного взаимодействия различных информационных систем; недостаточный уровень использования современных информационных технологий; отсутствие гарантий безопасности данных [4, 5]. В целом уровень информатизации Минтранса, подведомственных федеральных агентств и служб можно характеризовать как начальный, связанный лишь с накоплением опыта применения информационных технологий.

Отсутствие в настоящее время в Минтрансе современной автоматизированной системы управления транспортным комплексом (АСУ ТК), обеспечивающей эффективную организацию стандартизированного информационного обмена между участниками ТК, является существенной проблемой. Ее наличие снижает результативность государственного управления транспортной отраслью в целом.

Развитие информационного обеспечения российской транспортной системы должно осуществляться за счет создания единой информационной среды ТК и аналитических информационных систем для поддержки управления развитием и регулирования процессов функционирования ТК. Таким образом, создание АСУ ТК должно изменить существующие процессы управления ТК в плане повышения их эффективности и качества. Важнейшими факторами совершенствования управления транспортным комплексом являются следующие:

- создание единого информационного пространства ТК. Транспорт страны – единая система, эффективность которой зависит от степени централизации управления, определяется возможностями взаимодействия различных видов транспорта. Создание единого информационного пространства ТК – необходимое условие централизованного управления, реализации эффективного взаимодействия видов транспорта;
- создание системы сбора и хранения информации. Качество решений по управлению транспортом зависит от уровня информацион-

ной поддержки процессов принятия решений, своевременности, достоверности, полноты, безопасности, доступности информации, используемой при принятии решений. Обеспечить требуемые свойства информации можно только путем создания автоматизированной системы сбора и хранения информации, построенной на основе современных ИКТ;

- внедрение технологий аналитической обработки данных и систем поддержки принятия решений, обеспечивающих возможности нахождения оптимальных решений для широкого круга управленческих задач;

- автоматизация управления рабочими процессами сбора и обработки информации (в том числе процессов документооборота);

- создание современной системы управления ИТ-ресурсами органов управления ТК, обеспечивающей требуемое качество информационных услуг, необходимую доступность и безопасность информационных ресурсов.

При создании АСУ ТК необходим поиск эффективных решений, приводящих к планируемым улучшениям целевых показателей при наименьших затратах. «Лоскутная» информатизация, характеризующая современное состояние использования информационных технологий в Минтрансе, подведомственных федеральных агентствах и службах, не перспективна ни с точки зрения обеспечения требуемого качества управления отраслью, ни с точки зрения необходимых затрат на эксплуатацию информационных систем. Таким образом, создаваемая АСУ ТК предназначена для повышения управляемости и контролируемости развития транспортной отрасли на основе принципиального улучшения информационного обеспечения и поднятия степени автоматизации управленческих задач на уровень органов управления ТК.

Решающее значение для развития транспортно-логистических кластеров регионов имеют навигационно-связные технологии с применением сервисов, в основе которых лежат глобальные спутниковые системы позиционирования, обеспечивающие взаимодействие и координацию работы видов транспорта. Навигационно-связные технологии открыли новые принципы управления транспортом и потоками. Сведение к минимуму коммуникационного

разрыва между объектом контроля и управляющим менеджером практически независимо от расстояния до объекта мониторинга приводит к существенному увеличению эффективности логистики и эксплуатации машин и механизмов. Современные технологические тенденции предполагают оптимальную обработку данных на серверных площадках в специализированных центрах обработки данных. Программное обеспечение предоставляется в виде веб-сервисов или легких консольных решений, выполняемых на стороне сервера. Для обеспечения пользователей качественной целевой информацией важнейшим критерием становится распределение уровней обработки, от которых зависят формы отчетов, объемы и виды графической визуализации, права доступа [6, 7].

Создание и развитие интеллектуальных систем управления в регионах как основы АСУ ТК страны позволят качественно изменить процессы организации и управления, наладить бесперебойную и безопасную работу транспорта, обеспечить лучшие условия для инфраструктурного развития. Особенно важны возможности использования создаваемых современных сервисов на удаленных территориях, таких как Дальний Восток, создающих условия для своевременной доступной логистики и повышающих качество жизни в регионах.

Отдельно следует отметить, что большое воздействие на качественное функционирование транспортного комплекса страны оказывают вопросы развития транспортных систем крупных городов, однако в планах Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. они не рассматриваются. Город вообще не представлен в стратегии, как самостоятельный транспортно-формирующий объект, требующий специального подхода в решении назревших проблем [8].

Транспортный комплекс городов обладает обширной производственной базой, занимает значительные территории, имеет множество объектов капитального строительства и производственные связи с крупными производителями и поставщиками технического оборудования, характеризуется высокой численностью кадров, т. е. обладает всеми признаками крупного производственного комплекса, фактически являясь самостоятельной отраслью производ-

ства. В этой связи важнейшее значение имеет «инфраструктурный эффект» формирования городских транспортных систем, связанный с реализацией проектов строительства крупных ТК, мультимодальных логистических центров, транспортно-логистических кластеров и информационных узлов.

В целом ряде случаев в международной практике проблема перегруженности городских дорожных систем решается за счет повышения эффективности управления дорожным движением, в том числе благодаря внедрению и развитию современных интеллектуальных систем управления (ИСУ), способных обеспечить управление дорожным движением на существующей улично-дорожной сети (УДС) без увеличения плотности дорожной сети [9].

По инициативе администрации города Хабаровска, которая обратилась в Тихоокеанский государственный университет, было разработано техническое задание на выполнение работ по проектированию Интеллектуальной системы управления дорожно-транспортным комплексом города Хабаровска, которое может послужить прототипом (образцом) для других городов России [10]. Основными целями для развития системы управления дорожным движением в программе обозначены: долгосрочные цели – проектирование и реализация системы интеллектуального управления и создание комплексных условий, обеспечивающих максимально эффективное управление транспортом на территории города Хабаровска, а также текущие цели – оптимизация режимов движения на магистральных участках УДС, формирование условий, обеспечивающих жителям и гостям комфортное и безопасное перемещение по территории города.

Для решения поставленных целей была выдвинута задача: формирование автоматизированных управляющих воздействий на объекты и участников дорожного движения с целью достижения максимальной эффективности перемещения по УДС путем оптимизации трафика между сегментами сети. Архитектура ИСУ дорожно-транспортным комплексом (ДТК) системы представлена на рис. 1, в составе выделены следующие подсистемы: оценки факторов влияния, оценки интенсивности потоков, интеллектуального ядра, визуализации, оператив-

ного управления, информационного управления, инфраструктурного управления.

Целостная ИСУ городом может содержать приведенные к общему формату данные по транспортно-логистическим и отраслевым кластерам. Для ДТК формируется система ИСУ ДТК, содержащая специализированные сервисы. Такая система учитывает все аспекты деятельности отрасли и требует проектирования уже на начальном этапе. При этом определяются технические параметры, правила и форматы взаимодействий, порядок и сроки реализации интерактивной информационной системы регионального уровня, позволяющей производить комплексный мониторинг и управление дорожно-транспортной отраслью; задаются элементы поддержки полуавтоматического и автоматического уровней принятия решений, управления безопасностью дорожного движения, организации движения транспорта, процессов строительства и эксплуатации дорожной сети.

Примерный перечень вопросов, рассматриваемых при проектировании и формировании ИСУ ДТК: определение (уточнение) круга заинтересованных ведомств пользователей системы, классификация получаемой информации; идентификация и детальная проработка задач и их взаимосвязанности; изучение эксплуатируемых технических средств и систем, возможностей взаимодействия; изучение и ана-

лиз возможностей оборудования и типового программного обеспечения видеотекстовой фиксации, видеонаблюдения, учета дорожного трафика, гидрометеорологического и иного, требуемого для создания измерительного уровня системы; анализ дорожной сети региона с целью определения мест оптимального размещения и типов оборудования; изучение возможностей среды передачи данных в серверный центр; анализ маршрутной сети, узлов дислокации обслуживающей дорожной сети; формирование структурной блок-схемы и архитектуры системы; обоснованный подбор программно-аппаратной платформы и вариантов исполнения ядра системы; проектирование телекоммуникационной составляющей транспортной (электронной) сети системы; обоснованный подбор конечного измерительного оборудования, методов и средств размещения на местности (объектах); проектирование ГИС-комплекса системы; проектирование и согласование результатов работы подсистем с требуемыми критериями и условиями конечных пользователей; экономические расчеты стоимости и возможных сроков ввода отдельных подсистем и комплекса в целом; анализ нормативно-правовой базы существования системы; организационные аспекты формирования и эксплуатации.



Рис. 1. Архитектура ИСУ дорожно-транспортным комплексом

Число автомобилей на улицах городов непрерывно растет, что при отсутствии систем управления комплексного сетевого уровня и ряда трансформирующих ограничительных мер неизбежно приведет к полному транспортному коллапсу уже в ближайшее десятилетие.

ВЫВОД

Проведенный анализ условий качественного функционирования транспортного комплекса страны показал, что действующие стандарты качества транспортных услуг не полностью оценивают качественные показатели транспортных инфраструктур как обслуживающих систем и не учитывают возможности использования инновационных транспортных технологий, спутниковых навигационно-информационных систем, обеспечивающих мониторинг, диспетчеризацию перевозок, взаимодействие и координацию работы видов транспорта, а также интеллектуальные системы управления, что требует разработки новых стандартов качества функционирования транспортного комплекса страны.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пугачев, И. Н. Особенности функционирования автомобильно-дорожной отрасли России / И. Н. Пугачев, Ю. И. Куликов // Грузовое и пассажирское автохозяйство. – 2012. – № 10. – С. 26–30.
2. Пугачев, И. Н. Формирование транспортно-логистических кластеров как механизм интеграции России со странами АТР / И. Н. Пугачев, Ю. И. Куликов // Транспорт Российской Федерации. – 2012. – № 2 (39). – С. 17–19.
3. Пугачев, И. Н. Особенности формирования транспортно-логистических кластеров на Дальнем Востоке / И. Н. Пугачев, Ю. И. Куликов, Г. Я. Маркелов // Транспорт Российской Федерации. – 2012. – № 5 (42). – С. 20–23.
4. Пугачев, И. Н. Экономические и технологические условия совершенствования транспортной системы Российской Федерации и возможности ее международной интеграции / И. Н. Пугачев // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвященной 200-й годовщине победы России в Отечественной войне 1812 г. – Пермь: Перм. нац. исслед. политехн. ун-т, 2012. – Т. 2: Модернизация в технологии транспортных процессов. – С. 125–133.
5. Куликов, Ю. И. Основные аспекты инновационного развития транспортного комплекса Дальнего Востока / Ю. И. Куликов, И. Н. Пугачев // Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования: материалы VII Всерос. науч.-практ. конф. (с междунар. участием). – Омск: СибАДИ, 2012. – Кн. 3. – С. 52–55.

6. Пугачев, И. Н. Использование навигационных спутниковых систем в управлении автомобильными перевозками / И. Н. Пугачев, Ю. И. Куликов, Г. Я. Маркелов // Грузовое и пассажирское автохозяйство. – 2011. – № 4. – С. 64–69.

7. Пугачев, И. Н. Основы проектирования интеллектуальной системы управления / И. Н. Пугачев, Г. Я. Маркелов, А. А. Павленко // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов: сб. науч. трудов по результатам ежегодной Междунар. науч.-практ. конф. – Минск: БНТУ, 2014. – С. 32–40.

8. Пугачев, И. Н. Интеллектуальное управление транспортными системами городов / И. Н. Пугачев, Г. Я. Маркелов // Транспорт и сервис: сб. науч. трудов. – Калининград: Изд-во имени И. Канта, 2014. – Вып. 2: Функционирование устойчивых городских транспортных систем. – С. 58–66.

9. Стратегия развития использования интеллектуальных транспортных систем в управлении городским движением / И. Н. Пугачев [и др.]; под ред. С. М. Буркова. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2013. – 141 с.

10. Пугачев, И. Н. Формирование ИТС. Методика исследования инфраструктуры на примере города Хабаровска / И. Н. Пугачев, Г. Я. Маркелов, С. М. Бурков; под ред. С. М. Буркова. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2013. – 126 с.

REFERENCES

1. Pugachev, I. N., & Kulikov, Yu. I. (2012) Peculiar Features in Operation of Automobile and Road Branch in Russia. *Gruzovoye i Passazhirskoye Avtokhozyastvo* [Cargo-Carrying and Passenger Transport Service], 10, 26–30 (in Russian).
2. Pugachev, I. N., & Kulikov, Yu. I. (2012) Formation of Transport and Logistics Clusters as a Mechanism of Russian Integration with Pacific Rim Countries. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of Russian Federation], 2 (39), 17–19 (in Russian).
3. Pugachev, I. N., Kulikov, Yu. I. & Markelov, G. Ya. (2012) Peculiar Features of Transport and Logistics Clusters in the Far East. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of Russian Federation], 5 (42), 20–23 (in Russian).
4. Pugachev, I. N. (2012) Economic and Technological Conditions for Modernization of Transport System in the Russian Federation and Possibilities of its International Integration. *Modernization and Scientific Research in Transport Complex. Proceedings of International Scientific-Practical Conference Devoted to the 200th Anniversary of Russia's Victory in the Patriotic War of 1812. Vol. 2. Modernization in Technology of Transport Processes*. Perm: Perm National Research Polytechnic University, 125–133 (in Russian).
5. Kulikov, Yu. I., & Pugachev, I. N. (2012). Main Aspects of Innovation Development of Transport Complex in the Far East. *Development of Road-Transport Complex and Construction Infrastructure on the Basis of Rational Nature Management. Proceedings of VII All-Russian Scientific-Practical Conference (with International Participation). Book 3*. Omsk: SIBADI [Siberian Automobile & Highway Academy], 52–55 (in Russian).

6. **Pugachev, I. N.**, Kulikov, Yu. I. & Markelov, G. Ya. (2011) Usage of Navigation Satellite Systems in Management of Automobile Transportation. *Gruzovoye i Passazhirskoye Avtokhozyastvo* [Cargo-Carrying and Passenger Transport Service], 4, 64–69 (in Russian).

7. **Pugachev, I. N.**, Markelov, G. Ya., & Pavlenko, A. A. (2014) Principles for Designing Intellectual Management System. *Modernization of Road Traffic Organization and Passenger and Cargo-Carrying Transport Service: Collection of Scientific Papers Adapted from International Scientific-Practical Conference*. Minsk: BNTU, 32–40 (in Russian).

8. **Pugachev, I. N.**, & Markelov, G. Ya. (2014) Intellectual Management of Urban Transport Systems. *Transport and Service: Collection of Scientific Papers. Issue 2: Operation of*

Sustainable Urban Transport Systems. Kaliningrad, Publishing House Named After I. Kant, 58–66 (in Russian).

9. **Pugachev, I. N.**, Burkov, S. M., Markelov, G. Ia., & Oleinik, A. V. (2013) *Strategy for Development of Intellectual Transport System Usage in Urban Traffic Management*. Khabarovsk: Publishing House of Pacific National University. 141 p. (in Russian).

10. **Pugachev, I. N.**, Markelov, G. Ia., & Burkov, S. M. (2013) *ITS (Intellectual Transport System) Formation. Methodology for Infrastructure Investigation Using the Example of Khabarovsk*. Khabarovsk: Publishing House of Pacific National University, 126 p. (in Russian).

Поступила 18.11.2014

УДК 629.3.014

ВЫБОР СПОСОБА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА И ПОСТРОЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Канд. техн. наук, доц. ЖДАНОВИЧ Ч. И., инж. КАЛИНИН Н. В.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: knv9041986@rambler.ru

В настоящее время ведутся работы по созданию тракторов (как колесных, так и гусеничных) с электромеханической трансмиссией. От вида механической характеристики тягового электродвигателя трактора, оборудованного электромеханической трансмиссией, зависит диапазон изменения передаточного отношения трансмиссии при помощи тягового электродвигателя: если диапазон достаточно большой, то можно свести к минимуму число передач в коробке передач трактора или вообще ее не использовать. Тип применяемого тягового электродвигателя и способ регулирования им определяют вид механической характеристики (семейства характеристик) тягового электродвигателя.

