

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

*Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.*

Периодичность – 4 раза в год

4(45) 2014

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БЕРЕСТОВ Е. И., ДЖАЛИЛВАНД Э. Х. Давление на площадку износа ножей землеройно-транспортных машин	6
КАПИТОНОВ А. В., ПАШКЕВИЧ В. М., НЕПША Д. В., ХАТЕТОВСКИЙ С. Н. Методы формообразования и 3D-моделирование профиля зубьев сателлита планетарного эксцентрикового редуктора	13
КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., МОНИЧ С. Г. Влияние электроконтактной и последующей электрохимической обработки поверхности металлических имплантатов на ее шероховатость и прочность соединения с имитатором костной ткани	21
ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф. Анализ фазовых и структурных превращений при механическом легировании систем на основе меди	30

ПАШКЕВИЧ В. М. Математическое обеспечение геометрического контроля сложных периодических профилей с использованием КИМ Dura Max фирмы «Карл Цейс» (Carl Zeiss)	42
РОГАЧЕВСКИЙ К. Е., РОМАНЁНОК С. Н., СЕМЕНОВИЧ С. Н., ТКАЧЁВ Д. А., ШИШЛО К. Н. Технический облик современного универсального информационно-диагностического средства авиационных двигателей	49
САЗОНОВ И. С., КИМ В. А., АМЕЛЬЧЕНКО Н. П., БИЛЫК О. В., БИЛЫК С. Ю. Гашение низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора	60
САЗОНОВ И. С., ЧОЙ КИ-ЙОНГ, КИМ В. А., АМЕЛЬЧЕНКО П. А., СТАСИЛЕВИЧ А. Г. Математические модели динамики разгона колесного трактора	71
СКАДОРВА А. Ф., КАРТАШЕВИЧ А. Н. Критерий оценки качества функционирования фрикционной муфты коробки передач гусеничного трактора «Беларус-2103»	80
ФИТЦОВА Е. С. Силовой анализ сферических передач с промежуточными телами качения	92
ЧОЙ КИ-ЙОНГ, САЗОНОВ И. С., КИМ В.А. Уравнения кинематических связей качения и методы экспериментального определения их коэффициентов	100
ШЕМЕНКОВА А. Л., ЛОВШЕНКО Ф. Г., ШЕМЕНКОВ В. М. Влияние тлеющего разряда на фазовый состав и микротвердость цементированной хромоникелевой стали 20ХНЗА	109

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

МЕЛЬНИКОВА И. С., БОРИСОВ В. И. Выявление поверхностных повреждений дорожных покрытий методом тепловизионного контроля	117
---	-----

ШИША Т. А., ЧИЖ И. Г. Метод контроля волновых aberrаций имплантируемых интраокулярных линз	129
---	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БАБИЧ Е. М., БАБИЧ В. Е., ПОЛЯНОВСКАЯ Е. Е. Исследование сцепления арматуры с бетоном методом математического планирования эксперимента	136
---	-----

СЕМЕНЮК С. Д., КУЗЬМИНА А. А. Прочностные и деформативные характеристики бетонов на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС при кратковременном сжатии и растяжении.....	147
---	-----

- *Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам*
- *Публикуемые материалы рецензируются*
- *Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014
для предприятий и организаций – 000142*

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

BERESTOV Y. I., JALILVAND E. K. Pressure on wear area of blades of earthmoving machines	6
KAPITONOV A. V., PASHKEVICH V. M., NEPSHA D. V., KHATETOVSKY S.N. Methods of forming and 3D-modeling of teeth profile of the satellite of the eccentric planetary reduction gear	13
KISELYOV M. G., DROZDOV A. V., MONICH S. G. Effect of electrocontact and subsequent electrochemical treatment of the surface of metal implants on its roughness and strength of bonding with the imitator of bone tissue	21
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F. Analysis of phase and structural transformations in mechanical alloying of copper-based systems.....	30
PASHKEVICH V. M. Mathematical software for the geometric control of complex periodic profiles by using Dura Max CMM from Carl Zeiss	42
ROGACHEVSKY K. E., ROMANYONOK S. N., SEMENOVICH S. N., TKACHOV D. A., SHISHLO K. N. Engineering shape of modern multipurpose information and diagnostic systems for aviation engines.....	49
SAZONOV I. S., KIM V. A., AMELCHENKO N. P., BILYK O. V., BILYK S. Y. Damping of low-frequency vibrations in the driver's seat of a wheeled tractor.....	60
SAZONOV I. S., CHOI KI-YOUNG, KIM V. A., AMELCHENKO P. A., STASILEVICH A. G. Mathematical models of dynamics of wheeled tractor acceleration.....	71
SKADORVA A. F., KARTASHEVICH A. N. Criteria for evaluating the performance of the friction clutch of «Belarus-2103» crawler tractor transmission	80
FITTSOVA E. S. Power analysis of spherical transmissions with intermediate rolling elements	92

CHOI KI-YOUNG, SAZONOV I. S., KIM V.A.
Equations of kinematic constraints of rolling and
methods of determining their coefficients experi-
mentally 100

**SHEMENKOVA A. L., LOVSHENKO F. G.,
SHEMENKOV V. M.** Effect of glow discharge on
the phase composition and microhardness of 20XH3A
chromium-nickel cemented steel 109

INSTRUMENT MAKINGNG

MELNIKOVA I. S., BORISOV V. I.
Detection of road pavement damages using thermal
control method 117

SHISHA T. A., CHYZH I. H. Method of control
of wave aberrations of implanted intraocular lenses 129

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BABICH Y. M., BABICH V. Y., POLIANOVSKA Y. Y.
Research of cohesion of reinforcement with concrete
by the method of mathematical experiment planning 136

SEMENIUK S. D., KUZMINA A. A. Strength and
deformative characteristics of concretes with conven-
tional aggregates and concretes with tpp slag under
short-time compression and tension..... 147

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.828.06

Е. И. Берестов, Э. Х. Джалилванд

**ДАВЛЕНИЕ НА ПЛОЩАДКУ ИЗНОСА НОЖЕЙ
ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

UDC 621.828.06

Y. I. Berestov, E. K. Jalilvand

PRESSURE ON WEAR AREA OF BLADES OF EARTHMOVING MACHINES

Аннотация

Рассмотрены причины, вызывающие износ нижней стороны ножей землеройно-транспортных машин. Установлено, что площадка износа испытывает большие давления даже при копании без заглупления ножа, с постоянной толщиной стружки. Изложена методика их расчета. Показано влияние на величину этого давления угла сдвига.

Ключевые слова:

землеройно-транспортная машина, нож, площадка износа, давление, методика расчета.

Abstract

The causes of wear of the underside of earthmovers blades have been considered. It has been found that the wear area experiences great pressures even when digging without blade penetration and with constant chip thickness. The method of their calculation is presented. The effect of the angle of displacement on the magnitude of this pressure has been found.

Key words:

earthmoving machine, blade, wear area, pressure, design procedure.

У землеройно-транспортных машин, таких как бульдозер и автогрейдер, рабочий процесс связан с непрерывным взаимодействием отвала с грунтом. Поэтому и износ ножей у этих машин более интенсивный, чем у скрепера, у которого набор грунта в ковш составляет незначительную часть рабочего цикла.

Однако физические процессы, происходящие при отделении грунта от массива, у этих машин одинаковы – наблюдается периодический сдвиг грунта ножом. При этом наиболее нагруженной является нижняя часть передней по-

верхности ножа [1]. Для ее упрочнения используется термообработка токами высокой частоты или наплавка рабочей поверхности износостойчивыми материалами. Принято считать, что ножи с упрочненной передней поверхностью самозатачивающиеся. Такие ножи при эксплуатации получают характерный износ режущей кромки. Площадка износа появляется со стороны нижней, более мягкой части ножа. Эта площадка у землеройно-транспортных машин расположена в горизонтальной плоскости, соответствующей типичной для данной машины глубине резания. При

заглублении рабочего органа до максимальной глубины или выглублении до нулевой отметки угловое положение площадки износа изменяется всего на $1,5...2^\circ$, что можно не учитывать при ее малых размерах.

Такая же площадка износа появляется и у ножей, сделанных в Республике Иран по западной технологии, имеющих другой состав материала и другую термообработку.

Интенсивный износ ножей с нижней стороны, который наблюдается на практике, приводит к заключению, что на эту часть ножа действует давление не только при заглублении, носящее относительно кратковременный характер, но и при копании даже с постоянной толщиной стружки. Иначе такой быстрый износ нижней стороны ножей невозможно объяснить.

Для оценки величины вышеописанного давления рассмотрим схему на рис. 1. В момент сдвига происходит формирование устойчивого положения площадки скольжения OB , а после сдвига на эту площадку будет действовать давление q_6 со стороны перемещаемого потока грунта $OBKD$, зависящее от сопротивлений перемещению этого потока и его веса [2]. Давление действует достаточно продолжительное время – до формирования площадки скольжения при первом малом сдвиге (положение ножа $B'K'$). В этом случае перед кромкой ножа появляется площадка скольжения $C'B'$, выполняющая те же функции по отношению к грунту, расположенному под ней перед ножом, что и площадка OB при большом сдвиге, а на грунт перед ножом будет действовать давление q_m .