В статье рассматривается тяговый асинхронный электродвигатель с частотным управлением. При частотном управлении регулировать обороты электродвигателя можно совместным изменением напряжения и его частоты. Существуют различные законы совместного изменения напряжения и частоты (законы регулирования). Выбор закона регулирования влияет на вид механической характеристики тягового электродвигателя. Применение какого-либо закона может быть допустимо лишь для определенного диапазона частоты напряжения, при выходе за который могут быть превышены какие-либо параметры (например, допустимое напряжение в обмотке статора электродвигателя). Для тягового электродвигателя трактора необходимо обеспечить требуемый момент в широких пределах. При этом потери в электродвигателе должны быть минимальными. Потери в роторе тягового асинхронного электродвигателя прямо пропорциональны его скольжению, а наилучшие тягово-динамические свойства мобильной машины будут при сохранении скольжения постоянными. По этим причинам выбор законов регулирования произведен для работы тягового асинхронного электродвигателя при номинальном скольжении, а механическая характеристика при номинальном скольжении условно названа номинальной характеристикой.

Проанализированы возможные законы совместного применения напряжения и его частоты и границы их применения. Подобрана комбинация законов для регулирования тягового асинхронного электродвигателя, обеспечивающая наиболее широкий диапазон его работы с высоким значением момента при номинальном скольжении с учетом ограничений по применению каждого из использованных законов регулирования. Для тягового асинхронного электродвигателя, регулируемого по предложенному закону, построено семейство механических характеристик: при номинальном скольжении, при критическом скольжении, при изменяющемся скольжении и без изменения напряжения и частоты.

Ключевые слова: тяговый электродвигатель, момент, скольжение, напряжение, частота, закон регулирования.

Ил. 4. Библиогр.: 10 назв.

SELECTION OF METHOD FOR REGULATION OF TRACTOR PROPULSION ASYNCHRONOUS ELECTRIC MOTOR AND CONSTRUCTION OF MECHANICAL CHARACTERISTICS

ZHDANOVICH Ch. I., KALININ N. V.

Belarusian National Technical University

Nowadays the work is in progress to develop wheeled and caterpillar tractors with electromechanical transmission. Range of changes in transmission gear ratio while using propulsion electric motor depends on mechanical characteristics of a tractor propulsion electric motor which is equipped with electromechanical transmission. In case when the range is rather high then it is possible to minimize number of gearings in the tractor gearing box or exclude its usage at all. Type of the applied propulsion electric motor and regulation method specify type of mechanical characteristics (characteristics family) of the propulsion electric motor.

The paper considers a propulsion asynchronous electric motor with frequency control. While using frequency control it is possible to regulate electric motor revolutions by mutual changes in voltage and voltage frequency. There are various laws of mutual changes in voltage and frequency (regulation laws). Selection of a regulation law influences on type of mechanical characteristics of a propulsion electric motor. Application of any law can be admissible only for some specific range of voltage frequency otherwise it is possible to exceed some parameters (for example, admissible voltage in the winding of electric motor stator). It is necessary to ensure the required moment within wide range for a tractor propulsion electric motor. In this case losses in the electric motor must be minimal. Losses in the rotor of the propulsion asynchronous electric motor are directly proportional to its sliding and its best propulsion and mechanical properties of a mobile machine will be ensured in the case when sliding is preserved at a constant value. According to these reasons selection of regulation laws has been carried out for operation of the propulsion asynchronous electric motor with nominal sliding and mechanical characteristics at nominal sliding is conventionally called a nominal characteristics.

The paper analyzes the possible laws of mutual application of voltage and voltage frequency and their application boundaries. A combination of laws for regulation of the propulsion asynchronous electric motor has been selected in the paper. The combination ensures the widest operational range of the electric motor with high moment value at nominal sliding and due account of limitations on application of every used regulation law. The following mechanical characteristics family has been constructed for the propulsion asynchronous electric motor regulated in accordance with the proposed law: at nominal sliding, at critical sliding and at changeable sliding and without changes in voltage and frequency.

Keywords: propulsion electric motor, moment, sliding, voltage, frequency, regulation law.

Fig. 4. Ref.: 10 titles.

Введение. Тяговый электродвигатель (ТЭД) может обеспечить бесступенчатое регулирование передаточного отношения электромеханической трансмиссии трактора в пределах, определяемых типом ТЭД и способом регулирования им. Задача исследований – проанализировать возможные способы регулирования тягового асинхронного электродвигателя (ТАД) трактора с частотным управлением и подобрать такой способ регулирования, при котором был бы обеспечен наиболее широкий диапазон изменения передаточного отношения трансмиссии при помощи электродвигателя, что позволило бы свести к минимуму число передач в коробке передач трактора либо вообще ее не использовать.

Определение зависимостей для построения характеристик ТАД. По виду механической и мощностной характеристик можно определить, насколько оптимальным будет тот или иной закон регулирования для ТАД трактора. Для их построения преобразуем пред-

ставленные в [1] зависимости так, чтобы получить формулы для нахождения момента и мощности ТАД при отклонении напряжения и частоты от номинальных значений. Отношение текущего значения частоты f_1 к ее номинальному значению $f_{1,n}$ будет обозначено k_f , а отношение текущего значения напряжения U_1 к его номинальному значению как k_U :

$$k_U = \frac{U_1}{U_{1,n}}; \quad k_f = \frac{f_1}{f_{1,n}}.$$

При $f_1 = f_{1,n}$ критическое скольжение $s_{кр}$ и электромагнитную мощность P_a можно определить по зависимостям [1]; при этом принимается допущение, что сопротивления r_1, r_2', x_1, x_2' не зависят от скольжения s [1, с. 28]. Для расчета $s_{кр}, P_a$ при переменной частоте f_1 необходимо учесть, что индуктивные сопротивления x_1 и x_2' пропорциональны частоте f_1 . Для этого в [1] выражение $(x_1 + sx_2')$ заменим на выражение $k_f(x_1 + sx_2')$ [1, с. 30] и получим формулы:

$$s_{кр} = \frac{c_1 r_2'}{\sqrt{r_1^2 + k_f^2 (x_1 + c_1 x_2')^2}}; \quad (1)$$

$$P_a = \frac{m_1 U_{1,n}^2 k_U^2 r_2'}{s \left[\left(r_1 + \frac{c_1 r_2'}{s} \right)^2 + k_f^2 (x_1 + c_1 x_2')^2 \right]}, \quad (2)$$

где c_1 – коэффициент, показывающий, во сколько напряжение U_1 статора больше ЭДС E_1 статора, $c_1 = 1,02\text{--}1,05$ [1, с. 12; 2, с. 161] и приближенно рассчитывается по формуле [1, с. 10]

$$c_1 \approx 1 + \frac{x_1}{x_0},$$

x_0 – индуктивное сопротивление магнитной цепи при $f_{1,n}$; x_1 – индуктивное сопротивление фазы статора при $f_{1,n}$; x_2' – индуктивное сопротивление ротора при $f_{1,n}$; r_1 – активное сопротивление фазы статора в номинальном режиме; r_2' – приведенное активное сопротивление ротора; m_1 – число фаз обмотки статора.

Для нахождения электромагнитного момента M_a на валу ТАД подставим (2) в [1] и из полученного выражения выразим M_a

$$M_a = \frac{m_1 U_{1,n}^2 k_U^2 r_2' p_1}{2\pi f_{1,n} k_f s \left[\left(r_1 + \frac{c_1 r_2'}{s} \right)^2 + k_f^2 (x_1 + c_1 x_2')^2 \right]}, \quad (3)$$

где p_1 – число пар полюсов.

При $s = s_n$, $f_1 = f_{1,n}$ и $U_1 = U_{1,n}$ электромагнитный момент ТАД M_a примет номинальное значение. При $s_{кр}$ момент будет максимальным.

Устойчивой работа ТАД будет только при $s \leq s_{кр}$ [2, с. 169], поэтому случай $s > s_{кр}$ рассматривать не будем.

Определение законов регулирования. Для совместного регулирования частоты вращения ТАД и момента существуют следующие законы регулирования: $k_U = k_f$ [3, с. 28; 4, с. 304; 5, с. 54]; $k_U^2 = k_f$ [3, с. 128] и $k_U = 1$ при изменении частоты без изменения напряжения [1, с. 65].

При повышении частоты сверх номинальных значений применим только закон $k_U = 1$, поскольку недопустимо повышать напряжение более номинальных значений.

При понижении частоты питающего напряжения область применения законов $k_U = 1$ и $k_U^2 = k_f$ ограничена допустимыми значениями намагничивающего тока и магнитного потока. Отношение k_U/k_f с достаточной точностью определяет зависимость намагничивающего тока [1, с. 62, рис. 3.1; с. 60]. Чтобы намагничивающий ток не оказался слишком большим, должно соблюдаться условие $k_U/k_f \leq 1,1\text{--}1,2$ [1; 6, с. 74].

Для наглядного определения интервалов применимости каждого из законов регулирования по формулам (2), (3) построим графические зависимости на рис. 1 (здесь и далее расчет производили для ТАД, аналогичного применяемому на тракторе [7]). Пересечение трех кривых на графиках – это точка, в которой $f = f_{1,n}$, $U_1 = U_{1,n}$. Штриховыми линиями обозначены участки кривых, на которых работа ТАД возможна лишь теоретически, поскольку на данных участках превышаются предельно-допустимые значения некоторых параметров.

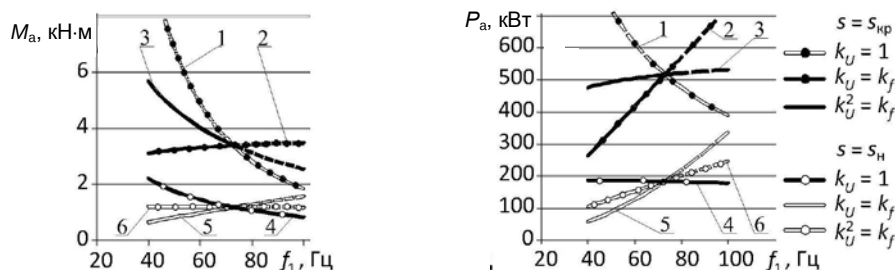


Рис. 1. Изменение электромагнитного момента M_a и активной электромагнитной мощности P_a в зависимости от f_1 при $s = s_n$ и $s_{кр} = f(f_1)$ для различных законов регулирования ТАД:

1 – $s = s_{кр}$, закон регулирования $k_U = 1$; 2 – $s = s_{кр}$, $k_U = k_f$; 3 – $s = s_{кр}$, $k_U^2 = k_f$; 4 – $s = s_n$, $k_U = 1$;

5 – $s = s_n$, $k_U = k_f$; 6 – $s = s_n$, закон регулирования $k_U^2 = k_f$

Выбор закона регулирования. ТАД трактора должен обеспечить главным образом требуемый вращающий момент в широких пределах. Поскольку с увеличением скольжения ТАД возрастают электрические потери в роторе [2, с. 163; 8, с. 151; 9, с. 503], желательно обеспечить требуемое значение момента при скольжении, не превышающем или незначительно превышающем s_n . Кроме того, наилучшие тягово-динамические свойства мобильной машины будут при сохранении скольжения постоянным [10, с. 442–445]; по этим причинам характеристику при $s = s_n$ назовем номинальной. Для непродолжительных режимов работы трактора (пуск-разгон) ТАД может работать в неэкономичном режиме, но при этом должен развить требуемый момент и не превысить предельно допустимые параметры ТАД.

Предлагается ТАД регулировать таким образом. При $f_1 > f_{1,n}$ используется только закон $k_U = 1$ (участок OC на рис. 2 и OC_1 на рис. 3). При номинальном скольжении момент будет изменяться обратно пропорционально частоте f_1 , а мощность с изменением частоты f_1 останется практически постоянной.

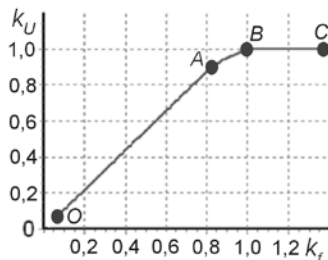


Рис. 2. Зависимость k_U от k_f в пределах регулирования ТАД до $f_1 = 100$ Гц

При $f_{1,lim} < f_1 < f_{1,n}$ используется закон $k_U^2 = k_f$ (участок AB на рис. 2, 3). Частота $f_{1,lim}$ – это такая, ниже которой при регулировании по закону $k_U^2 = k_f$ будет превышено условие $k_U/k_f \leq 1,1-1,2$; $f_{1,lim}$ можно выбрать произвольно, но при этом данное условие обязательно должно выполняться. При номинальном скольжении P_a будет снижаться с убыванием f_1 , а момент останется практически неизменным.

При $f_1 < f_{1,lim}$ используется закон $k_{U1} = k_{f1}$ (участок OA на рис. 2, 3), где $k_{f1} = f_1/f_{1,lim}$; $k_{U1} = U_\phi/U_{lim,\phi}$; $U_{lim,\phi} = U_\phi((f_1/f_{1,lim})^{0,5})$. При сохране-

нии скольжения и мощность, и момент будут убывать вместе со снижением частоты.

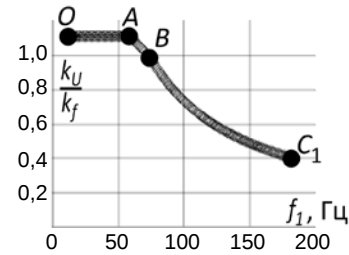


Рис. 3. Зависимость k_U/k_f от f_1 в пределах регулирования ТАД до $f_1 = 182$ Гц

На рис. 2 и 3 частоте $f_{1,n}$ соответствует точка B , частоте $f_{1,lim}$ – точка A .

Механические характеристики ТАД при таком регулировании показаны на рис. 4.

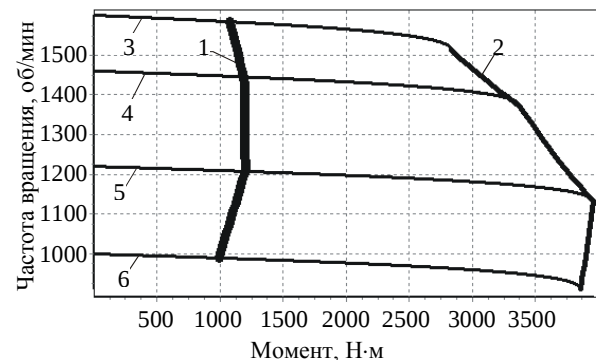


Рис. 4. Механические характеристики ТАД

Кривая 1 соответствует режиму работы ТАД при $s = s_n = \text{const}$ и $f_1 = \text{var}$, кривая 2 при $s = s_{кр}$ и $f_1 = \text{var}$. Назовем кривую 1 условно-вертикальной направляющей, а кривую 2 – ограничивающей. Остальные кривые соответствуют режиму работы при s , изменяющемся от минимально возможного до $s_{кр}$. Для данных кривых $f_1 = \text{const}$ и соответствует: для 4 – частоте $f_{1,n}$; для 3 – максимальной частоте f_1 ; для 6 – минимальной частоте f_1 ; для 5 – частоте $f_{1,lim}$. Назовем эти кривые условно-горизонтальными направляющими. Если изменяется нагрузка на валу ТАД без изменения f_1 и U_1 , то изменяется s , а точка на графике сместится по условно-горизонтальной направляющей. Если при изменении f_1 изменяется U_1 по принятому для данного участка закону регулирования, а нагрузка на валу ТАД остается постоянной, то точка на графике сместится строго вертикально; скольжение также изменится (незначительно на

участке регулирования по закону $k_U^2 = k_f$ и более значительно – на других участках). В случае возникновения режима $s = \text{const}$ и $f_1 = \text{var}$ точка на графике сместится по условно-вертикальной направляющей. Работа ТАД может быть только слева по графику от ограничивающей кривой 2. Для наглядности характеристики взят небольшой диапазон частот f_1 – от 50 до 80 Гц, частота $f_{1,\text{lim}}$ находится на уровне 60 Гц.

ВЫВОДЫ

1. Проанализированы основные законы частотного регулирования тягового асинхронного электродвигателя и определены их возможные диапазоны применения.

2. Предложен способ регулирования тягового асинхронного электродвигателя, позволяющий максимально использовать этот двигатель по моменту и учитывающий границы применения различных законов регулирования.

3. Показан способ представления механической характеристики тягового асинхронного электродвигателя и построена механическая характеристика для предложенного способа его регулирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сыромятников, И. А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И. А. Сыромятников; под ред. Л. Г. Мамиконянца. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
2. Кацман, М. М. Электрические машины: учеб. / М. М. Кацман. – М.: Высш. шк., 2000. – 463 с.
3. Дементьев, Ю. Н. Автоматизированный электропривод: учеб. пособие / Ю. Н. Дементьев, А. Ю. Чернышев, И. А. Чернышев. – Томск: Из-во Томского политехн. ун-та, 2009. – 224 с.
4. Вешеневский, С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С. Н. Вешеневский. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
5. Масандилов, Л. Б. Регулирование частоты вращения асинхронных двигателей / Л. Б. Масандилов, В. В. Москаленко. – М.: Энергия, 1978. – 96 с.

6. Электрические трансмиссии пневмоколесных транспортных средств / И. С. Ефремов [и др.]. – М.: Энергия, 1976. – 256 с.

7. Трактор-3023 [Электронный ресурс] // Официальный интернет-портал ПО «Минский тракторный завод». – Режим доступа: <http://www.belarus-tractor.com/ru/main.aspx?guid=45893&mode=fullinfo>. – Дата доступа: 08.04.2013.

8. Копылов, И. П. Электрические машины: учеб. для вузов / И. П. Копылов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 360 с.

9. Вольдек, А. И. Электрические машины: учеб. / А. И. Вольдек. – Л.: Энергия, 1978. – 832 с.

10. Белоусов, Б. Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов. – М.: Изд-во МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2006. – 728 с.

REFERENCES

1. Syromiatnikov, I. A., & Mamikonians, L. G. (1984) *Operational Modes of Asynchronous and Synchronous Motors*. Moscow, Energoatomizdat. 240 p. (in Russian).
2. Katsman, M. M. (2000) *Electrical Machines*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 463 p. (in Russian).
3. Dementiev, Yu. N., Tchernyshev, A. Yu., & Tchernyshev, I. A. (2009) *Automatic Electric Drive*. Tomsk: Publishing House of Tomsk Polytechnic University. 224 p. (in Russian).
4. Veshenevsky, S. N. (1977) *Motor Characteristics in Electric Drive*. Moscow, Energia Publ. 432 p. (in Russian).
5. Masandilov, L. B., & Moskalenko, V. V. (1978) *Regulation of Revolution Frequency in Asynchronous Motors*. Moscow, Energia Publ. 96 p. (in Russian).
6. Yefremov, I. S., Prolygin, A. P., Andreev, Iu. M., & Mindlin, A. B. (1976) *Electrical Transmission of Rubber-Tyred Transport Facilities*. Moscow, Energia Publ. 256 p.
7. Tractor-3023. Official Web-Portal of OJSC "Minsk Tractor Works". Available at: <http://www.belarus-tractor.com/ru/main.aspx?guid=45893&mode=fullinfo>. (accessed 08 April 2013). (in Russian).
8. Kopylov, I. P. (1986) *Electrical Machines*. Moscow, Energoatomizdat. 360 p. (in Russian).
9. Voldek, A. I. (1978) *Electrical Machines*. Leningrad, Energia Publ. 832 p. (in Russian).
10. Belousov, B. N., & Popov, S. D. (2006) *Wheeled Transport Facilities of Rather High Load-Capacity. Design. Theory. Calculation*. Moscow, Bauman MSTU Publishing House. 728 p. (in Russian).

Поступила 24.12.2014

УДК 629.3:340.6

АНАЛИЗ ДАННЫХ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ И ИХ ПРИЧИН ДЛЯ г. ГОМЕЛЯ ЗА 2013 И 2014 гг.

*Кандидаты техн. наук, доценты АЗЕМША С. А., ГАЛУШКО В. Н., асп. СКИРКОВСКИЙ С. В.,
канд. техн. наук, доц. ВРУБЕЛЬ Ю. А.*

Белорусский государственный университет транспорта

E-mail: azemsha@mail.ru

Принимаемые усилия по повышению безопасности дорожного движения направлены на ужесточение мер за нарушение правил дорожного движения, но без внимания остается факт невозможности обеспечения безопасного движения из-за несоответствия дорог современным требованиям безопасности. Поэтому снижение уровня аварийности связано с изменением подходов к проектированию, строительству и содержанию дорог. Сегодня, когда автомобилей стало очень много и с каждым годом их все больше, профессионализм водителей приобретает решающее значение. При этом он проявляется не столько при движении в плохих дорожных условиях, как это было раньше, сколько при движении в условиях больших нагрузок и повышенного маневрирования, где особую роль приобретает умение прогнозировать ситуацию, «читать дорогу». Не менее важную роль играет моральный климат на дорогах, который почти целиком зависит от водителя.

Приведен анализ статистических данных ГАИ г. Гомеля по распределению числа аварий и пострадавших в дорожно-транспортных происшествиях в зависимости от времени суток и месяца, условий освещенности, погодных условий, возрастного и полового факторов, видов нарушений. Показаны ситуации дорожного поведения, мотивации водителей и участников дорожного движения и подготовки водителей с точки зрения влияния на дорожно-транспортную аварийность. Рассмотрен «человеческий» фактор, наиболее часто способствующий возникновению аварий. Дана оценка такому фактору, как скорость движения транспортных средств, который влияет на аварийность и тяжесть ее последствий.

Ключевые слова: аварии, прогнозирование аварийности, методики прогнозирования.

Ил. 2. Табл. 6. Библиогр.: 12 назв.

DATA ANALYSIS OF TRAFFIC ACCIDENTS AND THEIR CAUSES IN GOMEL FOR 2013 AND 2014

AZEMSHA S. A., GALUSHKO V. N., SKIRKOVSKI S. V., VRUBEL Yu. A.

Belarusian State University of Transport

Measures undertaken for improvement of road traffic safety presuppose clampdown on violation of road traffic regulations but no attention is paid to the fact that there is no possibility to ensure road traffic safety due to inconformity of roads to the modern safety requirements. Therefore reduction in accident rate is connected with some changes in approaches to designing, construction and maintenance of roads. Nowadays when the number of automobiles is extremely large and their number is increasing with every passing year driver's professionalism becomes the most significant factor. In these circumstances the professionalism is demonstrated not so much while driving in bad road conditions as it was previously but the professionalism is more revealed in the case when it is necessary to drive in conditions of large workloads and high manoeuvring rate when a special important role is given to the capability to forecast a situation, in other words the capability to read the road. Moral climate on the road is no less important as well and it practically fully depends on a driver.

The paper contains an analysis of the Gomel traffic police data on quantitative distribution of road traffic accidents and their victims according to the time of day and month, lighting conditions, weather conditions, age and sex factors, types of violations. Situations of traffic behavior, motivations of drivers and road users, drivers training have been shown in terms of impact on the road traffic accident risk. The paper considers a human factor which rather often causes an accident. An evaluation has been given to such factor as road speed of transport facilities which exerts a significant influence on an accident risk and its severity.

Keywords: road accidents, road accident prediction, forecasting methods.

Fig. 2. Tab. 6. Ref.: 12 titles.

Число пострадавших в дорожно-транспортном происшествии (ДТП) зависит от многих факторов. Проведенное авторами исследование по выявлению таких факторов для

г. Гомеля позволит строить модели прогнозирования числа пострадавших в авариях и принимать решения по снижению человеческих потерь.

Данные о числе легковых автомобилей, находящихся в собственности граждан, по областям приведены в табл. 1. Анализ количества зарегистрированных ДТП (табл. 2) указывает на значительное снижение аварийности на транспорте за период с 2008 по 2012 г. Это связано с мероприятиями по повышению безопасности, проводимыми в республике, и улучшением активной, пассивной и послеаварийной безопасности автомобилей [1].

Таблица 1

Наличие легковых автомобилей в собственности граждан (тыс. шт.)

Регион	Год				
	1990	2000	2010	2011	2012
Республика Беларусь	580	1386	2501	2647	2641
Брестская	73	205	376	402	401
Витебская	80	185	298	314	316
Гомельская	83	192	310	331	333
Гродненская	78	185	315	336	334
г. Минск	113	275	561	598	587
Минская	85	201	384	405	409
Могилевская	68	143	257	261	261

Таблица 2

Аварийность на транспорте

Показатель	Год				
	2008	2009	2010	2011	2012
Число ДТП, повлекших гибель и ранение, чел., из них:					
в состоянии алкогольного опьянения	7238	6739	6363	5897	5187
	1012	1022	893	894	702
Число пострадавших в ДТП, чел.:					
в том числе погибших	9141	8520	8022	7534	6608
из них в состоянии алкогольного опьянения	1564	1322	1190	1200	1039
	271	229	206	226	181

Изменение числа ДТП по часам суток для г. Гомеля за 2012–2013 гг. представлено на рис. 1. На основании рис. 1 можно выделить самый продолжительный и высокий максимум погибших в течение суток с 18.00 до 22.00. Он совпадает со временем наибольшей интенсивности движения транспортных средств и пешеходов, и кроме того, в вечерние часы притупляется внимание вследствие утомления. Резкие различия в большем числе раненых, чем погибших, в период с 14.00 до 16.00 связано, скорее всего, с лучшей видимостью дороги и лучшей вероятностью быстрой реакции, позволяющей снизить скорость и уменьшить тяжесть последствий.

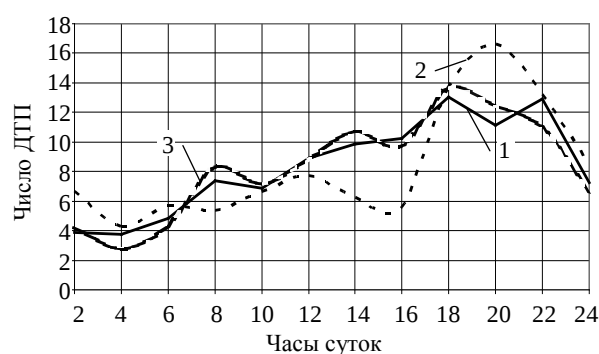


Рис. 1. Изменение числа ДТП по часам суток для г. Гомеля за 2012–2013 гг.:

1 — общее число ДТП; 2 — число погибших; 3 — число раненых

Основная часть происшествий приходится на сумерки и темное время суток (около 60 %), несмотря на относительное уменьшение движения транспорта. Этот же период отмечен и самой высокой тяжестью последствий (табл. 3).

Отсутствие наружного освещения или его неисправность (табл. 4) привели к 25 % всех ДТП (по данным за 2012 г.). С учетом большого числа погибших и тенденции «забывать» включать освещение ответственным и контролирующим органам нужно обратить на это более пристальное внимание. Следует отметить, что Беларусь рискует стать единственной среди стран со схожим климатом, которая в осенне-зимний период не борется с аварийностью на дорогах обязательным включением фар в светлое время суток.

Специалисты Голландского исследовательского института безопасности дорожного движения (SWOV) установили, что 50 % ДТП с летальным исходом происходят из-за того, что водитель поздно замечает опасность.

Одной из причин большого числа погибших в сумерки и темное время суток является то, что яркость нормируется только на участках со стандартной геометрией [2]. Теоретическая база нормируемых параметров развивается. Не исключено, что нужно воспользоваться опытом США, Канады и других стран [3], которые используют такой критерий, как степень видимости объектов, и рассматривать его в качестве возможного показателя нормирования в Беларуси. Степень видимости, т. е. мера восприятия объектов малых размеров, расположенных на дороге, определяется как отношение разности яркостей тест-объекта и фона (полотна дороги) в реальных условиях к пороговой разности тех же величин.

Таблица 3

Данные ДТП по часам суток для г. Гомеля за 2012–2013 гг.

Время ДТП	Обобщенные данные		Погибло		Ранено	
	Общее число пострадавших	%	Число погибших	%	Число раненых	%
01.00–03.00	45	3,9	12	6,7	33	4,3
03.00–05.00	19	3,7	3	4,3	16	2,8
05.00–07.00	35	4,8	10	5,7	25	4,3
07.00–09.00	67	7,4	8	5,3	59	8,4
09.00–11.00	59	6,8	9	6,6	50	7,2
11.00–13.00	68	8,9	13	7,7	55	8,8
13.00–15.00	81	9,8	6	6,3	75	10,7
15.00–17.00	63	10,3	7	5,6	56	9,7
17.00–19.00	116	13,0	22	13,7	94	13,7
19.00–21.00	123	11,1	25	16,6	98	12,5
21.00–23.00	79	12,9	15	13,2	64	11,0
23.00–01.00	54	7,3	17	8,4	37	6,6
Всего	809	100	147	100	662	100

Таблица 4

Статистика ДТП по освещенности для г. Гомеля за 2012–2013 гг.

Освещенность	2012 г.		2013 г.	
	Число ДТП	%	Число ДТП	%
Светлое время суток	407	55,37	382	57,36
Темное время суток при включенном наружном освещении	130	17,69	121	18,17
Темное время суток, наружное освещение не включено или неисправно	34	4,63	44	6,61
Темное время суток при отсутствии наружного освещения	164	22,31	119	17,87

Как видно из определения, в основе нормирования лежит яркость, что говорит в пользу необходимости дальнейшего развития измерительной и расчетной баз. Без этого невозможно вести разработку световых приборов для создания эффективного наружного освещения и контролировать его качество.

Статистика причин ДТП [4] показывает также отрицательное влияние продолжительности рабочего дня на тяжесть возникающих происшествий. Происшествия, совершенные после 12 часов работы, заканчиваются смертельными исходами в 1,5 раза чаще, чем произошедшие в течение нормального по продолжительности рабочего дня. Как известно, водитель должен выбирать безопасную скорость движения своего автомобиля с учетом дорожных условий, в том числе и погодных. Конкретное значение скорости определит экспертиза ДТП. Такую задачу можно исследовать также при возник-

новении заноса, опрокидывании на мокром, влажном, заснеженном или обледенелом покрытии.

Многие авторы отмечают низкое качество строительных дорожных материалов, технологий, отсутствие надлежащей организации дорожных работ и контроля качества строительства дорог. Например, стоимость отечественных автомобильных дорог в 2,6 раза больше стоимости европейских, а нормативный срок их службы – в 4–5 раз меньше дорог аналогичного класса стран Северной Европы [5] со сходными климатическими условиями. Принимаемые усилия по повышению безопасности дорожного движения направлены на ужесточение мер за нарушение правил дорожного движения, но без внимания остается факт невозможности обеспечения безопасного движения из-за несоответствия дорог современным требованиям безопасности. Поэтому снижение уровня ава-

рийности связано с изменением подходов к проектированию, строительству и содержанию дорог [5].

Исследование пострадавших в ДТП от возрастного и полового факторов (табл. 5) позволяет сделать следующие выводы:

- самый «опасный» возраст для мужчин – с 20 до 29 лет (29 %). Причем данный вывод коррелирует с мировой статистикой. По мнению экспертов [6], причины связаны с несоблюдением приоритета проезда пересечений дорог, несоответствием скорости и манеры вождения в дорожной обстановке, управлением автомобилем в состоянии алкогольного опьянения;
- за 2013 г. по сравнению с 2012 г. в 2,5 раза увеличилось число ДТП с участием детей (до 9 лет), несмотря на общее снижение пострадавших;
- для женщин не наблюдается такого яркого всплеска пострадавших в возрасте от 20 до 29 лет (19,8 %);
- женщины по сравнению с мужчинами в четыре раза меньше получают ранения и погибают. Хотя исследуемые группы водителей неоднородны, необходимо также отметить и тенденцию к резкому снижению пострадавших в ДТП женщин;
- «женские» аварии в основном связаны с несоблюдением дистанции между транспортными средствами, выездом на встречную полосу и нарушением правил проезда перекрестков, также довольно популярен у женщин удар другого автомобиля при движении задним ходом [6].