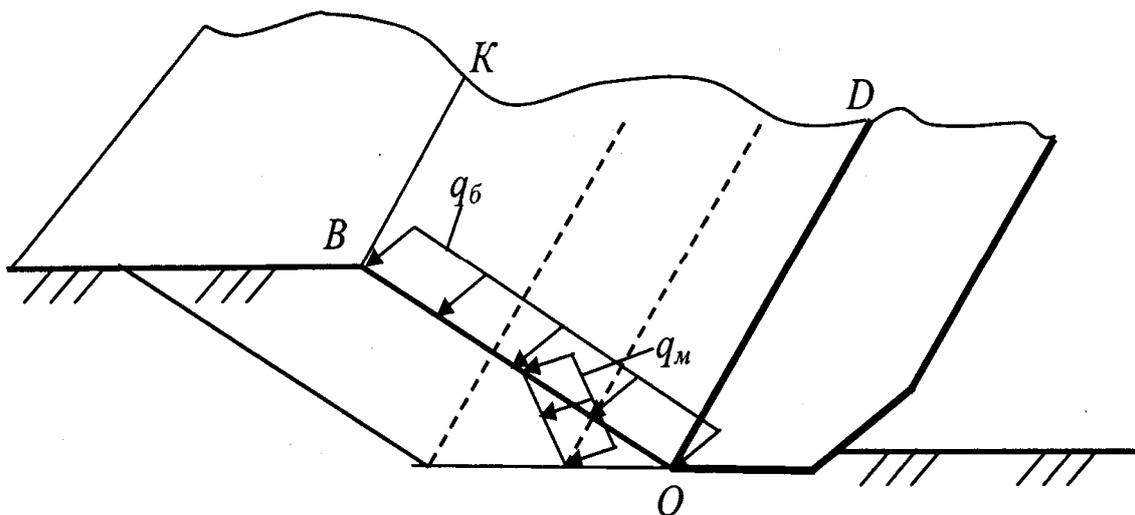


Рис. 1. Схема давлений на грунт перед режущей кромкой при появлении площадки сдвига

Таким образом, за цикл разрушения между двумя соседними большими сдвигами на площадку сдвига в грунте перед ножом действуют достаточно высокие давления. Кроме того, грунт испытывает такие же давления при малых сдвигах, количество которых за цикл определяется многими факторами. Поэтому обратимся к схеме на рис. 2, на которой изображена площадка сколь-

жения без привязки ее к большим или малым сдвигам.

В механике грунтов [3] принято различать уплотнение грунтов при длительном воздействии постоянной статической нагрузки (компрессия) и уплотнение грунтов при кратковременном действии динамических нагрузок (механическое уплотнение). Проанализируем второй случай. Для него допуска-

ется рассматривать грунт как линейно деформируемую и идеально упругую среду, для которой зависимость между нормальным давлением σ и деформацией грунта h принято считать прямолинейной:

$$\sigma = K_h \cdot h, \quad (1)$$

где K_h – коэффициент жесткости, зависящий не только от свойств грунта, но и от размеров подошвы основания (в данном случае площадки сдвига) [3].

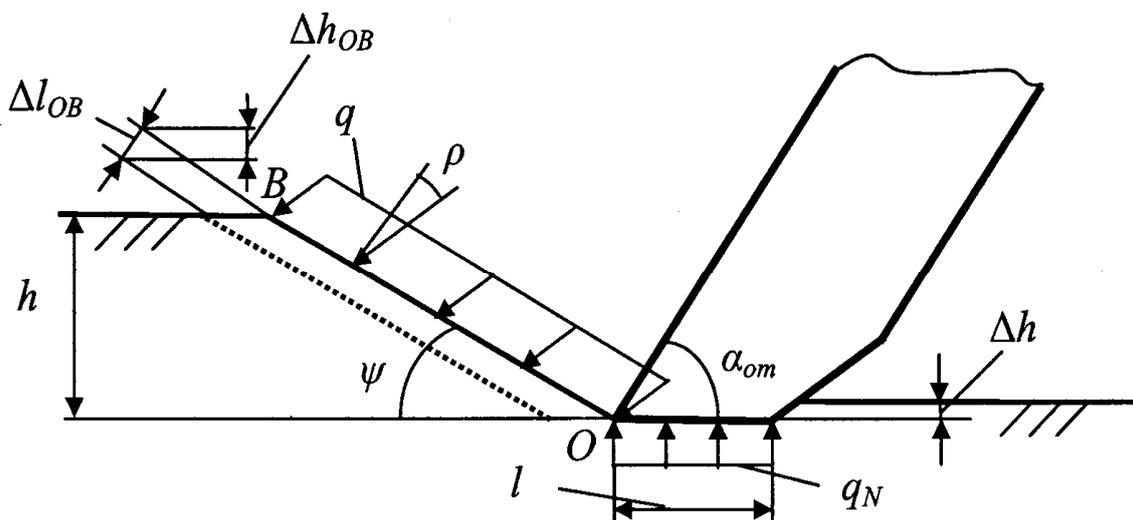


Рис. 2. Схема для расчета давлений на площадку износа при копании с постоянной толщиной стружки

Под действием давления q произойдет некоторое сжатие грунта под площадкой скольжения на величину Δl_{OB} , которая будет пропорциональна нормальному давлению, что с учетом формулы (1) позволяет получить

$$\Delta l_{OB} = \frac{q \cdot \cos \rho}{K_h}, \quad (2)$$

где ρ – угол внутреннего трения грунта.

Тогда величина деформации грунта в вертикальной плоскости

$$\Delta h_{OB} = \Delta l_{OB} \cdot \cos \psi = \frac{q \cdot \cos \rho \cdot \cos \psi}{K_h}. \quad (3)$$

Таким образом, под нож попадает грунт, предварительно деформированный на величину Δh_{OB} в вертикальной плоскости. Это приводит к появлению давлений со стороны грунта на площадку износа ножа, препятствующую

расширению грунта кверху. Величина этих давлений, в соответствии с формулой (1), будет равна:

$$q_N = K_h \cdot \Delta h_{OB}. \quad (4)$$

После прохождения площадки износа с грунта снимается давление, и его поверхность поднимется на некоторую величину Δh . Такое явление отмечается многими исследователями, например, Ю. А. Ветровым [4].

В результате даже при копании грунта без изменения толщины стружки площадка износа находится под воздействием значительных по величине давлений, приводящих к интенсивному ее износу.

Эти же давления позволяют оценить и силу трения ножа о грунт. Применительно к схеме на рис. 2 сила трения площадки износа ножа о грунт

$$P_{TP} = q_N \cdot L \cdot l \cdot \operatorname{tg} \omega, \quad (5)$$

где L – длина ножа; l – ширина площадки износа; ω – угол внешнего трения.

Скорость перемещения грунта относительно поверхности площадки износа равна скорости перемещения машины.

Таким образом, изложенные теоретические положения позволяют рассчитать параметры (скорость перемещения и давление), определяющие износ трущихся поверхностей, а следовательно, перейти к расчету скорости изнашивания нижней кромки ножа.

На рис. 3 представлены результаты расчетов геометрических параметров грунта применительно к копанию моделью отвала бульдозера, установленного в грунтовом канале Белорусско-Российского университета. Из рисунка видно, что уменьшение толщины стружки приводит к уменьшению угла сдвига. Это свидетельствует об увеличении давления на площадку сдвига, несмотря на

уменьшение массы грунта, перемещаемого по поверхности отвала, и снижение сопротивления копанию при тонких стружках [5]. Происходит это в основном из-за высоких сил трения между перемещаемым по отвалу потоком грунта и призмой волочения, с одной стороны, и отвалом – с другой.

Эпюра давлений на отвал построена по результатам расчета его криволинейной части. Давление на нижнюю прямолинейную часть построено условно, т. к. этот вопрос требует специальных исследований распределения давлений по поверхности ножа при больших и малых сдвигах [1].

Аналогичная картина наблюдается и при копании грунта скрепером (рис. 4). Из рисунка видно, что при одной и той же степени заполнения ковша грунтом уменьшение толщины стружки приводит к уменьшению угла сдвига. Причины этого такие же, как и при копании отвалом.