Таблица 5

Статистика пострадавших в ДТП от возрастного и полового факторов

Возраст	2012 г.		2013 г.	
	Мужчины	Женщины	Мужчины	Женщины
0 до 9 лет	10	8	23	20
10 до 19 лет	70	38	68	36
20 до 29 лет	328	89	311	67
30 до 39 лет	254	74	269	55
40 до 49 лет	188	52	188	52
50 до 59 лет	184	61	162	54
60 до 69 лет	67	44	60	31
Старше 70 лет	26	31	20	24
Всего	1127	397	1101	339

Приведем результаты исследования университета Purdue [7]. Если в ДТП машина переворачивается, то для молодых водителей риск смерти повышается на 154 %, для пожилых – на 220 %. Для женщин этот разрыв еще больше: риск гибели молодых водительниц увеличивается на 116 %, пожилых – на 523 %. Если в ДТП попадает автомобиль, в котором находятся не только водитель, но и пассажиры, то риск смерти водителя заметно увеличивается. Риск для молодых мужчин-шоферов возрастает на 114 %, для мужчин среднего возраста – на 70 %.

Главными причинами смерти и серьезных травм мужчин средних лет, управляющих автомобилем, являются засыпание за рулем, превышение скорости, аварии на перекрестках, а также ДТП, происходящие ночью в пятницу и субботу. На женщин эти факторы влияния не оказывают. В свою очередь, представительницы прекрасного пола чаще страдают, когда ведут машину днем, после употребления алкоголя или находясь в болезненном состоянии. Эти факторы на мужчин влияют незначительно [7].

Основной вывод по статистике аварийности для проезжих частей различной ширины связан с тем фактом, что аварий на дорогах с широкими обочинами происходит меньше, чем с узкими. Заметим также, что широкая обочина обладает свойством сокращать долю аварий даже на узких дорогах.

Исходя из данных ДТП по видам нарушений за 2012 и 2013 гг., приведенных в табл. 6 и на рис. 2, можно отметить, что самое распространенное – это нарушение правил проезда пешеходных переходов. Если учесть, что большая часть всех происшествий приходится на сумерки и темное время суток, то актуальным является факт освещенности и видимости пешеходных переходов. Статистика ДТП за 2013 г. для г. Гомеля косвенно подтверждает такое предположение, так как 40 % ДТП – это наезд на пешехода (рис. 2).

Управление транспортным средством (ТС) в состоянии алкогольного опьянения и превышение скорости за 2013 г. (табл. 6) по месяцам значительно уменьшились по сравнению с 2012 г.

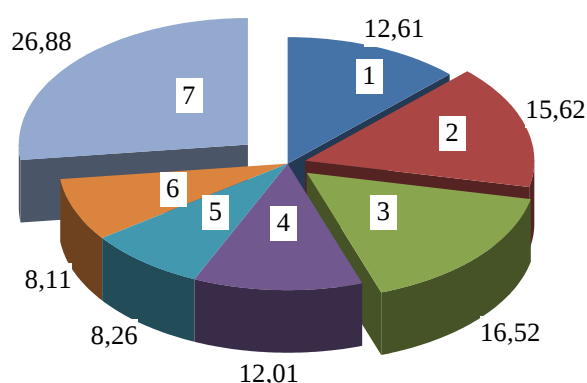


Рис. 2. Доля ДТП по видам нарушений для г. Гомеля за 2013 г.: 1 – превышение скорости, установленной ПДД или дорожными знаками; 2 – управление ТС в состоянии алкогольного опьянения; 3 – нарушение правил проезда пешеходных переходов; 4 – без права управления ТС; 5 – скрылся с места ДТП; 6 – несоблюдение очередности проезда, нарушение правил проезда перекрестка; 7 – прочие виды нарушений

Статистика ДТП по видам нарушений для г. Гомеля за 2012–2013 гг.

Вид ДТП	Число ДТП		Доля отдельных видов ДТП в общем объеме, %		Темп роста (снижения) ДТП, %
	2012 г.	2013 г.	2012 г.	2013 г.	
Наезд на пешехода	286	266	38,91	39,94	93,01
Опрокидывание ТС	119	90	16,19	13,51	75,63
Лобовое столкновение	74	68	10,07	10,21	91,89
Наезд на препятствие	68	55	9,25	8,26	80,88
Наезд на велосипедиста	55	51	7,48	7,66	92,73
Столкновение на пересечении дорог	50	57	6,80	8,56	114,00
Попутное столкновение	32	31	4,35	4,65	96,88
Столкновение с ударом сзади	22	12	2,99	1,80	54,55
Столкновение со стоящим ТС	7	14	0,95	2,10	200,00
Наезд на гужевой транспорт	7	3	0,95	0,45	42,86
Наезд на животное	6	2	0,82	0,30	33,33
Прочие ДТП	9	16	1,22	2,40	177,80
Всего	735	666	100,00	100	90,61

По данным NHTSA, если машине от четырех до семи лет, то шанс погибнуть в аварии по сравнению с владельцем той же трехлетней машины возрастает на 10 %. Остальные рассмотренные возрастные диапазоны автомобилей также противопоставлены трехлетним машинам – автомобили возрастом от восьми до

11 лет на 19 % более опасны, от 12 до 14 лет – на 32 %, от 15 до 17 лет – на 50 %.

В процессе вождения автомобиля водитель допускает ошибки, связанные с условиями движения, квалификацией, функциональным состоянием и мотивацией. Эти ошибки можно разделить на неумышленные и умышленные [8]. Неумышленные ошибки связаны с неправильной оценкой дорожно-транспортной ситуации, принятием неправильного решения или неправильным исполнением правильного решения. Умышленные ошибки связаны с мотивацией водителя, когда решение принимается не столько по создавшейся дорожно-транспортной ситуации, сколько по имеющимся социально-психологическим установкам водителя [8, 9]. Не все ошибки приводят к конфликтным ситуациям и коллизиям, но все конфликтные ситуации и коллизии связаны с ошибками, как правило, водителей.

Таблица 6

Опытный водитель в основном делает все быстрее, лучше и безопаснее [9]. Он затрачивает меньше времени на обозрение дорожно-транспортной ситуации, поскольку в большинстве случаев в зоне обозрения видит не отдельные несвязанные объекты, а целостную картину. Поэтому он значительно реже переводит взгляд с объекта на объект, не теряя на это времени и не упуская важной информации. В результате опытный водитель располагает значительно большим временем для анализа ситуации и принятия правильного решения. Из общей дорожно-транспортной ситуации он быстрее выделяет наиболее важную на данный момент информацию и скорее ее оценивает, поскольку для него она в основном уже знакома [9, 10].

Он лучше прогнозирует обстановку, так как располагает большим временем, а ситуации для него, как правило, типовые. Располагая достаточным временем и хорошим прогнозом, опытный водитель почти всегда чувствует себя комфортно и допускает возможный для себя минимум ошибок. Он интуитивно знает, что положительная информация

усваивается быстрее (так как она проходит по несколько иным отделам мозга), поэтому, по возможности, старается не отвлекаться на негативную информацию [8, 9, 11]. Наконец, в условиях дефицита времени или даже в критических ситуациях он легче и быстрее находит необходимые решения, а также быстрее выполняет соответствующие команды, поскольку большинство из них у него относятся к разряду автоматизмов.

Необходимо отметить, что даже опытные водители допускают довольно много ошибок из-за недооценки относительно малых скоростей после длительной езды на высоких скоростях. Водитель настолько привыкает к высокой скорости, что при ее уменьшении он теряет чувство опасности и принимает решения, соответствующие гораздо меньшей скорости, что чрезвычайно опасно. Когда, например, после продолжительного движения на скорости 120 км/ч водителей просили, не глядя на спидометр, снизить скорость до 60 км/ч, то почти все испытуемые останавливались на скорости не ниже 80 км/ч. Заметим, что и при аналогичном переходе с 60 на 120 км/ч почти все водители останавливались на значительно меньшей, чем 120 км/ч, скорости. Однако это не представляет никакой опасности.

Ряд исследований [8, 11] указывает на то, что поведение человека в дорожном движении (дорожное поведение) при решении конкретных задач зависит от его возможностей и мотивации. Возможности в основном определяются психофизиологией человека, а мотивация — психологическими и социальными факторами. Так, пешеходы больше ориентируются на общую обстановку, чем на нормы Правил дорожного движения, больше подвержены внешнему влиянию, причем негативные примеры воспринимаются значительно чаще, чем позитивные. Бóльшая, чем у водителей, анонимность (у пешеходов нет регистрационного номера) зачастую является причиной ошибочного, безответственного или агрессивного поведения. Пожилые пешеходы испытывают затруднения в ориентации, сужение внимания, недостаток информации, неуверенность и нерешительность, трудности в двигательной области и во взаимопонимании с другими участниками движения. Они, как и дети, представляют группу

особо повышенного риска, хотя, в отличие от детей, в этом не признаются. Дети вследствие малого роста, импульсивности и спонтанности, почти полного отсутствия опыта и способности предвидения могут совершать самые неожиданные и резкие действия. Детское внимание направлено преимущественно на единичные объекты или выделяющиеся второстепенные детали, поэтому оценки движущихся объектов могут быть ошибочными, а готовность к риску, особенно у мальчиков, очень высокая (кстати, они почти в два раза чаще попадают в аварии). Детские знания дорожного движения (только ли детские?) очень поверхностные и однобокие, а подверженность внешнему влиянию очень высокая. Все это говорит о том, что подготовка детей к самостоятельному участию в дорожном движении является делом не только весьма актуальным, но и очень простым [8, 11, 12].

Сегодняшнее обучение страдает рядом недостатков, главным из которых, как представляется, является тот факт, что учащихся не столько обучают вождению, сколько натаскивают на сдачу экзаменов в ГАИ [8, 10]. Отсутствие объективных и достоверных оценочных критериев качества подготовки конкретного ученика, одинаковое время обучения для всех, столь отличающихся учеников, недостатки материально-технического и методического обеспечения и многое другое вносят свой негативный вклад в качество подготовки водителей. Очевидно, должны быть разработаны объективные и достоверные критерии качества подготовки водителей и общегосударственные эталоны, по достижении которых ученики могут допускаться к сдаче экзаменов независимо от продолжительности обучения.

После завершения учебы и получения соответствующих документов начинающие водители еще некоторое время должны находиться под патронажем специальных организаций (клубов, ассоциаций, союзов и т. д.), где бы они могли получать столь необходимую помощь в адаптации к реалиям дорожного движения, в повышении квалификации и защите своих интересов [8, 9]. Сегодня ничего подобного нет. После не совсем качественной подготовки новоиспеченный водитель попадает в пекло дорожного движения, где он подвергается

смертельному риску, постоянному преследованию и неуважительному отношению, оставаясь забытым и совершенно незащищенным. Приобретение необходимого опыта и повышение квалификации производится самим начинающим водителем методом проб и ошибок – и это в дорожном движении, с его повышенным риском и нередко смертельной опасностью! Это очень дорого обходится обществу и страшно дорого начинающим водителям или их семьям. Подготовка водителей должна отвечать как минимум требованиям сегодняшнего, а не позавчерашнего дня. В это дело необходимо вкладывать деньги, привлекать науку, нужен государственный подход [8, 9].

Дорожное поведение в значительной мере определяет моральный климат на дорогах и оказывает влияние на все виды потерь, особенно аварийные и социальные [8, 9, 11]. Дорожное поведение данного конкретного водителя мало отличается от его поведения в других сферах жизни, однако имеются исключения. Это связано с тем, что отношения между участниками движения характеризуются кратковременностью, анонимностью, неравноправностью и безответственностью при мелких инцидентах. Сам процесс вождения у многих вызывает чувство эйфории, превосходства, всемогущества, поэтому возможны ситуации, когда внешне спокойный и уравновешенный человек, сев за руль, становится безрассудным и агрессивным, либо наоборот и т. д.

Дорожное поведение в повседневной водительской практике характеризует стиль вождения и, думается, риск аварии, хотя на сегодняшний день нет убедительных доказательств жесткой связи между аварийностью и стилем вождения. Существуют несколько классификаций стиля вождения, определяемых такими выражениями, как решительный, осторожный, уравновешенный, уверенный и т. д. Однако поскольку сегодня нет единого общепринятого подхода к определению стилей вождения, мы их приводить не будем. Существует не только быстрый неосторожный или медленный осторожный стиль вождения, но и быстрый осторожный, а также медленный неосторожный. Поэтому, оказывается, что вопреки широко распространенному мнению, медленный стиль вождения далеко не всегда является

осторожным, а быстрый – неосторожным. В процессе принятия решения водитель руководствуется двумя основными мотивами – эффективности и безопасности. В условиях невысокого риска, например в нормальных дорожно-транспортных ситуациях, водитель руководствуется в основном мотивом эффективности, и дорожное поведение не оказывает решающего влияния на безопасность, если оно, конечно, само не является источником опасности. В условиях высокого риска, например в конфликтных ситуациях, водитель руководствуется исключительно мотивом безопасности при любом дорожном поведении. А вот в условиях повышенного риска, скажем, в потенциально-опасных ситуациях, водитель руководствуется обоими мотивами, при этом чем больше риск, тем более весом мотив безопасности. Поскольку оценка водителем объективной опасности всегда является субъективной и у разных водителей она существенно различается, при одинаковой объективной опасности водители могут руководствоваться разными мотивами. В результате для каждого уровня риска существует некий переходной интервал, в котором от водителей с определенной вероятностью можно ожидать различающегося поведения. Более осторожные водители, независимо от скорости движения, раньше передают приоритет мотиву безопасности, менее осторожные – позже. Если в этом интервале обоими участниками конфликта решения принимаются исключительно по дорожной обстановке в условиях доброжелательности и предупредительности, то дорожно-транспортная ситуация наверняка разрешится бесконфликтно. Если же принятие решения в большей мере обусловлено неверными социально-психологическими установками, в условиях недоброжелательности или агрессивности, то дорожно-транспортная ситуация с большой вероятностью перерастает в следующую, более опасную стадию с неясными последствиями. Таким образом, перерастание данной дорожно-транспортной ситуации в более опасную в решающей мере зависит от дорожного поведения участников конфликта, в первую очередь от водителей [8, 9].

В этом отношении важное значение имеет конформность поведения, т. е. принятие участниками движения разумных норм поведения,

характерных для данного вида деятельности. Особенно если учитывать, что «деятельность» водителя постоянно связана с риском, порой смертельным, риском для себя и окружающих. Здесь поведение должно быть в первую очередь разумным. Правда, что такое «разумное поведение» применительно к водителю сегодня не установлено однозначно. Многочисленные опросы самих водителей дают примерно такую характеристику «положительному» водителю: уверенное, осторожное, умеренно быстрое вождение «с некоторым несоблюдением “непонятных” предписаний», но безусловное соблюдение мер безопасности и доброжелательное отношение к другим участникам движения. Для «отрицательного» водителя характерно неосторожное быстрое или свехосторожное медленное неаккуратное движение с многочисленными ошибками и безразличным или агрессивным отношением к другим участникам движения. К «отрицательным», почему-то, относят и «водителей, наваливающихся грудью на рулевое колесо».

Конечно, эти характеристики получены европейскими и американскими исследователями в 80-е гг. прошлого столетия, и с тех пор прошло много времени. Более того, следует учитывать, что водители дают себе не самую объективную оценку. Так, 96 % опрошенных водителей оценивают стиль своего вождения как надежный и только 1,5 % – как неосмотрительный. А 99 % водителей, как уже упоминалось, считают, что у других водительские способности ниже среднего, и только 1 % допускает это в отношении себя. Поэтому полученные характеристики нельзя считать эталонными, хотя они довольно симпатичны, и в них, безусловно, есть рациональное зерно [8, 9].

Поскольку в регулировании основной упор сегодня делается на ограничение скорости, значительная часть контрольных усилий сосредоточена именно в этом направлении. Это совсем не так. Скорость сама по себе не является причиной аварийности, аварийность – следствие несоответствия скорости условиям движения, неправильные мотивация и дорожное поведение участников, неоптимальное управление и целый ряд других причин [8–12]. Показано, что снижение скорости менее 60 км/ч, особенно в городах, всегда приводит к колос-

сальному росту экономических, экологических и социальных потерь и не всегда – к снижению аварийности [9–12].

От водителей зависят в основном профессионализм движения и моральный климат на наших дорогах. Сегодня, когда автомобилей стало уже очень много и с каждым годом их все больше, профессионализм водителей приобретает решающее значение. При этом он проявляется не столько при движении в плохих дорожных условиях, как это было раньше, сколько при движении в условиях больших нагрузок и повышенного маневрирования, где особую роль приобретает умение прогнозировать ситуацию, «читать дорогу». Не менее важную роль начинает играть моральный климат на дорогах, который почти целиком зависит от водителя. Причем не только от его чисто профессионально-технических качеств, но и от его коллективизма, порядочности, доброжелательности, уважительности. Дорожное движение может и должно быть разумным и интеллигентным, мы это можем и должны сделать, и чем быстрее, тем лучше.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного анализа выявлены основные факторы, влияющие на аварийность:

- для числа аварий в единицу времени существует временная зависимость. Пик аварийности, как правило, для будних дней приходится на вечерние часы, когда люди едут с работы, а для выходных – на вечернее время, когда они возвращаются с дач или направляются в загородную поездку;
- систематические факторы, такие как состояние погоды, наличие сооружений, состояние дорожного покрытия, условия видимости, условия движения и т. д.;
- освещенность (в том числе работа световых приборов), причем включенные фары снижают аварийность и в сумерки;
- наиболее часто регистрируются такие аварии с пострадавшими, как наезды на пешеходов, а также столкновения транспортных средств.

2. Анализ исследования позволяет утверждать, что в наиболее опасные временные периоды «жизни» города следует активизировать

дорожно-патрульные службы, особенно возле школ и других детских (в том числе и дошкольных) учреждений, а также возле объектов пешеходного тяготения. Кроме того, следует проводить профилактическую и разъяснительную работу среди школьников и взрослого населения города, используя для этого средства массовой информации с демонстрацией последствий дорожно-транспортных происшествий.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Сведения** о состоянии дорожно-транспортной аварийности в Республике Беларусь в 2013 г.: аналитический сб. / сост.: О. Г. Ливанский; под общ. ред. Н. А. Мельченко. – Минск: Полиграфический центр МВД Респ. Беларусь, 2014. – 89 с.
2. **Здания и сооружения. Методы измерения яркости:** ГОСТ 26824–2010. – Введ. 01.01.2012. – М.: Стандартинформ. 2012. – 25 с.
3. **American National Standard Practice for Roadway Lighting: IES RP-8-00 (R2005).** – New York: Illuminating Engineering Society of North America, 2000. – 70 p.
4. **Клебелсберг, Д.** Транспортная психология / Д. Клебелсберг, пер. с нем. – М.: Транспорт, 1989. – 367 с.
5. **Автотранспортный комплекс: проблемы и перспективы** // Автомобильный транспорт. – 2004. – № 3. – С. 6–12.
6. **Горев, А. Э.** Организация и безопасность дорожного движения / А. Э. Горев, И. Н. Пугачев, Е. М. Олещенко. – М.: Академия, 2009. – 272 с.
7. **США:** каким образом пол и возраст водителя автомобиля влияют на частоту и серьезность ДТП [Электронный ресурс]. – 2014. – Режим доступа: <http://3vozrast.ru/article/dosug/avtomir/172/>. – Дата доступа: 16.05.2014.
8. **Врубель, Ю. А.** Водителю о дорожном движении: пособие для слушателей учебного центра подготовки, повышения квалификации и переподготовки кадров авто-тракторного факультета / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский. – 3-е изд., дораб. – Минск: БНТУ, 2010. – 139 с.
9. **Врубель, Ю. А.** Опасности в дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский. – М.: Новое знание, 2013. – 244 с.
10. **Капский, Д. В.** Прогнозирование аварийности в дорожном движении / Д. В. Капский. – Минск: БНТУ, 2008. – 243 с.

11. **Врубель, Ю. А.** Определение потерь в дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский, Е. Н. Кот. – Минск: БНТУ, 2006. – 240 с.

12. **Врубель, Ю. А.** Опасности в дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский. – М.: Новое знание, 2013. – 244 с.

REFERENCES

1. **Livansky, O. G., & Melchenko, N. A.** (2014) *Data on o Road Traffic Accident Rate in the Republic of Belarus in 2013: Analytical Collector* Minsk, Polygraphic Centre of Ministry of Internal Affairs of the Republic of Belarus. 89 p. (in Russian).
2. **State Standard 26824–2010.** Buildings and Constructions. Methods for Measuring Brightness. Moscow, Standartinform Publ., 2012. 25 p. (in Russian).
3. **IES RP-8-00 (R2005)** American National Standard Practice for Roadway Lighting. New York, Illuminating Engineering Society of North America, 2000. 70 p.
4. **Klebelberg, D.** (1982) *Verkehrpsychologie* [Traffic Psychology]. Berlin, Springer. (Russ. ed.: Klebelberg, D. (1989). *Transportnaia Psikhologiya*. Moscow, Transport. 367 p.)
5. **Automotive Complex: Problems and Prospects.** (2004) *Avtomobilny Transport* [Automotive Transport], 3, 6–12 (in Russian).
6. **Gorev, A. E., Pugachev, I. N., & Oleshchenko, E. M.** (2009) *Organization and Safety of Road Traffic*. Moscow, Akademia Publ. 272 p. (in Russian).
7. **USA:** How do Gender And Age of Automobile Driver Influence on Frequency and Severity of Road Traffic Accidents. (2014). Available at: <http://3vozrast.ru/article/dosug/avtomir/172/> (accessed 16 May 2014) (in Russian).
8. **Vrubel, Yu. A., & Kapsky, D. V.** (2010) *To Driver About Road Traffic*. 3rd Revised Edition. Minsk: BNTU. 139 p. (in Russian).
9. **Vrubel, Yu. A. & Kapsky, D. V.** (2013) *Risks in Road Traffic*. Moscow, Novoye Znanie Publ. 244 p. (in Russian).
10. **Kapsky, D. V.** (2008) *Forecasting of Accident Rate in Road Traffic*. Minsk: BNTU. 243 p. (in Russian).
11. **Vrubel, Yu. A., Kapsky, D. V., & Kot, E. N** (2006) *Determination of Losses in Road Traffic*. Minsk: BNTU. 240 p. (in Russian).
12. **Vrubel, Yu. A. & Kapsky, D. V.** (2013). *Risks in Road Traffic*. Moscow, Novoye Znanie Publ. 244 p. (in Russian).

Поступила 20.10.2014

ЭФФЕКТ ОБЖАТИЯ НАГРУЖАЕМОГО РЕЛЬСА ПОЛУШПАЛАМИ L-ОБРАЗНОГО СЕЧЕНИЯ*

Канд. техн. наук, доц. СУХОДОЕВ В. Н., инженеры ТРУШКИНА А. В., ЛАПЕНОК Н. В.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: shura.valerevna.65@mail.ru

Рассмотрена проблема введения в практику фундаментостроения понятия и закономерностей «эффекта обжатия внецентренно нагружаемого рельса полушпалами L-образного сечения» на примере ленточного трамвайного пути, преимущества которому обеспечивают вдвоенные внецентренно нагружаемые фундаменты – полушпалы. Полушпала L-образного сечения – это рычаг L-образной формы, преобразующий в горизонтальные вертикальную нагрузку и сжимаемость основания. Для создания положительного эффекта использовали свойства двух полушпал, вдвоенных, навстречу ориентированных, внецентренно нагружаемых. Обжатие создает горизонтальная сила, которая проявляется как составляющая вертикальной нагрузки на перемещениях, функционально зависящих от сжимаемости основания. Эти зависимости показывают, что прочностные и деформационные свойства грунтового основания вертикального направления используются для создания горизонтальных свойств вертикального плеча полушпалы.

Изучена механика эффекта обжатия нагружаемого рельса полушпалами L-образного сечения. Установлено, что эффект обжатия рельса – это результат сжатия в двух взаимно перпендикулярных направлениях (обжатие) нагрузкой от колеса рельса с прокладками, если расположить их внутри шпала-механизма на упругом основании.

Методика расчета параметров эффекта обжатия рельса является инструментом для решения прикладных задач ленточных трамвайных путей. Результаты предлагаемого расчета эффекта обжатия рельса в упругой постановке задачи и при неизменных размерах сечения рельсовой нити и введении поправочных коэффициентов соотношения с новыми исходными данными по нагрузке рекомендуются к практическому применению как достоверные значения.

Выявлена пропорциональная зависимость эффекта обжатия рельса по прочности от величины равнодействующей реактивного давления, разности эксцентриситетов этой равнодействующей и нагрузки и обратно пропорциональной зависимости от расстояния по вертикали между вектором силы обжатия и положением связи вдвоенных фундаментов. Сила обжатия рельса увеличится, если уменьшить высоту фундаментов при неизменных ширине и давлении на основание или если увеличить ординату расположения связи между ними при неизменной высоте фундамента.

Ключевые слова: эффект обжатия рельса, ленточный трамвайный путь, полушпала, рельс, шпала-механизм.

Ил. 2. Табл. 2. Библиогр.: 10 назв.

SQUEEZING EFFECT OF RAIL LOADED BY SEMI-SLEEPERS HAVING L-SHAPED CROSS-SECTION

SUKHODOEV V. N., TRUSHKINA A. V., LAPIONOK N. V.

Belarusian National Technical University

The paper considers a problem on introduction of a conception and regularities of “squeezing effect of a rail loaded non centrally by semi-sleepers having L-shaped cross-section” exemplified by belt-type tramway. Its advantages are ensured by doubled non centrally loaded foundations these are semi-sleepers. Semi-sleeper of L-shape cross-section is a lever of L-shape form, transforming a vertical load into horizontal ones and foundation squeezing. Properties of two semi-sleepers being doubled, orientated to each other and non centrally loaded have been used in order to create a positive effect. A horizontal force creates squeezing and it is revealed as a component of a vertical load during displacements which functionally depend on foundation squeezing. These dependences demonstrate that strength and deformation properties of earth foundation of vertical direction are used for creation of horizontal properties of sleeper vertical shoulder.

The paper studies mechanics pertaining to a squeezing effect of a rail loaded by semi-sleepers having L-shaped cross-section. It has been established that the rail squeezing effect results from squeezing process executed in two mutually perpendicular directions (reduction of cross-sectional area) by load of a rail wheel with spacers if they are set inside of a sleeper-mechanism on an elastic foundation.

Methodology for calculation of parameters on the rail reduction effect is considered as a tool for handling of applied problems on belt-type tramways. Results of the proposed rail reduction effect in problem statement for elastic conditions, with unchanged cross-sectional dimension of a rail line and introduction of correction ratio coefficients due to new initial load data have recommended for practical application as reliable values.

* Печатается в порядке обсуждения.

The paper has revealed a proportional dependence of the rail reduction effect according to strength on the resultant value of reaction pressure, eccentricity difference of the resultant and load and inverse proportion due to distance along vertical line between reduction force vector and connection position of doubled foundations. Rail squeezing force will be increased if we reduce foundation height while having unchanged width and foundation pressure or if we increase an ordinate of the connection arrangement between them while having unchanged foundation height.

Keywords: rail squeezing effect, belt-type tramway, semi-sleeper, rail, sleeper-mechanism.

Fig. 2. Tab. 2. Ref.: 10 titles.

Объект изучения и исследования – эффект обжатия рельса (ЭОР), внецентренно нагружаемого, с прокладками и его осадки через две полушпалы *L*-образного сечения. ЭОР в системе «основание – фундамент» в силу своей новизны [1] является недостаточно изученным. В технической литературе отсутствует описание ЭОР, нет его параметров, расчетов по прочности и перемещениям, кроме патентов и авторских статей с описанием идеи ЭОР и преимуществ его применения в конструкциях трамвайных путей.

Если шарнирно соединить две полушпалы (рис. 1а) и между ними уложить рельс (рис. 1б), можно строить ленточный трамвайный путь (ЛТП) с продольным расположением шпал. Две полушпалы образуют шпалу-механизм, а она с рельсом – рельсовую нить. Рельсовый путь строят на двух рельсовых нитях, сложенных из слоев без жестких связей. Участок цельной рельсовой нити образуется обжатием рельса с прокладками нагрузкой в вертикальной плоскости и составляющей нагрузки в горизонтальной плоскости. Шпала-механизм предназначена, кроме функций фундамента, сжимать полушпалами нагружаемый рельс с прокладками и отпускать их по мере продвижения нагрузки. Такое функциональное назначение лежит в основе термина «шпала-механизм».

Особенность исследований заключается в выявлении и разработке закономерностей эффекта обжатия рельса шпалой-механизмом, уложенной на упругом основании. Наличие упругих деформаций – обязательное условие действия ЭОР, без них сила обжатия превращается в реакцию неподвижной опоры. Численно жесткости рельса и шпалы-механизма во много раз превышают жесткость грунтового основания, поэтому их собственными деформациями в расчетах ЭОР пренебрегали.

Существенным являются использование и учет совместной работы нагружаемой рель-

совой нити и сопротивления окружающего ее грунта, что входит как важная часть в общую проблему проектирования, устройства и строительства трамвайных путей оптимальной конструкции. Методика изучения и исследования ЭОР состоит в использовании научно-технического направления в научно-исследовательской работе. На основе решения технических задач, относящихся к устройству ленточных рельсовых путей, установить неизвестные ранее закономерности преобразований сдвоенными полушпалами, расположенными на деформируемом основании, в горизонтальных вертикальных сил и перемещений. Методика обусловлена сложностью решения технических задач, не имеющих в общем случае осевой симметрии. Отсутствие осевой симметрии создается специально внецентренной загрузкой полушпал с целью получения положительного эффекта при строительстве и эксплуатации трамвайных путей.