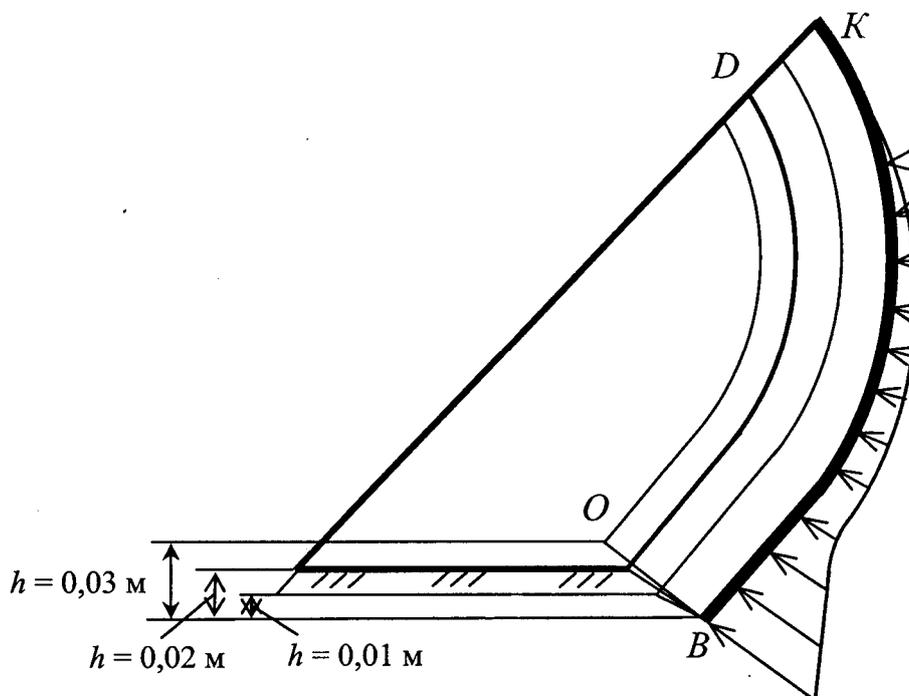


Рис. 3. Копание рабочим органом отвального типа

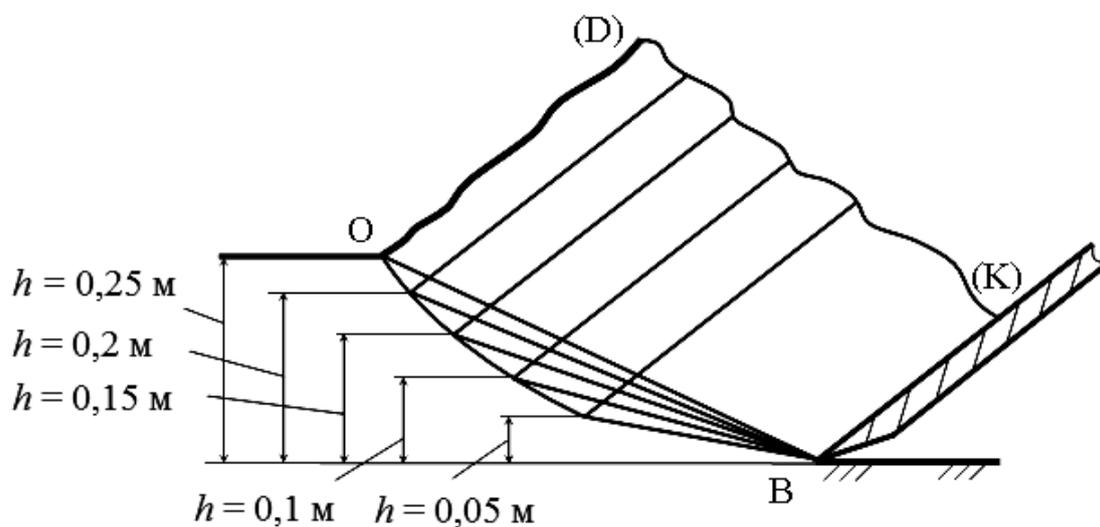
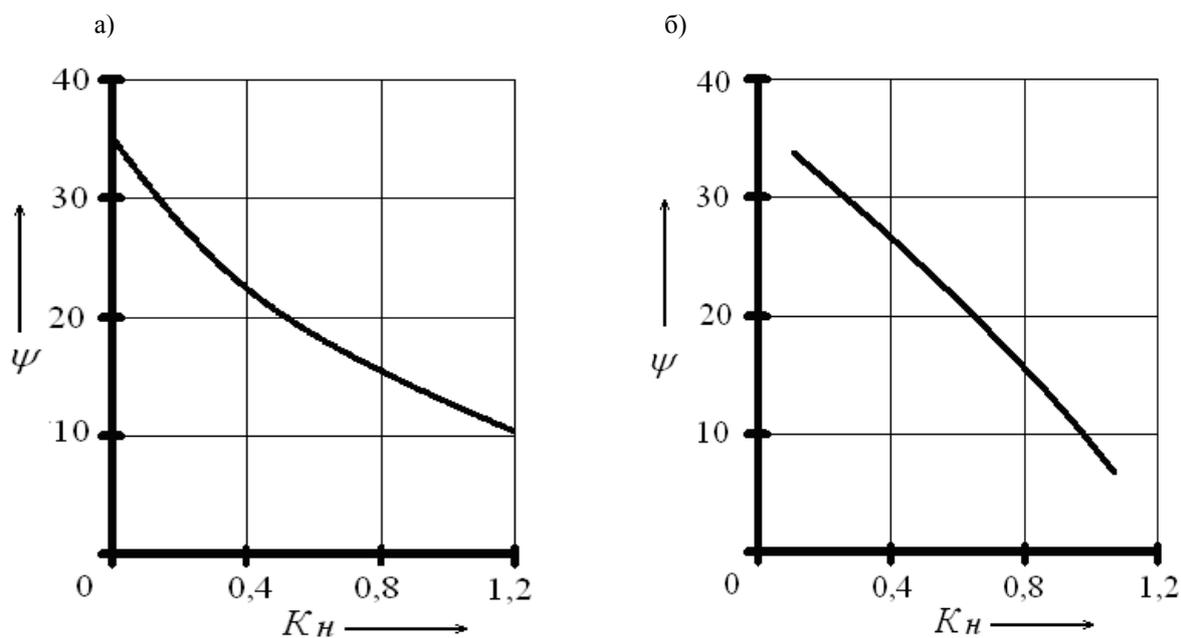


Рис. 4. Изменение положения площадки сдвига при изменении толщины стружки

Угол сдвига существенно зависит как от степени заполнения ковша грунтом, так и от режима копания (рис. 5). Однако и в этом случае выглубление

ковша в заключительной стадии ($h = var$) приводит к значительному уменьшению угла сдвига.



а – при $h = const$; б – при $h = var$

Рис. 5. Зависимость угла сдвига от степени заполнения ковша

Таким образом, уменьшение толщины стружки влечет за собой уменьшение угла сдвига ψ вследствие увеличения давлений q на площадку сдвига, что, в свою очередь, приводит к более высоким давлениям на площадку износа. Из формул (3) и (4)

$$q_N = q \cdot \cos \rho \cdot \cos \psi. \quad (6)$$

Рассмотрим работу бульдозера весом 200 кН на базе трактора Т10М, имеющего длину отвала 3,2 м на типовом грунте с углом внутреннего трения $\rho = 30^\circ$, углом внешнего трения $\omega = 28^\circ$ и удельным сцеплением $c = 40$ кПа. Ширина $c_{от}$ площадки износа ножа у этого бульдозера для новых ножей равна 14 мм, а для полностью изношенных – около 25 мм.

Большой сдвиг происходит довольно часто [2], и новая площадка сдвига появляется, когда старая еще не исчезла. Учитывая это, можно считать, что осадка грунта из-за давлений, дей-

ствующих на площадку большого сдвига, и возникающее из-за этого давление q_N на площадку износа ножа будут мало изменяться на протяжении цикла разрушения грунта между большими сдвигами. Поэтому за основу можно принять расчет при большом сдвиге. Действительное положение площадки большого сдвига (угол ψ) и давление q , действующее на нее, можно определить по методике [5].

При копании грунта бульдозером угол большого сдвига грунта изменяется в широких пределах: от $30...40^\circ$ – в начале копания до $5...10^\circ$ – в конце (в зависимости от категории грунта и режима работы). Результаты расчета давления q_N (рис. 6) показывают, что оно увеличивается по мере накопления грунта перед отвалом. Так, при угле сдвига $\psi = 35^\circ$ (в начале копания) давление $q_N = 19$ кПа, в конце копания при $\psi = 7,5^\circ$ $q_N = 95$ кПа.

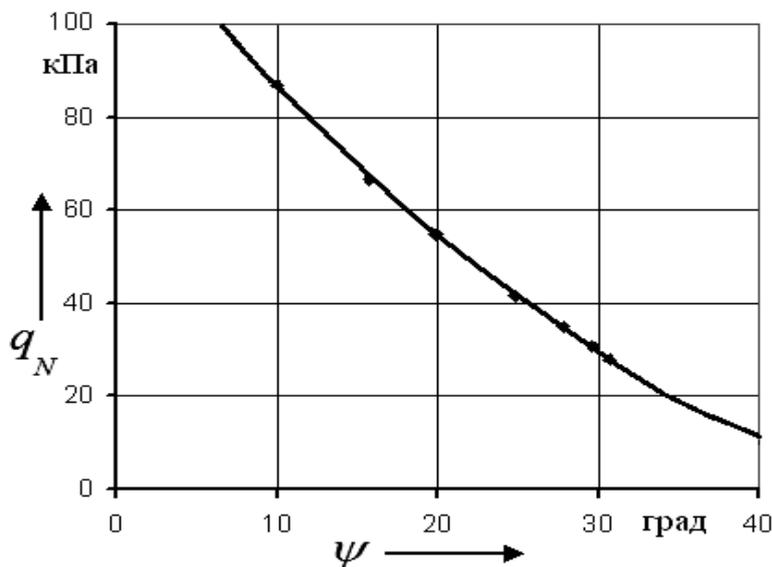


Рис. 6. Изменение давления q , действующего на площадку износа, в зависимости от величины угла сдвига ψ

В этих условиях в начале копания ($\psi = 35^\circ$) сила, действующая со стороны грунта на площадку износа ножей отва-

ла при ее длине 14 мм, $P_N = 0,85$ кН, а при длине площадки износа 25 мм – 1,52 кН. В конце копания при $\psi = 7,5^\circ$ и

длине площадки износа 14 мм будем иметь $P_N = 4,25$ кН, а при длине площадки износа 25 мм – $P_N = 7,6$ кН.

Возникающая из-за этого сила трения площадки износа о грунт в конце копания при длине площадки износа 14 мм $P_{TP} = 4,25 \cdot 0,53 = 2,25$ кН, а при длине площадки износа 25 мм – $P_{TP} = 4$ кН. Если учесть, что сопротивление передвижению бульдозера весом 200 кН $P_f = G \cdot f = 200 \cdot 0,1 = 20$ кН, то дополнительное сопротивление из-за трения ножа по грунту достигает 20 % от сопротивления передвижению бульдозера P_f .

Таким образом, при копании грунта землеройно-транспортной машиной на площадку износа ножа постоянно действуют вертикальные давления. Их величина даже на грунтах II категории достигает 100 кПа при малых толщинах стружки.

Необходимо заметить, что после набора призмы волочения бульдозером (при ее перемещении к месту укладки) рекомендуется заглабливать отвал в грунт

на 2...3 см с целью компенсации потерь грунта в боковые валики. Однако при этом угол сдвига будет минимальным, а давления, действующие как на площадку сдвига, так и на площадку износа, – максимальными. Это значит, что при возведении земляных сооружений бульдозером на площадку износа действуют высокие давления не только при наборе грунта, но и при его транспортировании, т. е. на протяжении всего цикла взаимодействия отвала с разрабатываемым грунтом. Еще более это характерно для рабочего процесса автогрейдера, работающего на малых толщинах стружки при планировании и профилировании грунта.

Совместность рассмотренных давлений с более высокими давлениями, действующими при заглаблении ножа, приводит к интенсивному износу его нижней стороны. Величину давлений, действующих на площадку износа при заглаблении ножа, можно определить по специальной методике [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Берестов, Е. И. Распределение давлений по поверхности ножа при резании грунта / Е. И. Берестов, А. Х. Афгами Алишах, Э. Х. Джалилванд // Интерстроймех-2011 : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2011. – С. 26–29.
2. Берестов, Е. И. Сопротивление грунтов резанию / Е. И. Берестов // Изв. вузов. Строительство. – 1997. – № 10. – С. 102–107.
3. Цытович, Н. А. Механика грунтов (краткий курс) / Н. А. Цытович. – М. : Высш. шк., 1973. – 280 с.
4. Ветров, Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю. А. Ветров. – М. : Машиностроение, 1971. – 360 с.
5. Берестов, Е. И. Расчет параметров процесса копания грунта отвалом / Е. И. Берестов, С. В. Ивлев, С. И. Бондарь-Ляшук // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 7. – С. 36–39.
6. Берестов, Е. И. Расчет заглаблении отвала бульдозера / Е. И. Берестов, Э. Х. Джалилванд // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 10. – С. 38–44.

Статья сдана в редакцию 14 июля 2014 года

Евгений Иванович Берестов, д-р техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-291-24-89-95.

Эхсан Хоррам Джалилванд, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Yevgeny Ivanovich Berestov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-291-24-89-95.

Ehsan Khorram Jalilvand, PhD student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, В. М. Пашкевич, Д. В. Непша, С. Н. Хатетовский

МЕТОДЫ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ И 3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ САТЕЛЛИТА ПЛАНЕТАРНОГО ЭКСЦЕНТРИКОВОГО РЕДУКТОРА

UDC 621.83.06

A. V. Kapitonov, V. M. Pashkevich, D. V. Nepsha, S. N. Khatetovsky

METHODS OF FORMING AND 3D MODELING OF TEETH PROFILE OF THE SATELLITE OF THE ECCENTRIC PLANETARY REDUCTION GEAR

Аннотация

Рассматриваются методы нарезания зубьев сателлита планетарного эксцентрикового редуктора. Показаны результаты компьютерного моделирования профиля зубьев при различных способах их обработки. Разработана и представлена модель червячной фрезы (и ее геометрические параметры), позволяющая исключить явление интерференции в зубчатом зацеплении и сократить количество технологических переходов при обработке зубьев.

Ключевые слова:

планетарный эксцентриковый редуктор, сателлит, центральное колесо, методы нарезания зубьев, червячная фреза, интерференция зубьев, дисковая модульная фреза.

Abstract

The paper deals with the methods of cutting teeth on the satellite of the eccentric planetary reduction gear. The results of the computer simulation of the profile of teeth produced by different techniques of machining are shown. The paper presents the developed model of a hobbing cutter with its geometrical parameters, which eliminates the phenomenon of interference in the gearing and reduces the number of cutting passes in teeth machining.

Key words:

eccentric planetary reduction gear, satellite, central wheel, methods of teeth cutting, hobbing cutter, teeth interference, modular disk cutter.

В настоящее время в машиностроении широко используются малогабаритные механические передачи с небольшими радиальными и осевыми размерами и небольшой массой. К таковым относятся планетарные эксцентриковые передачи с зубчатым внутренним зацеплением, имеющие большие передаточные отношения в одной ступени и повышенную нагрузочную способность. Наиболее сложной при конструировании и изготовлении деталью в передаче является сателлит, который находится в зацеплении с центральным зубчатым

колесом [1, 2]. Особенность конструкции сателлита – модификация профиля его зубьев, которая устраняет интерференцию зубьев в зацеплении, при этом уменьшается толщина зубьев сателлита. Однако конструкция передачи предполагает многопарность зубчатого зацепления после модификации зубьев, что повышает нагрузочную способность и плавность работы передачи [3, 4].

На рис. 1 показан чертеж сателлита планетарного эксцентрикового редуктора. В качестве материала для изготовления сателлита используется

сталь 40X (ГОСТ 4543-71).

На рис. 2 приведена схема зацепления эксцентриковой передачи. На схеме видно, что при вращении сателлита в любом направлении обеспечивается многопарность зацепления, т. е. нагрузку передают 7...8 зубьев, находящихся в зацеплении при числе зубьев сателлита, равном 50.

На базе существующих методов обработки зубчатых колес [5] предложено несколько методов нарезания зубьев сателлита. Наиболее универсальным является метод нарезания зубьев стандартной червячной фрезой. При этом фреза смещается в радиальном направлении к оси заготовки на 1,5 мм для обеспечения коэффициента смещения (-0,5), заложенного в конструкции передачи. После формообразования зубьев за полный цикл обработки на зубофрезерном станке для исключения интерференции зубьев необходимо выполнить еще два цикла обработки со смещением фрезы в ее осевом направлении в одну и в дру-

гую стороны. В результате уменьшится толщина каждого зуба с двух сторон. Такой метод обработки не требует изготовления специального режущего инструмента, но предусматривает три технологических перехода, что увеличивает время на изготовление зубьев.

Другой метод нарезания зубьев сателлита основывается на обработке стандартной дисковой модульной фрезой. При этом формируется каждая впадина зубьев методом копирования. Однако радиальное смещение данного инструмента в тело сателлита, необходимое для предотвращения интерференции, слишком велико. При обработке это приводит к недопустимому увеличению высоты ножки зуба и заострению его головки. При этом коэффициент смещения инструмента для получения нужной толщины зубьев и обеспечения нормальной работы передачи составляет -1,3. Данный метод нарезания зубьев является невысоко производительным.

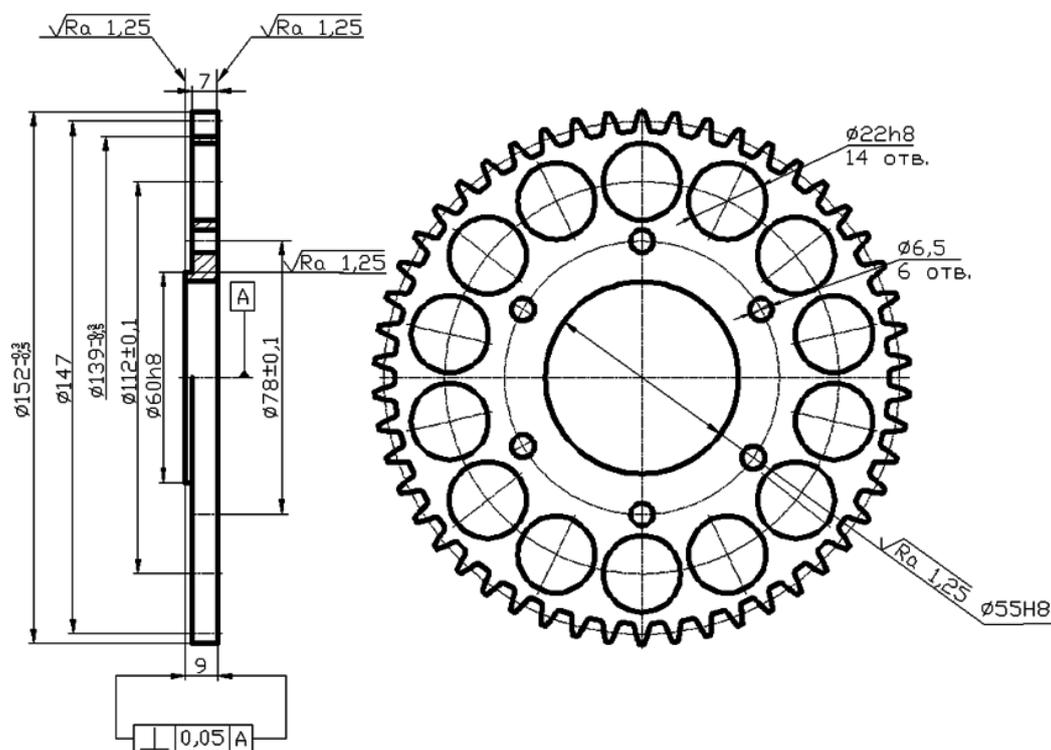


Рис. 1. Чертеж сателлита планетарного эксцентрикового редуктора

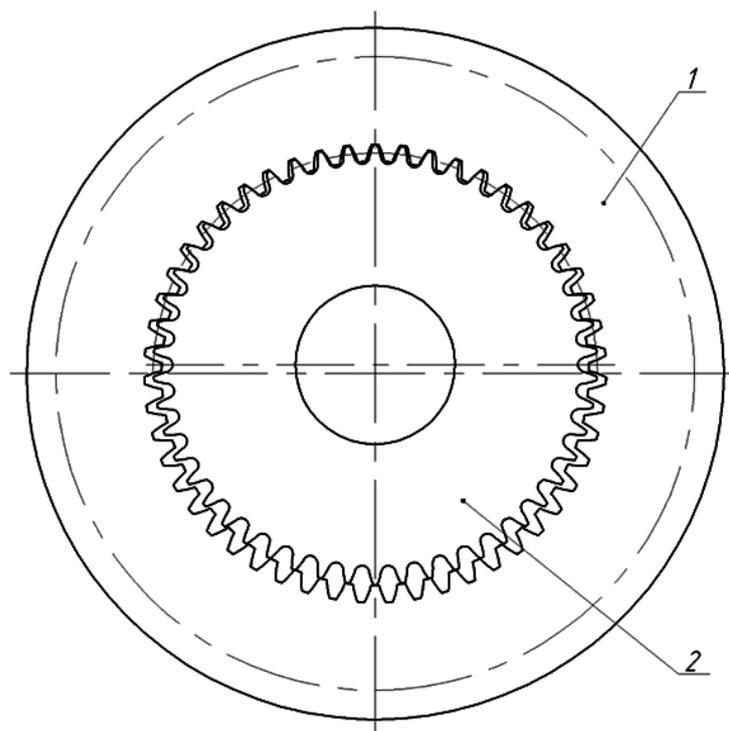


Рис. 2. Схема зацепления эксцентриковой передачи: 1 – центральное колесо; 2 – сателлит

Повысить производительность обработки зубьев сателлита можно, используя специальную червячную фрезу, у которой ширина режущих кромок соответствует впадине зубьев сателлита. Тогда нарезание зубьев будет выполняться, как и при обработке стандартной червячной фрезой, но только с радиальным смещением за один технологический переход.

Для реализации разработанных методов проводилось 3D-моделирование зубчатого зацепления и профиля зубьев сателлита планетарных эксцентриковых передач в среде Unigraphics NX. На первом этапе создавались математическая и геометрическая модели зубофрезерования червячной фрезой и дисковой модульной фрезой. Затем осуществлялось формирование профиля зуба на ширину зубчатого венца. После этого выполнялось построение всех зубьев сателлита при помощи кругового массива.

Построение эвольвентного профиля в Unigraphics NX осуществлялось на

основе параметрических уравнений эвольвенты окружности [6]

$$x(t) = \frac{d_b}{2} (\cos(t) + t \cdot \sin(t)); \quad (1)$$

$$y(t) = \frac{d_b}{2} (\sin(t) - t \cdot \cos(t)), \quad (2)$$

где d_b – диаметр основной окружности сателлита; t – параметр функции, равный углу поворота радиуса окружности.