При выполнении исследований были поставлены, изучены и решены следующие технические задачи практической направленности:

1) изучить, рассчитать и описать механику эффекта обжатия внецентренно нагружаемого рельса с прокладками (далее – рельса) составляющей нагрузки через полушпалы *L*-образного сечения;

2) скрепление рельса со шпалой с автоматическим регулированием силы скрепления на меняющиеся условия в эксплуатационный период. Такое объемное, не точечное, скрепление передаст и перераспределит энергию вибрирующего рельса на железобетонную шпалу-механизм и далее на основания из балласта и грунта. Разнообразие грунтовых условий и соответственно их параметров следует в процессе проектирования выравнивать до уровня равных прочности и жесткости подбором составляющих конструкцию балласта и основания, исключением упругопластических деформаций при обкатке пути;

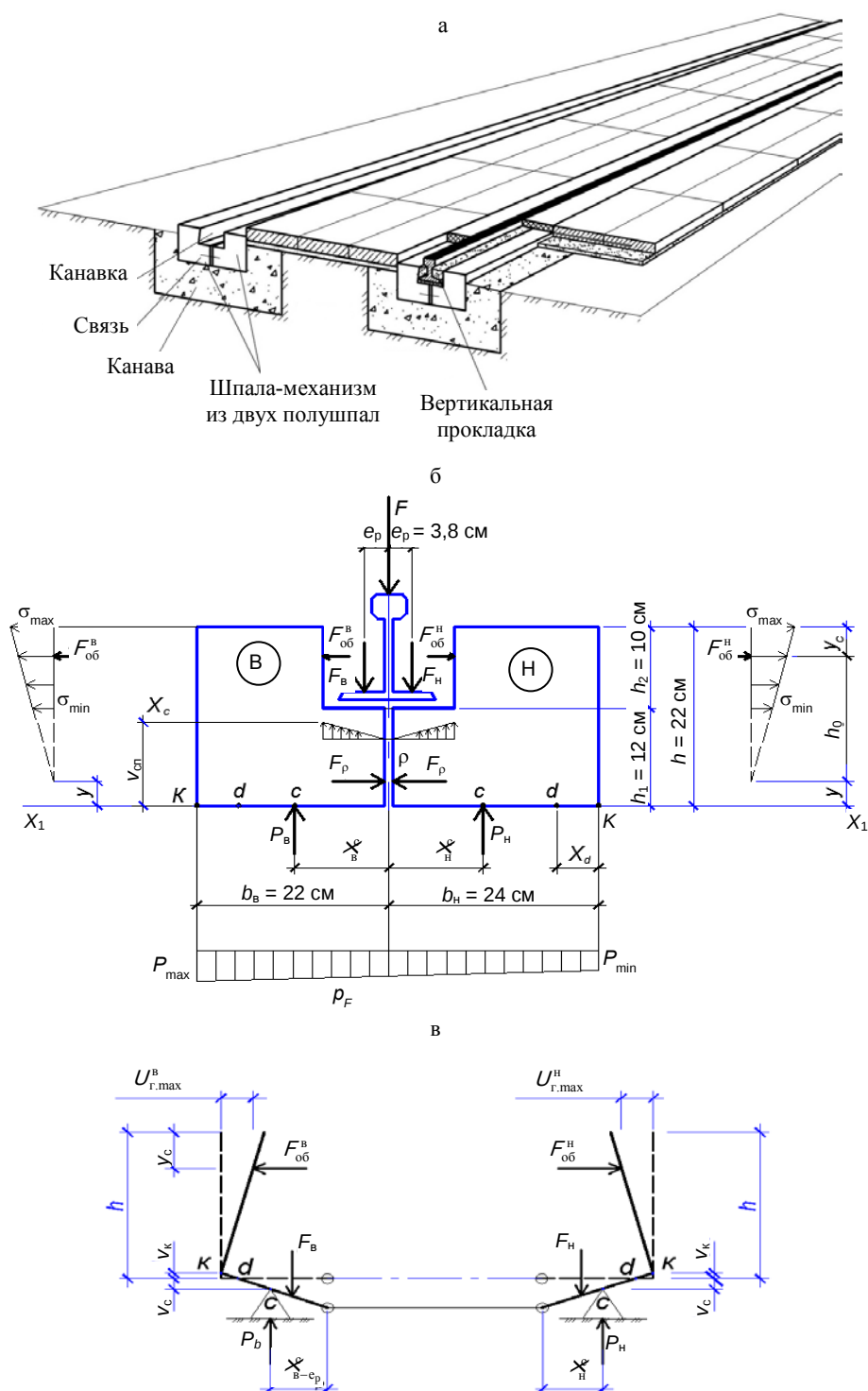


Рис. 1. Эффект обжатия и конструкция ленточного трамвайного пути:
а – ленточный трамвайный путь (фрагмент); б – расчетная схема ЭОР по прочности, $\Sigma M_p = 0$;
в – то же по перемещениям $U, v_c = y_{\max}, v_d = 0$

3) обеспечить устойчивое положение рельса и резкое снижение уровня шума, размещая рельс внутри шпалы-механизма, создавая

экран из полушпал, увеличивая его массу в результате обжатия этой железобетонной шпалой;

4) построить ленточный рельсовый путь не условно ленточным путем, а состоящим из слоев в виде лент постоянного поперечного сечения, отсюда название ЛТП.

ЭОР по прочности определяется горизонтальными силами встречного взаимодействия (σ_i), распределенными на вертикальных гранях полушпалы и рельса (рис. 1б) по треугольным эпюрам. (Подтверждается результатами компьютерного расчета рельсовой нити методом конечных элементов.) Расчетной считается равнодействующая этих сил $F_{об}$. Под нагрузкой на рельс она действует как сила обжатия $F_{об}$ с полюсом u_c в центре тяжести треугольной эпюры напряжений. По горизонтали вдоль рельсовой нити зона влияния силы $F_{об}$ определяется длиной $2l'_0$ участка по эпюре в виде треугольника сжатых лент основания, шпалы-механизма, рельса, симметрично располагаемых по обе стороны от колеса. Аналог – эпюра распределения прогибов балки на упругом основании [2] по параболе, состоящей практически из двух треугольников, под действием сосредоточенной силы.

Упругое основание оценивается величиной модуля упругости E , разной у различных материалов. Уменьшение E сопровождается увеличением сжимаемости основания и крена полушпал. Этот параметр расширяет диапазон возможностей ЭОР по перемещениям. Из практики строительства трамвайных путей на рельсошпальной решетке известно, что величина горизонтальной опрокидывающей рельсов силы F_r не превышает 25 % вертикальной нагрузки F . Поэтому для устойчивости ЛТП, удержания рельса в железобетонной шпале-механизме от опрокидывания, гашения вибрации и шума от проходящего поезда проектировали $F_{об} \leq 0,25F$.

Для количественной оценки ЭОР нужен способ расчета силы обжатия по прочности и перемещениям. Определенность состояния слоистой конструкции рельсовой нити под колесом на сжатом расчетном участке $2l'_0$ и ее параметров образуется в результате обжатия рельса с вертикальными прокладками силой $F_{об}$. Характеризуется выполнением условий равновесия, условий совместимости перемещений всех элементов конструкции рельсовой нити, условий взаимодействия конструкции со

средой. Эта определенность обосновывает использование расчетной схемы и способ расчета рельсовой нити как балки на упругом основании в сочетании с предлагаемым способом расчета ЭОР.

Количественная оценка эффекта обжатия рельса с прокладками разработана на примере расчетов ЛТП. Базовый вариант – трамвайный путь на рельсошпальной решетке (прерывистый фундамент). С ним целесообразно сравнивать эффективность ЛТП (ленточный фундамент), используя его расчетные данные и размеры площадей подошв, передающих нагрузку на основание с последующей корректировкой по мере научной разработки ЭОР и практической необходимости. Например, суммарная опорная площадь подошвы шпал одного километра пути на рельсошпальной решетке, построенного из шпал длиной $l_{ш} = 2,7$ м, шириной $b_{ш} = 0,20$ м при количестве 1680, равна $A_{ш} = 2,7 \cdot 0,2 \cdot 1680 = 907,2$ м². Из них на один метр пути приходится 0,907 м² и под одну рельсовую нить – 0,46 м² при ширине $B = 0,46$ м = 46 см. Если принять шпалу-механизм высотой $h = 22$ см, потребуется расход бетона, соизмеримый с расходом бетона трамвайного пути на рельсошпальной решетке.

Крен рельса к оси пути создаст внецентренное нагружение рельсовой нити, для чего проектируется шпала-механизм из полушпал разной ширины: $b_b = 22$ см, $b_n = 24$ см. Отсюда как вариант [3] принимаем для расчета и анализа устанавливаемых закономерностей ЭОР размеры шпалы-механизма под трамвайный путь по рис. 1б, где упругие прокладки по трем граням рельса условно не обозначены.

Расчетные данные пути на рельсошпальной решетке: допустимое давление на балласт под шпалой $R_1 = 0,15\text{--}0,30$ МПа; допустимое напряжение в основании балласта $R = 0,25\text{--}0,60$ МПа. Для балласта использовали щебень как имеющий стабильные деформационные свойства. Модуль упругости щебня $E_{щ} = 100\text{--}200$ МПа, его зимний модуль упругости $E_{у,з} = 200$ МПа. В процессе эксплуатации балласт уплотнялся. Целесообразно считать упругим балласт с величиной модуля упругости $E_0 = 200$ МПа. Соответственно упругими считают-ся определенные с его применением сжимае-

мость основания, осадки и перемещения полушпал и рельсовой нити.

Грунт, окружающий шпалу-механизм, рассматривается как упругая, линейно-деформируемая среда, характеризующая коэффициентом постели K_0 или приведенным коэффициентом постели $K = K_0 b$. При расчете ЛТП по несущей способности основания для выявления закономерностей ЭОР использовали рекомендуемые [2] коэффициенты постели, равные 150 и 200 МН/м, которые характеризуют практически упругое основание. Формируются в результате многократной загрузки основания ленточного пути расчетной нагрузкой при положительной и отрицательной температуре. Соответственно при $B = 0,46$ м приведенный коэффициент постели балластного слоя $K = 150 \cdot 10^6 \cdot 0,46 = 69$ МПа и $K = 200 \cdot 10^6 \cdot 0,46 = 92$ МПа.

Осевой момент инерции рельса Р43 $I_x = 1489$ см⁴, момент сопротивления $W_x = 208$ см³, ордината центра тяжести $Y_p^c = 6,86$ см и площадь сечения $A_p = 55,7$ см². Модуль упругости стали $E_c = 206$ ГПа. Жесткость рельса Р43 $E_p I_p = 2,98 \cdot 10^6$ Н·м². Начальный модуль упругости бетона $E_6 = 23\text{--}40$ ГПа, для бетона класса С25/30 $E_6 = 32,5$ ГПа [2].

Использовали две прокладки 8×7 см из прессованной [4] резины ($E_{рез} = 8$ ГПа; $R_2 = 10\text{--}12$ МПа), располагаемые по сторонам шейки рельса. Их делают из того же материала, что и горизонтальные прокладки под подошвой железнодорожного рельса, где через них передается в 3–4 раза большая нагрузка, а потому гарантированы в ЛТП их прочность и жесткость. Расчет не требуется.

Задача. Определить геометрические характеристики и жесткость поперечного сечения рельсовой нити с рельсом Р43, шпалой-механизмом, состоящей из двух полушпал [4] шириной $b_b = 22$ см и $b_n = 24$ см, высотой $h = 22$ см (рис. 1б). Площадь сечения за вычетом площади канавки $A = 862$ см².

Решение. Шпала-механизм. Ордината центра тяжести сечения относительно оси X_1 , расположенной на ее подошве, $y_6 = (46 \cdot 22 \cdot 11 - 15 \cdot 10 \cdot 17)/(46 \cdot 22 - 15 \cdot 10) = 8582/862 = 9,96$ см. Осевой момент инерции ее относительно центральной оси X_6 с ординатой y_6 : $I_{x6} = 46 \cdot 22^3/12 + 46 \cdot 22 \cdot (11 - 9,96)^2 -$

$$- (15 \cdot 10^3/12 + 15 \cdot 10 \cdot (17 - 9,96)^2) = 33224 \text{ см}^4. \text{ Жесткость из бетона класса С25/30: } E_6 I_{x6} = E_{ш} I_{ш} = 32,5 \cdot 10^9 \cdot 33224 \cdot 10^{-8} = 10,80 \cdot 10^6 \text{ Н·м}^2.$$

Рельсовая нить. Сечение рельсовой нити, составленной из слоев разных материалов (железобетонной шпалы-механизма, стального рельса, упругих прокладок), но обжатое и поэтому практически цельное, приводится к параметрам веса бетона ординаты центра тяжести (центр масс) составной рельсовой нити относительно оси X_1 (рис. 1б) с учетом объемного веса составляющих сечение слоев:

$$y_{сн} = (862 \cdot 9,96 \cdot 2,5 + 55,7 \cdot 19,86 \cdot 7,85 + 14 \cdot 8 \cdot 18 \cdot 1,0)/(862 \cdot 2,5 + 55,7 \cdot 7,85 + 14 \cdot 10 \cdot 1,0) = 32,16 \cdot 10^6/2,732 \cdot 10^6 = 11,76 \text{ см}.$$

Осевой момент инерции сечения составной рельсовой нити относительно центральной оси X_c :

$$I_{xc} = 46 \cdot 22^3/12 + 862 \cdot (9,96 - 11,76)^2 + 3,14 \cdot (1489 + 55,7 \cdot (19,96 - 11,76)^2 + 0,4 \cdot ((7 \cdot 2 \cdot 8^3/12 + 14 \cdot 8 \cdot (18 - 11,76)^2) = 43600 + 16435 + 1983 = 62018 \text{ см}^4.$$

Здесь коэффициенты: $3,14 = 7,85/2,5$ – сталь рельса; $0,4 = 1,0/2,5$ – прокладки из жесткой резины.

Жесткость составного обжатого расчетного участка рельсовой нити из бетона класса С25/30: $E I_{xc} = 32,5 \cdot 10^9 \cdot 62018 \cdot 10^{-8} = 20,16 \cdot 10^6$ Н·м² образуется при наезде колеса.

Жесткость составного необжатого участка рельсовой нити: $E I_{xc} = (10,8 + 2,98) \cdot 10^6 = 13,78 \cdot 10^6$ Н·м² образуется при откате колеса за пределы расчетного участка.

С целью контроля выполнен расчет жесткости сечения из двух полушпал, но уже с учетом центра жесткости и модуля упругости составляющих сечение слоев. Результаты отличаются на $(62018 - 61085)/62018 \cdot 100 \% = 1,5 \%$, т. е. в пределах допустимой точности выбранных параметров рельсовой нити.

Расчет ЭОР по условию прочности. Задача. Вертикальная динамическая нагрузка $F_d = F_{ст} K_d = 50 \cdot 1,4 = 70$ кН действует в средней части рельсовой нити. Коэффициент динамичности $K_d = 1,4$. Требуется определить I'_0 , M_{max} , u_{max} методом расчета балки на упругом основа-

нии, использующем гипотезу Фусса – Винклера [5]. Далее по тексту $F_d = F$.

$$\text{Решение. } K = 92 \text{ МПа, } \beta = \sqrt[4]{K/4EI_{xc}} = \sqrt[4]{92 \cdot 10^6 / 4 \cdot 20,16 \cdot 10^6} = 1,03.$$

$l_0 = \pi/\beta$, $l'_0 = 0,75l_0 = 0,75 \cdot 3,14/1,03 = 2,28$ м – полудлина сжатого участка рельсовой нити по треугольной эпюре распределения давления в уровне ее подошвы на основание.

$y_{\max} = v_{\max} = -F\beta/2K = -70 \cdot 10^3 \cdot 1,03/2 \times 92 \cdot 10^6 = -0,4$ мм – упругий прогиб, равный осадке под силой F , испытывающий сжатие участка рельсовой нити.

$M_{\max} = F/4\beta = 70/4 \cdot 1,03 = 16,99$ кН·м – изгибающий рельсовую нить момент относительно центральной оси X_c .

Соотношение параметров слоев рельсовой нити можно регулировать по формуле $1/\rho = M/EI = M_p/E_p I_p = M_{ш}/E_{ш} I_{ш} = \text{const}$. Например, под нагрузкой момент $M_{\max}$ перераспределяется между рельсом и шпалой-механизмом, а так как она имеет большую жесткость, соответственно, воспримет большую часть момента $M_{\max}$.

В ЛТП уменьшается роль рельса по вопросам прочности и жесткости рельсовой нити, следовательно, массу рельса можно уменьшить и экономить металл:

$$M_{ш} = M_{\max} E_{ш} I_{ш} / EI_{xc} = 16,99 \cdot 10,80/20,16 = 9,1 \text{ кН·м.}$$

$$M_p = M_{\max} - M_{ш} = 16,99 - 9,1 = 7,89 \text{ кН·м.}$$

Напряжения в бетоне шпалы-механизма (без учета прочности арматуры – в запас) от $M_{\max}$:

$$\sigma_{ш} = M_{ш}(h - y_c)/I_{xc} = 9,1 \cdot 10^3 \times 11,76 \cdot 10^{-2}/62018 \cdot 10^{-8} = 1,73 < 17 \text{ МПа.}$$

Напряжения в рельсе: $\sigma_p = 7,89 \cdot 10^3/208 \times 10^{-6} = 37,93 \text{ МПа} < 240 \text{ МПа}$.

Получен многократный (10; 6) запас прочности материалов рельсовой нити и однократ-

ное (см. далее по тексту) соблюдение запаса по величине условия прочности основания. Значит, размеры рельсовой нити следует оптимизировать соответственно конкретным параметрам рельса, железобетона, балласта и грунта.