Сателлит в передаче располагается эксцентрично относительно оси центрального колеса с внутренними зубьями с эксцентриситетом, равным модулю. После наложения стандартных профилей зубьев сателлита и центрального колеса были определены геометрически коэффициент изменения толщины зуба или величина, на которую нужно уменьшить толщину зубьев сателлита, толщина зубьев и ширина впадин. Толщина модифицированного зуба рассчитывается по формуле [6]

$$s = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha - 0,6m, \quad (3)$$

где m – модуль зубьев сателлита, $m = 3$ мм; x – коэффициент смещения исходного контура; α – угол зацепления; $0,6m$ – коэффициент изменения толщины зуба (приращение толщины зуба к модулю).

Толщина зуба зубчатой рейки, которая используется для моделирования

формообразования зубьев сателлита и расчета геометрии режущей части специальной червячной фрезы, определяется по формуле

$$s = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha + 0,6m. \quad (4)$$

На рис. 3 даны схема и геометрические параметры зубчатой рейки.

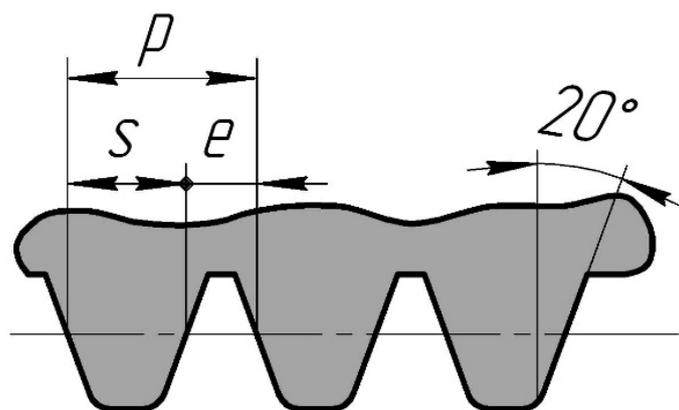


Рис. 3. Схема и геометрические параметры зубчатой рейки с увеличенной толщиной зубьев

На рис. 4...6 показаны схемы нарезания зубьев рассмотренными выше методами. Схемы получены как результаты 3D-моделирования процесса обработки зубьев с использованием программного обеспечения Unigraphics NX.

На рис. 4 приведена схема обработки зубьев стандартной червячной фрезой.

На схеме представлено нарезание зубьев после третьего технологического перехода. Толщина режущих зубьев стандартной фрезы меньше ширины впадины зубьев сателлита. Между режущими кромками фрезы и зубьями сателлита на схеме просматривается боковой зазор.

На рис. 5 показана схема обработки зубьев дисковой модульной фрезой.

На схеме видно, что зубья имеют высоту большую, чем при нарезании червячной фрезой, и остроконечные

вершины, что снижает прочность зубьев и надежность работы передачи.

На рис. 6 дана схема обработки зубьев специальной червячной фрезой. Нарезание зубьев (см. рис. 6) осуществляется за один технологический переход, после которого окончательно формируется профиль зубьев сателлита со смещением исходного контура на 1,5 мм (коэффициент смещения $-0,5$). На схеме видно, что между зубьями фрезы и сателлита нет зазоров, т. е. профиль получен окончательно.

Для реализации данного метода обработки была спроектирована специальная червячная фреза с увеличенной шириной режущих зубьев. Толщина зуба исходного контура фрезы рассчитывается по формуле (4). Конструкция и геометрические параметры червячной фрезы получены в результате построения ее 3D-модели и моделирования процесса нарезания зубьев.

На рис. 7 показан профиль зубьев специальной червячной фрезы как фрагмент разработанного чертежа для

ее изготовления, а на рис. 8 – разработанная 3D-модель фрезы.

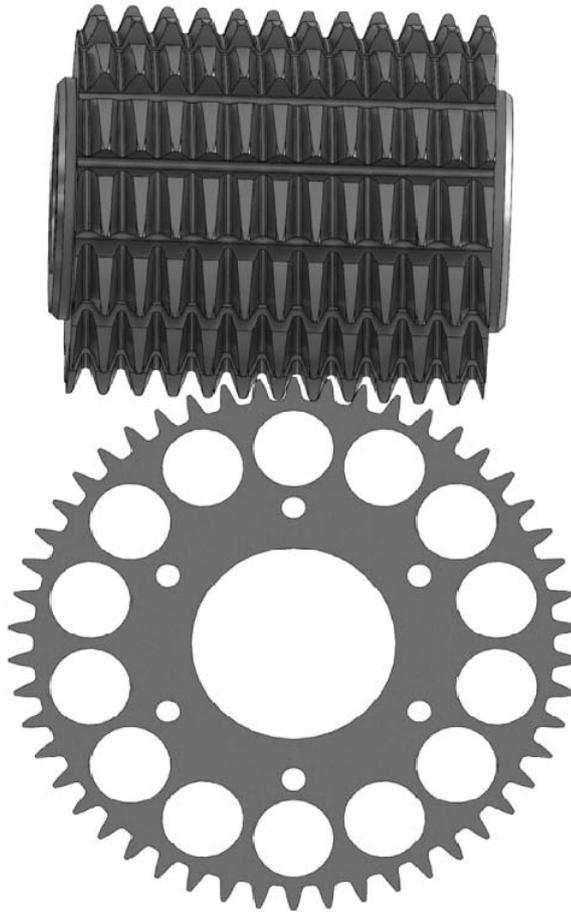


Рис. 4. Нарезание зубьев сателлита стандартной червячной фрезой

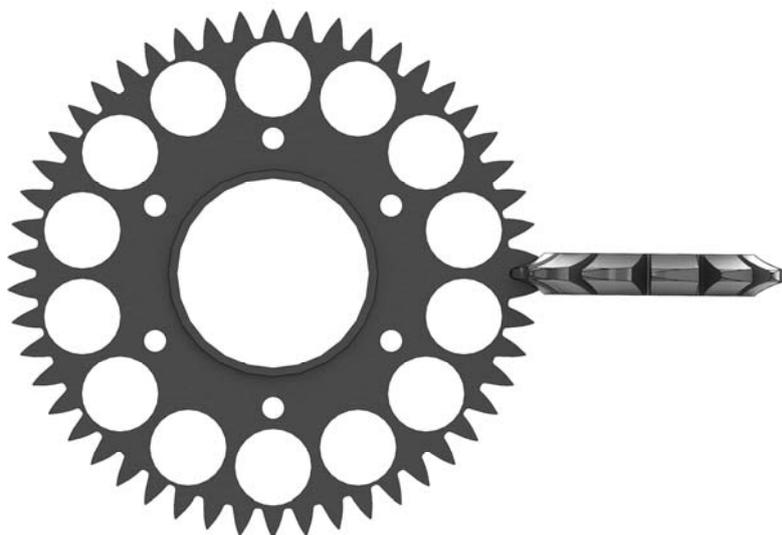


Рис. 5. Нарезание зубьев сателлита дисковой модульной фрезой

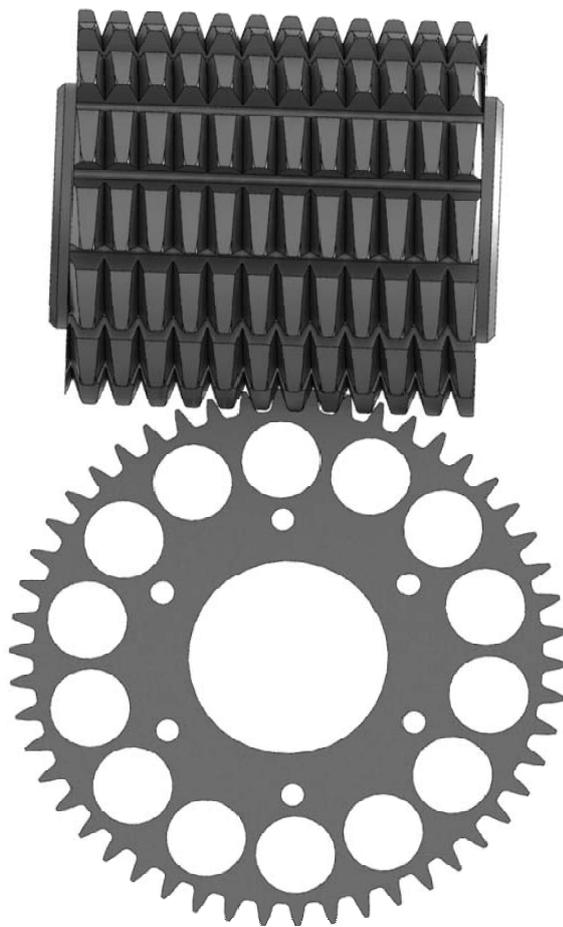


Рис. 6. Нарезание зубьев сателлита специальной червячной фрезой

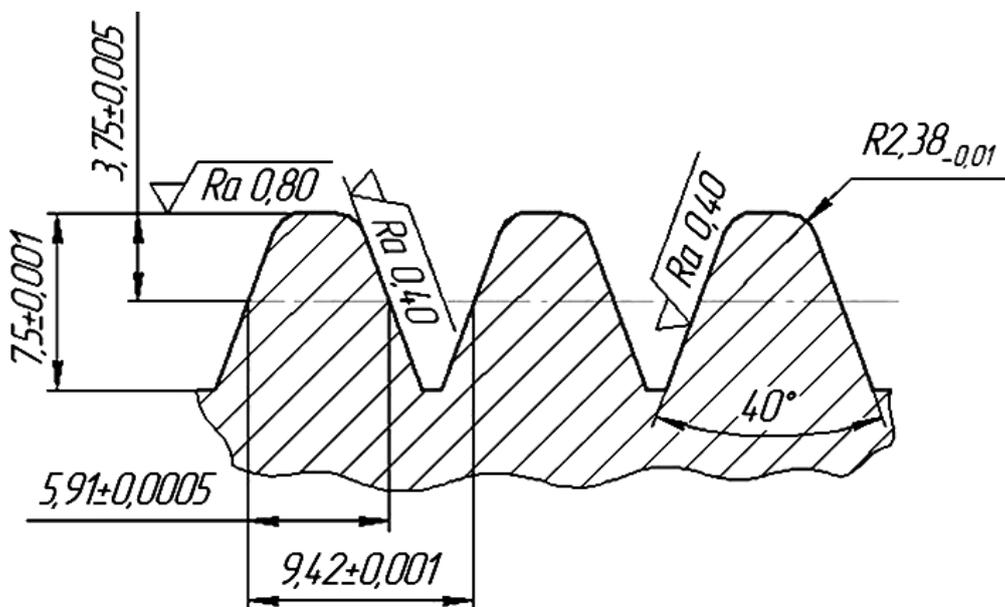


Рис. 7. Профиль зубьев специальной червячной фрезы



Рис. 8. 3D-модель специальной червячной фрезы

Выводы

Моделирование профиля зубьев сателлита планетарного эксцентрикового редуктора позволило определить величину интерференции зубьев в передаче при различных способах их нарезания, а также наиболее производительный способ обработки зубьев са-

теллита.

Разработанный метод обработки зубьев сателлита и компьютерные модели дают возможность в несколько раз сократить время на обработку зубьев и значительно повысить производительность изготовления сателлитов этих передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарная передача : пат. 5092 С 1 Респ. Беларусь, МПК 7 F 16 Н 1/28 / А. М. Пашкевич, В. М. Пашкевич, В. В. Герашенко, М. Ф. Пашкевич ; заявитель Могилев. гос. техн. ун-т. – № 19981087 ; заявл. 30.11.98 ; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1 (36). – С. 161.
2. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные передачи с повышенной нагрузочной способностью для реверсивной работы в приводах строительных и дорожных машин / М. Ф. Пашкевич, О. Е. Печковская // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 127–131.
3. 3D-моделирование работы эксцентриковой зубчатой передачи / Д. Н. Непша [и др.] // 49-я студенческая науч.-техн. конф. Белорус.-Рос. ун-та : материалы конф., Могилев, 16–17 мая 2013 г. – Могилев, 2013. – С. 151.
4. **Непша, Д. Н.** Анализ плавности работы эксцентриковой зубчатой передачи / Д. Н. Непша, М. В. Гончаров, А. В. Капитонов // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 30–31 окт. – Могилев, 2013. – С. 27.
5. Справочник технолога-машиностроителя в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. Г. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. – Т. 1. – 655 с.

б. Фролов, К. В. Теория механизмов и механика машин : учебник для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов ; под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1998. – 196 с.

Статья сдана в редакцию 18 июля 2014 года

Александр Валентинович Капитонов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-298-36-97-41.

Виктор Михайлович Пашкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-293-67-10-18.

Дмитрий Владимирович Непша, студент, Белорусско-Российский университет.

Станислав Николаевич Хатетовский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: mechlab@yandex.ru.

Aleksandr Valentinovich Kapitonov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-298-36-97-41.

Viktor Mikhailovich Pashkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-293-67-10-18.

Dmitry Vladimirovich Nepsha, student, Belarusian-Russian University.

Stanislav Nikolayevich Khatetovsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: mechlab@yandex.ru.

УДК 621.792.4

М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, С. Г. Монич

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ И ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ИМПЛАНТАТОВ НА ЕЕ ШЕРОХОВАТОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ С ИМИТАТОРОМ КОСТНОЙ ТКАНИ

UDC 621.792.4

M. G. Kiselyov, A. V. Drozdov, S. G. Monich

EFFECT OF ELECTROCONTACT AND SUBSEQUENT ELECTROCHEMICAL TREATMENT OF THE SURFACE OF METAL IMPLANTS ON ITS ROUGHNESS AND STRENGTH OF BONDING WITH THE IMITATOR OF BONE TISSUE

Аннотация

Проведено исследование влияния электроконтактной (ЭКО) и последующей электрохимической обработки (ЭХО) поверхности металлических имплантатов на ее шероховатость и прочность соединения с имитатором костной ткани. Применительно к имплантатам наличие острых элементов в результате ЭКО является нежелательным, т. к. они могут вызывать разрушение костной ткани при нагружении соединения «имплантат-кость» сдвиговыми усилиями. Поэтому после ЭКО необходимо использование электрохимической обработки.

Ключевые слова:

модификация поверхности, струйно-абразивная обработка, электроконтактная обработка, электрохимическая обработка, металлический имплантат, имитатор костной ткани, шероховатость, микрорельеф, сглаживание микровыступов, межэлектродный промежуток, остеоинтеграция.

Abstract

The paper deals with the effect of the electrocontact treatment (ECT) and the subsequent electrochemical treatment (EChT) of the surface of metal implants on its roughness and strength of bond with the imitator of bone tissue. It is experimentally confirmed that after the ECT a metal surface acquires cutting ability due to the formation of beads of solidified metal along the edges of cavities acting as specific cutting elements.

Key words:

surface modification, electrocontact treatment, electrochemical treatment, metal implant, imitator of bone tissue.

Введение

В настоящее время активно проводятся исследования по применению различных способов модификации поверхности металлических имплантатов с целью придания ей таких параметров шероховатости, при которых обеспечивается высокая механическая прочность их закрепления в костных тканях орга-

низма [1–3]. Так, наряду с традиционными способами поверхностной обработки металлических имплантатов (струйно-абразивная и дробеструйная [4–6]), в [7–8] предложено использовать электроконтактную обработку (ЭКО). В ходе ее выполнения за счет действия электрической эрозии на обрабатываемой поверхности образуются углубле-

ния (лунки), имеющие по краям наплывы застывшего металла. Модифицированная таким образом поверхность представляет собой совокупность перекрывающих друг друга лунок и характеризуется отсутствием направленных следов обработки, т. е. формируется так называемая «безразличная» шероховатость, и, в отличие от струйно-абразивной обработки, исключается явление ее шаржирования. Важно отметить тот факт, что размерами получаемых на поверхности углублений можно легко управлять за счет изменения электрических параметров в процессе выполнения ЭКО.

На основании результатов предшествующих исследований [8] установлено, что, по сравнению с токарной и пескоструйной обработкой, поверхность, модифицированная путем ЭКО, отличается более высокими значениями прочности соединения с имитатором костной ткани при его испытаниях на отрыв и на сдвиг. Вместе с тем в ходе проведения испытаний соединения на сдвиг наблюдались четко выраженные фрагменты следов резания на поверхности фиксирующего цемента. Очевидно, их образование связано с наличием на модифицированной поверхности режущих элементов, которые формируются в результате частичного перекрытия наплывов застывшего металла по краям соседних углублений.

Для механического соединения «кость–поверхность» имплантата присутствие таких элементов является нежелательным, т. к. в процессе нагружения сдвигающими усилиями может происходить его постепенное разрушение за счет повреждения (срезания) костной ткани. В связи с этим важно, сохранив без существенных изменений основные высотные и шаговые параметры шероховатости поверхности имплантата, полученные после ее электро-

контактной обработки, найти эффективный способ сглаживания (скругления) оставшихся на ней выступающих острых кромок. В качестве такого способа предлагается использовать после ЭКО электрохимическую обработку (ЭХО) модифицированной поверхности имплантата, которая применяется для снятия заусенцев в труднодоступных местах и скругления острых кромок [9, 10].

Исходя из этого цель работы заключалась в экспериментальной оценке влияния электроконтактной и последующей электрохимической обработки поверхности металлических имплантатов на параметры ее шероховатости и прочность соединения с имитатором костной ткани.

Методика проведения экспериментальных исследований. На рис. 1 показано конструктивное исполнение примененных в исследованиях образцов, которые изготавливались из нержавеющей стали 12Х18Н10Т.

Образец выполнен в виде плоской шайбы, имеющей две наружные цилиндрические поверхности разного диаметра и центральное отверстие. Торцевая поверхность Б и прилегающий к ней буртик служат для закрепления образца в приспособлении при ЭКО его рабочей поверхности А, которая представляет собой кольцеобразную дорожку шириной 7,5 мм.

Электроконтактная обработка рабочей поверхности образцов проводилась с помощью вращающихся стальных проволочных (диаметром 0,5 мм) электродов-инструментов на специально созданной установке, подробное описание которой приведено в [11]. Выполнялась операция при следующих режимах обработки: емкость накопительного конденсатора составляла 400 мкФ при напряжении на нем 80 В, частота вращения проволочных электродов-инструментов равнялась 120 мин^{-1} , в качестве диэлектрической жидкости использова-

лась дистиллированная вода, которая капельно подавалась в зону обработки.

После завершения ЭКО осуществлялась электрохимическая обработка модифицированной рабочей поверхно-

сти образцов, для чего использовалась экспериментальная установка, принципиальная схема которой представлена на рис. 2.