Проверка условия $\varepsilon_p = \varepsilon_{ш}$. Здесь $\varepsilon_{ш} = 1,73 \cdot 10^6/32,5 \cdot 10^9 = 0,056 \cdot 10^{-3}$ – деформация шпалы-механизма; $\varepsilon_p = 37,93 \cdot 10^6/206 \cdot 10^9 = 0,18 \cdot 10^{-3}$ – то же рельса. Разная величина деформаций контактирующих рельсов и шпалы: рельса больше, поэтому нагруженная железобетонная шпала совместно с балластом силами трения между слоями будут препятствовать смещению в шпале рельса от изгибов, работать как противоугонное устройство рельсов.

По табл. 1, где приведены результаты расчета рельсовой нити, можно заключить:

1) уменьшение жесткости рельсовой нити в полтора раза незначительно (10 %) на результатах расчета $v_{\max}^m$ и l'_0 , но может повлиять на динамику движения, так как колебания величины смещения v_i рельса от горизонтальной линии качения колеса сопровождаются появлением дополнительных сил инерции;

2) уплотнение основания в процессе эксплуатации ЛТП при росте коэффициента постели K_0 на 33 % сопровождается уменьшением $y_{\max} = v_{\max}$ на 40 % – обратная зависимость.

В поперечном направлении расчет ЭОР по прочности – это расчет силы обжатия на сжатом участке нагружаемого основания и рельсовой нити через условие равновесия одной полушпалы, как рычага, например наружной [2]. Геометрическую схему рычага образуют вертикальная наружная контурная линия сечения полушпалы и горизонтальная линия, параллельная подошве и проходящая через связь (точка р).

Таблица 1

Результаты расчета рельсовой нити 46 · 22 см, как балка на упругом основании (БУО), на нагрузку $F = 70$ кН

Коэффициент постели K_0 (К), МПа	Бетон C25/30							
	БУО: шпала-механизм, рельс, прокладки (средняя часть), обжатие				БУО из шпалы-механизма (под шарнирным стыком рельсов без учета их жесткости)			
	$EI_{xc} \cdot 10^6$, Н·м ²	$v_{\max}$, мм	$M_{\max}$, кН·м	l'_0 , м	$EJ_{xc} \cdot 10^6$, Н·м ²	$v_{\max}$, мм	$M_{\max}$, кН·м	l'_0 , м
200 (92)	20,16	0,40	16,99	2,28	13,78	0,44	15,35	2,07
150 (69)	20,16	0,66	20,11	2,71	13,78	0,73	18,23	2,46

Расчетную схему рычага создают горизонтальное плечо полушпалы, распределяющее движущую нагрузку F на контактное давление в уровне подошвы на основание (рис. 1б), и вертикальное плечо с треугольной эпюрой горизонтальных сил сопротивления. Распределенную нагрузку согласно принципу освобожденности тел от связей уравнивали равнодействующими силами P_i и $F_{об}$, прикладывая их в центре тяжести площадей эпюр.

Но рычагу необходима опора. Этому требованию соответствуют: точка расположения равнодействующей P_i реактивного давления на полушпалу при расчете ее наклона и точка p на горизонтальной связи, служащая условной опорой при расчете силы обжатия. Считали крен вертикального плеча полушпалы, как рычага, относительно точки d с нулевым значением реактивного давления по эпюре рис. 2б.

По условию равновесия проекции возможных сил на горизонтальную ось полушпалы следует, что усилие в связях, соединяющих полушпалы, соизмеримо с силой обжатия. Связь прерывистая из арматурных стержней укладывается при бетонировании шпалы-механизма на высоте y от подошвы в точке p . Точка p – проекция на плоскость поперечного сечения линии, проходящей через стыки горизонтальных металлических связей с бетоном полушпалы.

Изгиб рельсовой нити в поперечном направлении относительно точки p описывается формулой внешнего изгибающего момента $M_{и}^p = P_n(x_n^c - e_p)$ (рис. 1) и уравнивается внутренним моментом, который создает сила обжатия $M_{об}^p = F_{об}(h - y - y_c)$. Из формул моментов $M_{и}^p$ и $M_{об}^p$ следует, что их величины зависят от геометрических параметров полушпал и их соотношений, а из равенства моментов выводится формула расчета силы $F_{об}$:

$$F_{об} = P_n(x_n^c - e_p)/(h - y - y_c),$$

где y_c в соответствии с условием пропорциональности величины напряжений расстоянию от точки p , образующих треугольную эпюру, в сечениях боковых вертикальных прокладок, определяется по формуле $y_c = h_2((h +$

$+ 2h_1 - 3y)/3(h + h_1 - 2y)$; x_n^c – абсцисса центра тяжести сечения полушпалы относительно оси рельса; P_n – равнодействующая реактивного давления балласта на подошву наружной полушпалы.

По мере удаления нагрузки от колеса образуются волнообразные прогибы слоистой рельсовой нити, амплитуда колебаний которых быстро уменьшается с уменьшением ее жесткости. Уменьшение (непостоянство) жесткости обусловлено действием нагрузки от колеса: по мере приближения колеса – постепенное суммирование параметров включаемых слоев, а по мере удаления колеса – постепенное вычитание параметров выключаемых слоев. Расчетной принята конструкция рельсовой нити под колесом с названием «цельная».

В расчетах принято допущение, что на сжатие сзади и впереди нагрузки работают ее участки длиной полуволны l'_0 с распределением давлений на основание по эпюре треугольника вместо эпюры волнообразного очертания [2]. Продольную эпюру распределения контактных сжимающих напряжений в основании шпалы-механизма по треугольнику можно уравновесить по прямоугольнику $0,5l'_0 \cdot 2p_{\max} = p_{\max}l'_0$ для упрощения практических расчетов перемещений полушпал и краевого давления на балласт.

При разработке метода расчета ЭОР принят вариант действия сил на внутреннюю и наружную полушпалы (относительно оси ЛТП), работающих отдельно, т. е. без учета взаимовлияния напряженно-деформированного состояния в их основании. В этом случае закономерно применение принципа независимости действия сил. Кроме того, силовые параметры отдельно работающих полушпал – это их максимально возможные значения в упругой стадии, практически резерв их возможностей в данной ситуации. Они свидетельствуют о надежности ЛТП с ЭОР. Изменение такой силовой расчетной схемы с учетом взаимовлияния способствует увеличению ЭОР.

Контактное давление в уровне подошвы правой рельсовой нити на основание рассчитывается, как под фундаментом, внецентренно (эксцентриситет $e = 1$ см) нагруженным вер-

тикальной силой (рис. 1а). Краевое давление на основание:

- внутреннего края подошвы рельсовой нити

$$\begin{aligned} -p_{\max} &= -70 \cdot 10^3 / 2,28 \cdot 0,46 - \\ &- 70 \cdot 10^3 \cdot 0,01 \cdot 6 / 2,28 \cdot 0,46^2 = \\ &= (-66743 - 8706) \text{ Па} = -0,076 \text{ МПа} < -0,25 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

- наружного края

$$p_{\min} = (-66743 + 8706) \text{ Па} = -0,058 \text{ МПа}.$$

Различие числовых значений $p_{\max}$ и $p_{\min}$ характеризует наклон рельсовой нити к оси пути. По трапеции (рис. 1б) реактивного давления промежуточные значения определяются по формуле $p_i = p_{\min} + (p_{\max} - p_{\min})x_i/B$.

Соответственно давление по оси рельса при $x = 0,24$ м составляет величину $p_f = -0,058 - (0,076 - 0,058) \cdot 0,24/0,46 = -0,068$ МПа.

Равнодействующая сила для наружной полушпалы с крайевыми параметрами трапеции реактивного давления: $p_f = -0,068$ МПа; $p_{\min} = -0,058$ МПа; $x_i = b_n = 0,24$ м; $x_{i-1} = 0$; $l'_0 = 2,28$ м:

$$\begin{aligned} P_n &= -(0,058 + 0,068) \cdot 10^6 \cdot 2,28 \cdot (0,24 - 0)/2 = \\ &= -34,47 \text{ кН} \approx -35 \text{ кН} \end{aligned}$$

с абсциссой полюса силы $x_n^c = (b_n - 0) \times (p_f + 2p_{\min})/3(p_f + p_{\min}) = 0,24 \cdot (0,068 + 2 \cdot 0,058)/3 \cdot (0,068 + 0,058) = 11,68$ см (рис. 2в).

Числовые значения $F_{об}$, y_c , рассчитанные для сжатого участка $l'_0 = 2,28$ м, приведены в табл. 2.

Таблица 2

P_n , кН	B , см	h , см	y , см	y_c , см	$F_{об}$, кН
34,47	46	22	3	4,41	18,62
			6	4,24	23,10
			9	3,96	30,05
		26	3	4,54	14,71
			6	4,44	17,46
			9	4,31	21,40

Увеличение высоты шпалы-механизма ведет к уменьшению силы обжатия, если $B = \text{const}$, а увеличение y_i – к росту $F_{об}$ при $h = \text{const}$.

Приближается к нормируемой $F_{об} = 17,5$ кН по числовому значению $F_{об} = 18,62$ кН, если $y = 3$ см, $h = 22$ см. Принимаем $y = 3$ см для расчетов и последующего анализа и как необходимую толщину защитного слоя концов металлической связи в бетоне.

Полушпалы. Контактные давления (рис. 2б) в уровне подошв полушпал правой относительно оси пути (рис. 2б) рельсовой нити на основание:

а) наружной полушпалы (давление от рядом расположенной с ней внутренней полушпалы пока не учитываем), эксцентриситет нагрузки ($x_n^c - e_p$) = 7,88 см:

• наибольшее $p_{\max} = -34,47 \cdot 10^3 / 2,28 \cdot 0,24 - 34,47 \cdot 10^3 \cdot 0,079 \cdot 6 / 2,28 \cdot 0,24^2 = (-62993 - 124412) \text{ Па} = -187405 \text{ Па} = -0,19 \text{ МПа}$ (сжатие основания);

• наименьшее $p_{\min} = (-62993 + 124412) = 0,06$ МПа – растяжение-отрыв от основания наружного края полушпалы;

• давление под центром тяжести полушпалы с $x = 0,117$ м составляет величину

$$\begin{aligned} p_c &= 0,06 + (-0,19 - 0,06) \cdot 0,117/0,24 = \\ &= -0,066 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

б) аналогично вычисляются контактные давления $p_{\max} = -0,204 < -0,25$ МПа; $p_{\min} = 0,063$ МПа (рис. 2а) в уровне подошвы внутренней полушпалы, нагруженной вертикальной и горизонтальной силами. Эксцентриситет ($x_n^c - e_p$) = 6,88 см.

В результате перерасчета крайевых давлений по двузначной эпюре (без зоны «растяжения» основания) показано увеличение $p_{\max}$ на 10,5 % и уменьшение $p_{\min}$ на 32,8 %, что соответственно увеличит крен и величину резерва ЭОР по перемещениям, т. е. коэффициент запаса.

Из-за большой разницы эксцентриситетов приложения нагрузки напряженно-деформированное состояние основания цельной рельсовой нити с полушпалами в ней значительно меньше его отдельно нагруженных полушпал (рис. 2). Это объясняет наличие мгновенного поворота полушпал внутри рельсовой нити, а если убрать связь или увеличить ее длину, рельс будет опираться на две отдельные полушпалы с резким увеличением разницы реактивного давления на подошву и увеличения разницы деформаций основания. Такое изменение расчетной схемы – один из путей регулирования величины ЭОР, резерв увеличения ЭОР и стабильности в условиях длительной эксплуатации ЛТП.

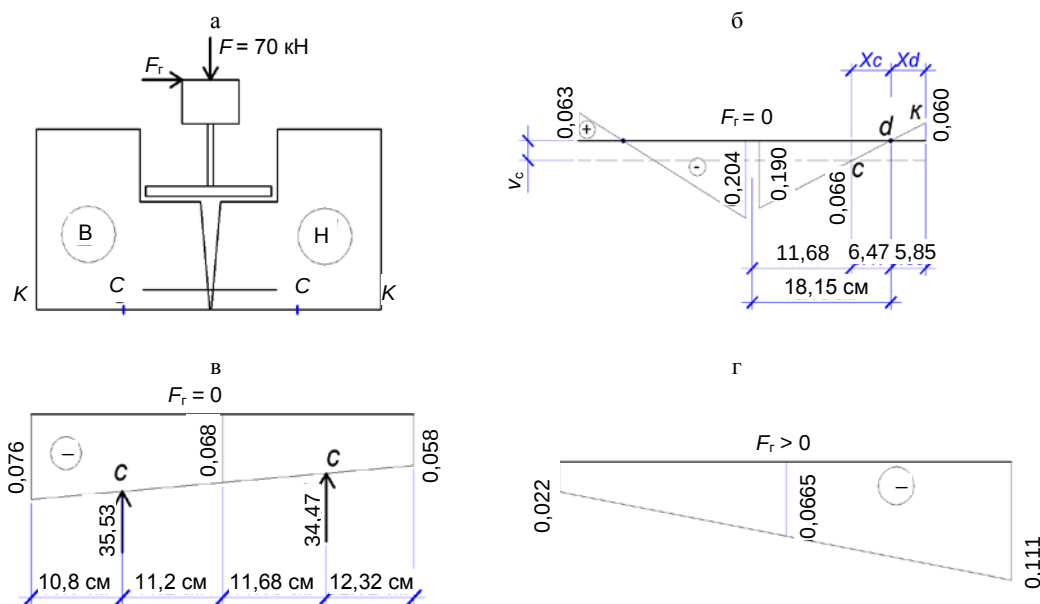


Рис. 2. а – схема сечения рельсовой нити и действующих внешних сил; б – эпюра контактного давления на основание в уровне подошвы внутренней (В) и наружной (Н) полушпал без учета взаимовлияния; в – то же контактного давления на основание в уровне подошвы цельной рельсовой нити и равнодействующие реактивные силы; г – то же контактного давления на основание в уровне подошвы цельной рельсовой нити

Основным вариантом загрузки рельсовой нити для исследований ЭОР принят вариант по рис. 2б как характеризующий напряженно-деформированное состояние основания отдельно работающих полушпал в шпале-механизме перед слиянием далее по мере движения нагрузки и полушпалы в напряженно-деформированное состояние основания цельной рельсовой нити (рис. 2в).

Конструкцией ЛТП предусмотрен крен рельсовой нити к оси пути, что исключает появление болтанки вагона и горизонтальный удар колеса по рельсу. Произойдет плавный накат реборды колеса на головку левого или правого рельса по ходу движения. Но если допустить, что вся горизонтальная нагрузка передается ребордой колеса (без учета сил трения колеса по головке параллельного рельса) только на одну рельсовую нить, тогда необходимы контрольный расчет и анализ результатов решения задачи по учету возможной горизонтальной силы F_r .

Задача. Рассчитать реактивные давления основания по подошве рельсовой нити в зоне действия вертикальной силы $F = 70 \text{ кН}$, силы обжатия $F_{об} = 18,62 \text{ кН}$ и горизонтальной

нагрузки от реборды с плечом $(h_1 - y + h_p) = 12 - 3 + 14 = 23 \text{ см}$, направленной от оси пути к правому рельсу. Плечо – расстояние от горизонтальной связи полушпал до контакта реборды с головкой рельса.

Решение. При загрузке правой рельсовой нити вертикальной силой совместно с ударом горизонтальной силой на уровне головки рельса не меняются давления в основании левой рельсовой нити. Но на мгновение могут измениться давление (рис. 2г) на основание правой рельсовой нити и крен. Наружный край шпалы-механизма окажет увеличенное давление

$$p_{\max}^H = (-70 \cdot 10^3 / 2,28 \cdot 0,46 + 70 \cdot 10^3 \times 0,01 \cdot 6 / 2,28 \cdot 0,46^2 - 18,62 \cdot 10^3 \cdot 0,23 \times 6 / 2,28 \cdot 0,46^2) \text{ Па} = -66743 + 8706 - 53261 = -111298 \text{ Па} = -0,111 \text{ МПа} > -0,058 \text{ МПа} \text{ (рост на } 91,4 \text{ \%)}.$$

Уменьшится давление внутренним краем шпалы-механизма на основание

$$p_{\min}^B = -66743 - 8706 + 53261 = -22188 \text{ Па} = -0,022 \text{ МПа} < -0,076 \text{ МПа} \text{ (уменьшение на } 71 \text{ \%)}.$$

Крен рельсовой нити изменит направление (рис. 2в, г). Такие мгновенные изменения возможны при условии, если горизонтальная сила изогнет рельсовую нить ЛТП.

Однако сопутствующее упругое смещение ее в горизонтальном направлении возможно лишь теоретически из-за большой жесткости и массы рельсовой нити ЛТП в этом направлении. Если сравнивать с жесткостью рельса на рельсошпальной решетке, то она в 60–70 раз больше. Кроме того, рельсовая нить бесконечной длины и она как неразрезная жесткая упругая балка сгладит любой разовый горизонтальный выгиб рельса от действия горизонтальной силы. Горизонтальная сила не учитывается в расчетах ЭОР.

Эффект обжатия по перемещениям. В период обкатки ЛТП выбираются упругопластические деформации основания рельсовой нити, формируется упругое основание, характеризующееся модулем упругости E и принципом линейной деформируемости грунтов. С упругими деформациями вырабатывается в поперечном направлении ломаный со встречным наклоном след подошвы шпалы-механизма, характеризующийся ее осадкой, наклоном i горизонтального плеча каждой полушпалы относительно горизонтальной подошвы шпалы-механизма, креном i вертикальных плеч и обжатием рельса с прокладками (рис. 1) с резервом $U_{г.макс}$.

О деформированном состоянии упругого основания полушпал свидетельствуют эпюры напряжений на рис. 2 и расчетная схема ЭОР по перемещениям на рис. 1в. На рис. 1в и рис. 2 показаны два положения горизонтального плеча наружной (относительно оси ЛТП) полушпалы: первое исходное положение – горизонтальное, второе положение плеча наклонное. Поворот горизонтального плеча полушпалы i относительно точки c происходит одновременно с его осадкой ($v_c = y_{макс}$) при движении колеса по рельсу и наезде на рассчитываемое сечение.

Очевидно, что чисто упругое поведение зернистой среды возможно лишь при очень небольших перемещениях, сообщаемых внешним многократным воздействием. Речь идет о долях миллиметров, т. е. о величинах, обычно не учи-

тываемых в геотехнической практике [5, 6]. Однако подобные малые упругие перемещения и есть необходимая величина для проявления ЭОР по перемещениям.

Пример. Определить минимальное необходимое перемещение U_r вектора силы $F_{об}$ для проявления ЭОР из условия $U_{г.мин} \geq \Delta$ в упругой постановке задачи расчета.

Решение. Рассчитываем упругую деформацию Δ с использованием формулы Гука и чисел из предыдущих примеров $U_{г.мин} = \Delta = F_{об} \delta_{пр} / E_{пр} h_2 l'_0 = 18,62 \cdot 10^3 \cdot 0,07/8 \cdot 10^9 \cdot 0,08 \times \times 2,28 = 0,89 \cdot 10^{-3}$ мм. Следует иметь в виду, что в процессе эксплуатации образуется износ рельса, полушпал, прокладок – соответственно, для целей практики нужен автоматически реализуемый резерв для погашения неупругих перемещений U_r , больший по величине деформации Δ сжатия вертикальной прокладки.

Резерв – гарант стабильности ЭОР на случай возможных изменений грунтовых параметров при изменениях климатических условий. Разница возможных и необходимых перемещений является резервом ЭОР по перемещениям. Рассчитывается резерв горизонтальных перемещений вектора $F_{об}$, используя эпюры прочности на рис. 2 и исходя из линейной зависимости между ними, деформациями основания [7] и принципа независимости действия сил. Применяется правило линейного приращения ординат эпюры прочности вдоль сжатого участка [7].

Числовой пример. Используя эпюру (рис. 2б) контактного давления в уровне подошвы наружной полушпалы на основание, определяем положение точки d , характеризующей нулевое значение давления, из подобия треугольников $x_d/(24 - x_d) = 0,06/0,190$. Относительно правого конца полушпалы $x_d = 5,85$ см. Также из подобия треугольников $x_c/18,15 = 0,066/0,190$ вычисляется $x_c = 6,47$ см = 64,7 мм.

Осадка точки d равна $y_{макс} = 0,4$ мм по расчету рельсовой нити по прогибам. Считаем наклон горизонтального плеча и крен вертикального плеча полушпалы $i = 0,4/64,7 = 6,16 \cdot 10^{-3}$. Перемещение в уровне вектора $F_{об}$ равно $U_{г.макс} = 6,16 \cdot 10^{-3} \cdot (221 - 44,1) = 1,1$ мм.

Такие горизонтальные перемещения полушпалы получают увеличением ($1,1/0,4 = 2,75$ раза) ею собственной осадки. Эти возможные (отсутствие рельса) перемещения раздельно работающих полушпал в $1,1/0,89 \cdot 10^{-3} = 1236$ раз больше необходимых для развития ЭОР перемещений.

Столь большой коэффициент запаса служит подтверждением достоверности использования общих выводов и положений об ЭОР, разработанных по исходным числовым данным частного случая загрузки рельсовой нити. Это означает также, что при проектировании рельсовой нити полный расчет ЭОР по перемещениям не требуется. Нет необходимости учитывать и не имеющую практического значения величину ($0,89 \cdot 10^{-3} \cdot 70/18,62 = 3,35 \cdot 10^{-3}$ мм) деформации прокладки под подошвой рельса.

Крен рельсовой нити и полушпал образуется не только внецентренной их загрузкой, но и особенностями конструкции ЛТП. К. Терцаги отметил, что посередине загруженной площади основание имеет большую осадку, чем участки по ее краям. В. Титов и В. Хромов [8] экспериментально подтвердили: по оси рельсового пути с поперечным расположением шпал упругие осадки основания в 2–2,5 раза больше осадок основания по оси рельса. Применительно к ожидаемым деформациям в аналогичной ситуации под нагрузкой будет происходить увеличение неодинаковых деформаций основания рельсовых нитей к оси ЛТП, соответственно и их крена, что будет препятствовать развалу колеи и невозможности накатывания реборды колеса на рельс.

Намного больше увеличивают возможный резерв крена рельса следующие известные факторы: по оси рельсовой нити в основании двух полушпал, где зазором определяется расстояние между ними, увеличению возможного (отсутствие вставки из рельса с прокладками) крена полушпал к оси рельса способствует наложение напряженно-деформированного состояния в их основании. Кроме того, даже на уплотненном основании образуется неодинаковая осадка разных по ширине ленточных фундаментов: уменьшение ширины – увеличение осадки полушпал. Для объяснения здесь

применимо заключение Л. Мелентьева [9]. Он пишет: «Сужение ширины нижней постели брусьев до 21 см недопустимо, так как в этом случае удельная осадка (1 мм на 1 млн т) увеличивается на 30 % по сравнению с осадкой при ширине 23 см, на 51 % – по сравнению с шириной 25 см и на 66 % – с шириной 27 см». Значит, сужение в шпале-механизме подошв полушпал от 24 до 22 см резко увеличит разницу их осадок и наклон рельсовой нити к оси пути через более узкую полушпалу.

ЛТП – гибкая конструктивная система, совместно с балластом гасит механические колебания рельса и шум, а регулированием величины ЭОР достигается необходимое демпфирование системы. В ЛТП упругие прокладки под подошвой и по бокам рельса служат ему и шпале-механизму амортизатором, так как смягчая удары, защищают их.

С устройством жестких стыков уменьшается ударный характер шума. Основная доля шума на трамвайных путях обусловлена качением колеса по рельсу и, чем больше шероховатость поверхности катания колеса, рельса и эллипсоидность колеса, чем больше разница в диаметрах колес одной оси, тем выше уровень шума, распространяемого рельсом. В ЛТП энергию вибрирующего рельса воспринимает шпала-механизм в процессе обжатия его нагрузкой от колеса, балласт и основание.

Специфика ЭОР по защите от шума и вибрации [10]: демпфирование, т. е. принудительное гашение энергии удара в горизонтальной плоскости в момент и в зоне ее возникновения, изоляция вибрирующего и звучащего рельса железобетонными экранами из полушпал. Шум и вибрация гасятся также в результате изменения жесткости слоистой рельсовой нити при наезде колеса и при откате его. Вне сжатого участка каждый слой колеблется с разной амплитудой и препятствует контактирующим с ним слоям достигать резонанса.

Сравнительно с жесткостью рельса в трамвайном пути на рельсошпальной решетке вертикальная жесткость рельсовой нити в ЛТП в 3–6 раз больше, но меньше в 12–15 раз излишней жесткости трамвайного пути на сплошной железобетонной плите. Излишняя жест-

кость трамвайного пути на железобетонной плите даже с учетом ее равнопрочности и равножесткости создает условия, при которых все большая часть энергии вибрации рельса воспринимает плита с выключением упругого основания. Плита становится резонатором ударного шума.

ВЫВОДЫ

1. Изучена механика эффекта обжатия нагружаемого рельса полушпалами *L*-образного сечения. Установлено, что эффект обжатия рельса – это результат сжатия в двух взаимно перпендикулярных направлениях (обжатие) нагрузкой от колеса рельса с прокладками, если расположить их внутри шпалы-механизма на упругом основании.

2. Методика расчета параметров эффекта обжатия рельса является инструментом для решения прикладных задач ленточных трамвайных путей. Результаты предлагаемого расчета эффекта обжатия рельса в упругой постановке задачи и при неизменных размерах сечения рельсовой нити и введении поправочных коэффициентов соотношения с новыми исходными данными по нагрузке рекомендуются к практическому применению как достоверные значения.

3. Свойства эффекта обжатия тела по горизонтальному направлению – копия свойств его основания, увеличенных либо уменьшенных рычагами *L*-образной формы. Используя эту закономерность, разработаны, исследованы и доведены до практического применения расчетные схемы эффекта обжатия рельса по прочности и перемещениям – основным свойствам и параметрам эффекта обжатия.

4. Выявлена пропорциональная зависимость эффекта обжатия рельса по прочности от величины равнодействующей реактивного давления, разности эксцентриситетов этой равнодействующей и нагрузки и обратно пропорциональной зависимости от расстояния по вертикали между вектором силы обжатия и положением связи сдвоенных фундаментов. Сила обжатия рельса увеличится, если уменьшить высоту фундаментов при неизменных ширине

и давлении на основание или если увеличить ординату расположения связи между ними при неизменной высоте фундамента.

5. Установлено, что в поперечном сечении рельсовой нити горизонтальное перемещение каждой точки вертикального плеча полушпалы относительно точки с нулевым значением давления, расположенной на горизонтальном плече, пропорционально произведению прогиба этой точки и расстоянию по высоте между ними. Способ расчета эффекта обжатия рельса рельсовой нити по перемещениям необходим для расчета резерва горизонтальных перемещений вертикального плеча, обеспечивающего гарантию проявления эффекта обжатия рельса во времени.

6. Гашение шума, передаваемого рельсом, необходимо регулировать величиной силы обжатия полушпалами рельса с прокладками, меняя ординату расположения горизонтальной связи, длину горизонтального плеча полушпала или высоту вертикального плеча.

7. Для решения накопившихся противоречий между экологией и потребностью города в надежном и бесшумном трамвае, дешевом в строительстве и не нуждающемся в эксплуатационных расходах, предлагается саморегулирующаяся бесшумная конструкция ленточного трамвайного пути на рельсовых нитях с эффектом обжатия рельса.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Рельсовый** путь: пат. № 3262 Респ. Беларусь: МПК E01B 2/00, E01B 21/00 / А. В. Трушкина, В. Н. Суходоев; дата публ.: 30.03.2000; Рельсовый путь: пат. № 2177061 Российской Федерации: МПК E01B 2/00, E01B 21/00 / А. В. Трушкина, В. Н. Суходоев; дата публ.: от 20.12.2001.
2. **Байков, В. Н.** Железобетонные конструкции / В. Н. Байков, Э. Е. Сигалов. – М.: Стройиздат, 1985. – С. 368.
3. **Суходоев, В. Н.** Конструкция трамвайного пути с эффектом граблей / В. Н. Суходоев // Геотехника Беларуси: наука и практика: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Минск: БНТУ, 2013. – Ч. 2. – С. 276–290.
4. **Резина.** Метод определения упруго прочностных свойств при растяжении: ГОСТ 270–75 (СТ СЭВ 2594–80). – Взамен ГОСТ 270–64; введ. 01.01.78 до 01.01.88. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 13 с.

5. **Сосянц, В. Г.** Городские рельсовые пути и дороги / В. Г. Сосянц. – М.: Стройиздат, 1965. – С. 145–148.

6. **Соболевский, Д. Ю.** Прочность и несущая способность дилатирующего грунта / Д. Ю. Соболевский. – Минск: Навука і тэхніка, 1994. – С. 232.

7. **Фундаменты** плитные. Правила проектирования: ТКП 45-5.01-67-2007 (02250). – Введ. 01.09.2007. – Минск: Мин-во архитектуры и строительства Респ. Беларусь, 2008. – 136 с.

8. **Титов, В. П.** Прибор для измерения упругих осадок земляного полотна при проходе транспорта / В. П. Титов, В. И. Хромов // Труды VIII Междунар. конгресса по механике грунтов и фундаментостроению. – М.: Стройиздат, 1973. – 205 с.

9. **Мелентьев, Л. П.** Об оптимальном соотношении механических свойств элементов верхнего строения пути / Л. П. Мелентьев // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Транспорт, 1973. – Вып. 501: Совершенствование конструкций пути и стрелочных переводов. – С. 31–35.

10. **Суходоев, В. Н.** Ленточный путь избавления от грохота / В. Н. Суходоев // Ахова працы. – 2001. – № 6. – С. 28–29.

REFERENCES

1. **Trushkina, A. V., & Sukhodoev, V. N.** (2000) Railway. Patent Republic of Belarus, no 3262 (in Russian); Trushkina, A. V., & Sukhodoev, V. N. (2001). Railway. Patent Russian Federation, no 2177061 (in Russian).

2. **Baykov, V. N., & Sigalov, E. E.** (1985) *Reinforced Concrete Structures*. Moscow, Stroyizdat, 368 (in Russian).

3. **Sukhodoev, V. N.** (2013) Design of Tramway with Raker Effect. *Geo-Technics of Belarus: Science and Practice. Proceedings of International Scientific and Technical Conference, Part. 2*. Minsk: BNTU, 276–290 (in Russian).

4. **State Standard 270–75** (СТ СЭВ 2594–80). Rubber. Method for Determination of Elastic and Strength Properties During Extension. Moscow, Publishing Standards, 1987. 13 p. (in Russian).

5. **Sosyants, V. G.** (1965) *Urban Railways and Roads*. Moscow, Stroyizdat, 145–148 (in Russian).

6. **Sobolevsky, D. Yu.** (1994) *Strength and Bearing Capability of Dilatant Soil*. Minsk, Navuka i Tekhnika. 232 p. (in Russian).

7. **Technical Code ТКП 45-5.01-67-2007** (02250) Plate Foundations. Designing Rules and Regulations. Minsk, Ministry of Architecture and Construction of Belarus, 2008. 136 p. (in Russian).

8. **Titov, V. P., & Khromov, V. I.** (1973) Device for Measuring Elastic Earthwork Compaction in the Process of Transport Passover. *Proceedings for VIII International Congress on Mechanics of Earth and Foundation Construction*. Moscow, Stroiizdat. 205 p. (in Russian).

9. **Melentiev, L. P.** (1973) On Optimum Ratio of Mechanical Properties of Track Superstructure Elements. *Proceedings of Central Scientific-Research Institute, Ministry of Railways [TsNII MPS]. Issue. 501: Modernization of Railway Structures and Track Switches*. Moscow, Transport, 31–35 (in Russian).

10. **Sukhodoev, V. N.** (2001) Noise Removal on Belt-Type Railway. *Akhova Pratsy [Labour Security]*, 6, 28–29 (in Russian).

Поступила 23.05.2013