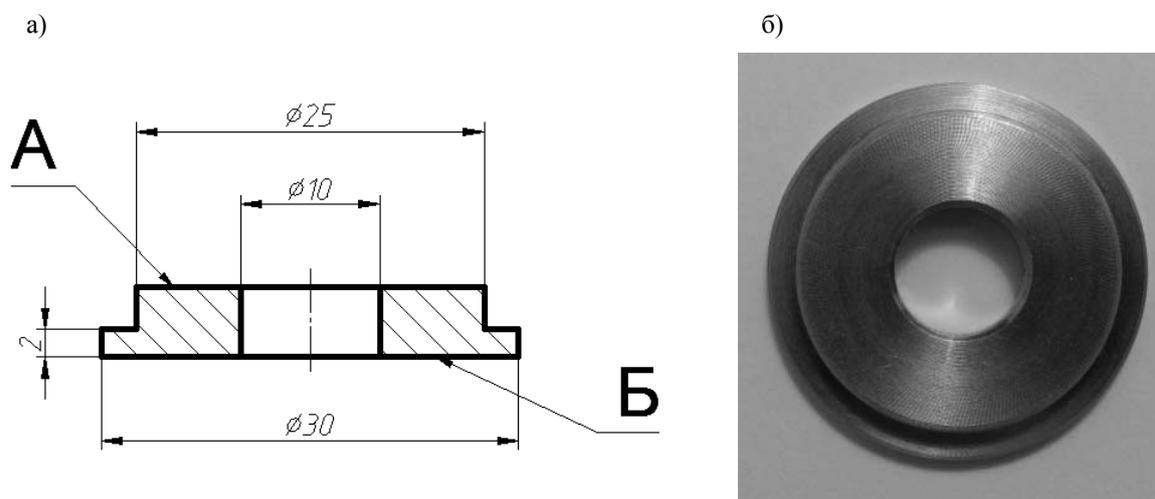


Рис. 1. Конструктивное исполнение (а) и общий вид (б) образца металлического имплантата

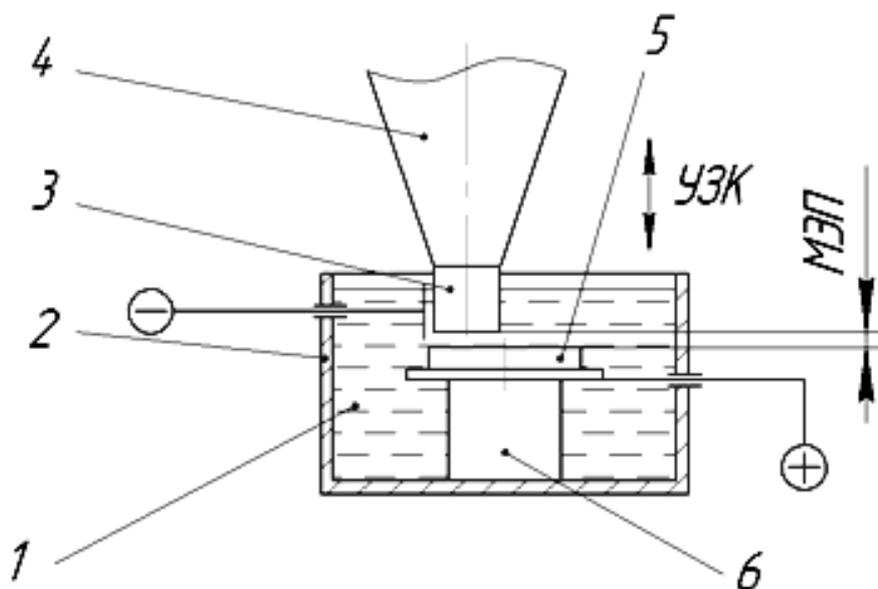


Рис. 2. Принципиальная схема установки для электрохимической обработки модифицированной рабочей поверхности образцов

Образец 5, подключенный к положительному полюсу источника постоянного тока, устанавливался на диэлектрическую

опору 6 и помещался в ванну 2, заполненную электролитом 1 (2,5 % NaCl в воде). Электрод-инструмент 3, подклю-

ченный к отрицательному полюсу источника питания, устанавливался относительно обрабатываемой поверхности образца на величину начального межэлектродного промежутка (МЭП), равную 0,4...0,5 мм. Электроду-инструменту, жестко закрепленному на выходном торце конического концентратора 4 ультразвукового преобразователя, сообщались продольные колебания с частотой 22,7 кГц. Их применение продиктовано устранением, за счет кавитации электролита в МЭП, явления пассивации анода, которое возникает при ЭХО в неподвижном электролите и сопровождается резким снижением во времени интенсивности протекания процесса анодного растворения [12].

Выполнялась данная операция при напряжении между электродами, равном 40 и 80 В, продолжительность обработки участка рабочей поверхности образца была постоянной и составляла 5 с. С целью предотвращения анодного растворения всей рабочей поверхности образца ее часть изолировалась с помощью изоляционной ленты. В результате на поверхности образца имелись участки, подвергнутые только электроконтактной обработке, и участки, полученные после выполнения последующей электрохимической обработки.

Измерение высотных и шаговых параметров шероховатости поверхности этих участков осуществлялось с помощью профилометра-профилографа Taylor Hobson. В частности, определялись значения следующих параметров: R_a – среднее арифметическое отклонение профиля; R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам; S_m – средний шаг неровностей профиля.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На рис. 3 представлены диаграммы зависимости параметров шероховатости поверхности образца от условий и режимов ее обработки.

Из диаграмм следует, что применение электрохимической обработки приводит к снижению значений как высотных, так и шаговых параметров шероховатости поверхности образца, полученных в результате ее предшествующей электроконтактной обработки, и тем интенсивнее, чем больше напряжение между электродами в процессе ЭХО. Объясняется это особенностями протекания процесса анодного растворения материала образца, в частности, его избирательностью. Ускоренное растворение металла образца происходит на участках, расположенных ближе к электроду-инструменту, где напряженность электрического поля имеет максимальное значение, т. е. на выступах микронеровностей. В результате такого локального растворения исходная высота микронеровностей поверхности, полученных после ее электроконтактной обработки, снижается с одновременным увеличением радиуса их вершин и уменьшением шага между ними, что приводит к притуплению (скруглению) режущих кромок на поверхности образца.

С целью подтверждения того, что за счет электрохимической обработки можно снизить или полностью устранить режущую способность поверхности, которую ей придает электроконтактная обработка, была проведена следующая серия экспериментов. На рабочей поверхности образца по описанной выше методике обрабатывались три участка: один подвергался только ЭХО, а два других (после выполнения ЭХО) – последующей ЭХО при двух значениях напряжения на электродах (40 и 80 В). После этого образец закреплялся в горизонтальном положении рабочей поверхностью вверх.

Из кости путем ее механической обработки изготавливался образец в виде прямоугольного параллелепипеда квадратного сечения со стороной 4 мм и высотой 15 мм. Он вручную прижимался к обработанному участку на поверхности металлического образца и ему

придавалось возвратно-поступательное движение в горизонтальном направлении с величиной хода, равной 3 мм, при числе двойных ходов 5. В результате такого истирания на участке поверхности металлического образца остаются продукты разрушения кости, по количе-

ству и размерам которых можно судить о режущей способности сформированного на ней микрорельефа.

На рис. 4 представлены участки поверхности металлического образца после проведения процедуры истирания об ее костной ткани.

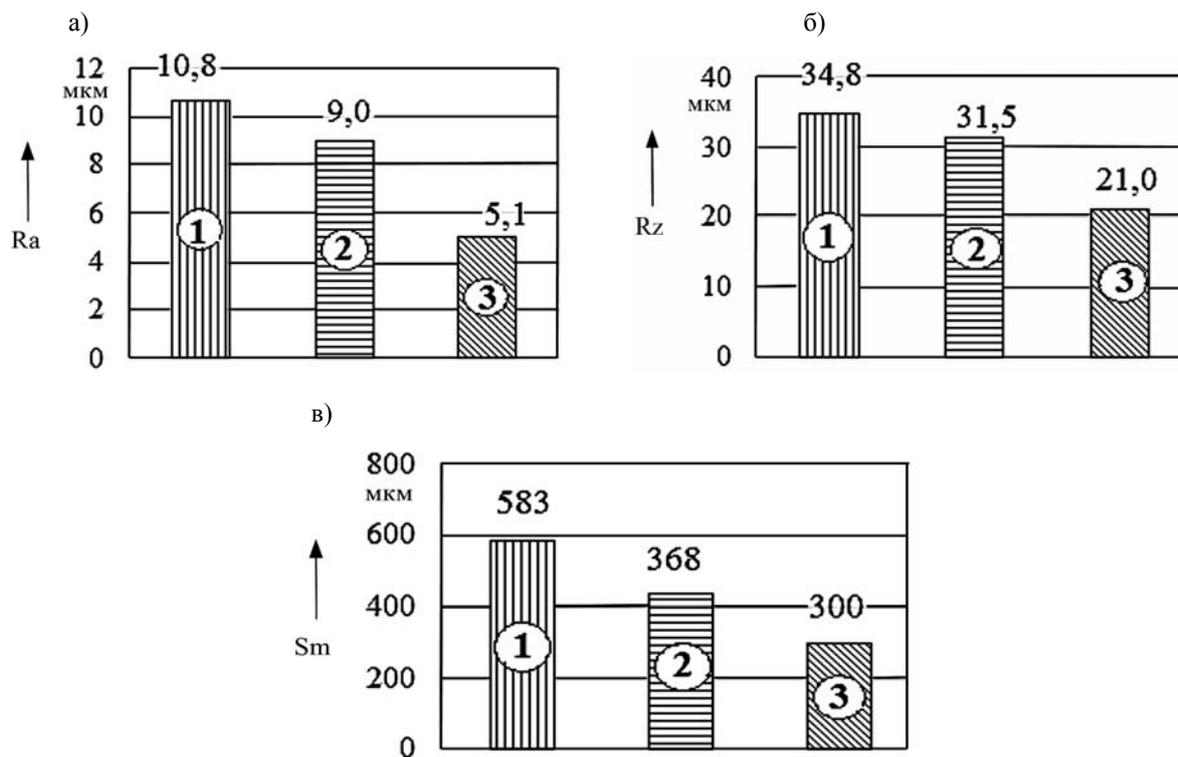


Рис. 3. Диаграммы зависимости параметров шероховатости поверхности образца от условий и режимов ее обработки: а – для параметра Ra; б – для параметра Rz; в – для параметра Sm; 1 – параметры шероховатости поверхности образца после ее ЭКО; 2, 3 – параметры шероховатости поверхности образца после ее последующей ЭХО при U, равном 40 и 80 В соответственно

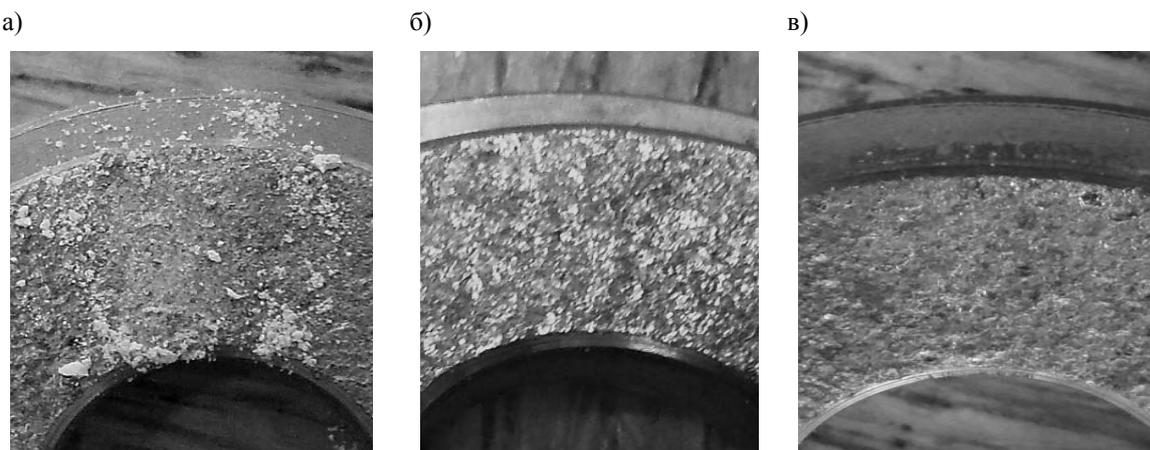


Рис. 4. Участки поверхности металлического образца после истирания о нее костной ткани: а – участок поверхности после ЭКО; б – участок поверхности после ЭКО и последующей ЭХО при U = 40 В; в – участок поверхности после ЭКО и последующей ЭХО при U = 80 В

Как видно, при истирании о поверхность, полученную после электроконтактной обработки (рис. 4, а), на ней четко видны продукты разрушения костной ткани в виде мелкодисперсной стружки, что подтверждает наличие у сформированного микрорельефа режущей способности. После выполнения электрохимической обработки (рис. 4, б и в) на поверхности металлического образца практически отсутствуют продукты разрушения костной ткани в виде стружки, а наблюдаются только характерные следы фрикционного изнашивания. Это свидетельствует о том, что последующая за электроконтактной электрохимическая обработка поверхности образца позволяет, за счет сглаживания на ней вершин микровыступов, существенно снизить ($U = 40$ В), а при $U = 80$ В практически устранить их режущую способность.

Также важно оценить влияние электрохимической обработки на прочность соединения модифицированной поверхности с имитатором костной ткани, в качестве которого использовались образцы из пемзы. Для выполнения этих исследований были применены специально созданные аппаратные средства и разработана соответствующая методика, подробное описание которых приведено в [12]. Фиксирующим материалом, обеспечивающим соединение поверхностей металлического образца и образца из пемзы, служил стоматологический цемент «Уницем».

Результаты проведенных экспериментов, отражающих влияние условий модификации поверхности образца на прочностные показатели ее соединения с имитатором костной ткани, представлены на рис. 5.

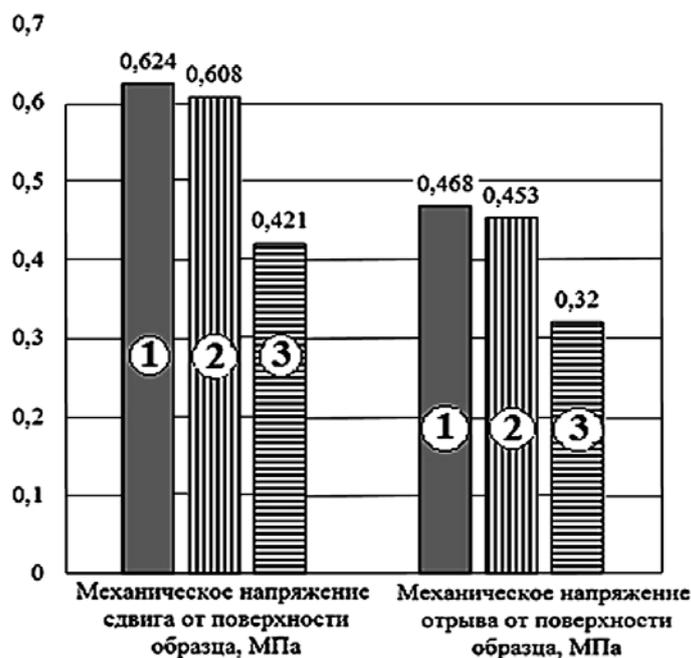


Рис. 5. Диаграмма зависимости прочностных показателей соединения поверхности образца с имитатором костной ткани от условий ее модификации: а – значение напряжения сдвига; б – значение напряжения отрыва; 1 – после выполнения ЭКО; 2 – после выполнения ЭКО и ЭХО при $U = 40$ В; 3 – после выполнения ЭКО и ЭХО при $U = 80$ В

Из анализа данных видно, что наибольшие значения прочностных характеристик соединения обеспечивают-

ся при модификации поверхности образца только за счет ее электроконтактной обработки. Последующая электро-

химическая обработка приводит к снижению прочностных показателей соединения. Так, напряжение сдвига в соединении после ЭХО при $U = 40$ снизилось в 1,03 раза (с 0,624 до 0,608 МПа), в такой же степени снизилось и напряжение отрыва (с 0,468 до 0,453 МПа). Увеличение напряжения между электродами в процессе ЭХО до 80 В сопровождается еще большим снижением прочностных показателей соединения, в частности, напряжение сдвига падает в 1,48 раза, а напряжение отрыва – в 1,46 раза.

Снижение прочностных показателей соединения в результате применения после электроконтактной электрохимической обработки объясняется следующими обстоятельствами. За счет анодного растворения высота микронеровностей, сформированных после электроконтактной обработки, уменьшается, а также происходит сглаживание их острых кромок и вершин. При этом с увеличением напряжения между электродами возрастает скорость анодного растворения металла образца, вызывая более интенсивное протекание указанных процессов на поверхности. В результате такого изменения высотных и шаговых параметров шероховатости поверхности наблюдается уменьшение, по сравнению с электроконтактной обработкой, значения ее удельной поверхности и удельной емкости, что, как известно [13], обуславливает снижение уровня прочностных показателей соединения поверхности образца с имитатором костной ткани.

На основании обобщенного анализа полученных экспериментальных данных показано, что для обеспечения высокой прочности соединения модифицированной поверхности металлического имплантата с костной тканью и устранения ее режущей способности необходимо назначить режимы электрохимической обработки, гарантирующие скругление (притупление) вершин микронеровностей при минимальном сни-

жении высотных и шаговых параметров шероховатости поверхности, сформированных при выполнении предшествующей операции электроконтактной обработки.

Выводы

1. Показано, что наряду с традиционно применяемыми способами поверхностной обработки металлических имплантатов (струйно-абразивная и дробеструйная) перспективным является способ электроконтактной обработки (ЭКО). Будучи разновидностью электроэрозионной обработки, он позволяет получать поверхность, не имеющую направленных следов обработки и представляющую собой совокупность перекрывающихся друг друга лунок.

2. Установлено, что в результате ЭКО металлическая поверхность приобретает режущую способность, что обусловлено формированием по краям лунок наплывов застывшего металла, выполняющих роль своеобразных режущих элементов. Применительно к имплантатам наличие этих элементов является нежелательным, т. к. они могут вызывать разрушение костной ткани при нагружении соединения «имплантат–кость» сдвиговыми усилиями, а поэтому необходимо притупить образовавшиеся после ЭКО режущие кромки на этих элементах. Показано, что эффективный способ решения такой задачи – использование после ЭКО электрохимической обработки (ЭХО).

3. Разработана методика и создано экспериментальное оборудование для осуществления электроконтактной и электрохимической обработки металлических (нержавеющая сталь 12Х18Н10Т) образцов имплантатов, а также обоснован выбор методов и средств для определения параметров шероховатости модифицированной поверхности образца и прочности ее соединения с имитатором костной ткани.

4. С использованием методики, основанной на истирании кости о мо-

дифицированную поверхность образца, экспериментально доказано, что после ЭКО поверхность приобретает режущую способность, о чем свидетельствует образование продуктов разрушения костной ткани в виде мелкодисперсной стружки. Последующая электрохимическая обработка поверхности образца приводит, в зависимости от режимов ее выполнения, к существенному снижению или полному устранению режущей способности поверхности, т. е. наличие стружки не наблюдается, а на поверхности образца остаются следы, соответствующие только фрикционному взаимодействию.

5. Экспериментально установлено, что применение электрохимической обработки приводит к уменьшению значений как высотных, так и шаговых параметров шероховатости поверхности образца, полученных в результате ее предшествующей электроконтактной обработки, и тем интенсивнее, чем больше напряжение между электродами.

6. Показано, что ускоренное анодное растворение металла образца происходит на участках, расположенных ближе

к электроду–инструменту, где напряженность электрического поля имеет максимальное значение, т. е. на выступах микронеровностей. В результате такого локального (избирательного) растворения исходная высота микронеровностей поверхности, полученных после ее электроконтактной обработки, снижается с одновременным увеличением радиуса их вершин и уменьшением шага между ними, что приводит к притуплению (скруглению) режущих кромок на поверхности образца.

Экспериментально установлено, что, по сравнению с электроконтактной, применение последующей электрохимической обработки приводит к снижению прочности соединения поверхности образца с имитатором костной ткани как при испытаниях на сдвиг, так и на отрыв, и тем значительней, чем больше напряжение между электродами. Показано, что связано это со снижением величины удельной поверхности и удельной емкости в результате уменьшения высотных и шаговых параметров шероховатости поверхности образца при ее электрохимической обработке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Модификация поверхности титановых имплантатов и ее влияние на их физико-химические и биомеханические параметры в биологических средах / В. В. Савич [и др.] ; под науч. ред. В. В. Савича. – Минск : Беларус. навука. – 2012. – 244 с.
2. **Киселев, М. Г.** Исследование явления переноса материала с инструмента на обрабатываемую поверхность имплантата при его электроконтактной обработке с ультразвуком / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, В. А. Борисов // Современные методы и технологии создания и обработки материалов : материалы 7-й Междунар. науч.-техн. конф. – Минск, 2012. – С. 88–93.
3. Теоретическое обоснование рациональных параметров режима электроконтактной обработки проволочного инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2012. – № 3. – С. 3–10.
4. Effect of surface roughness on proliferation, differentiation, and protein synthesis of human osteoblast-like cells (MG63) / J. Y. Martin [et al.] // Biomed Mater Res. – 1995. – Vol. 29. – P. 389–401.
5. Surface roughness modulates the local production of growth factors and cytokines by osteoblast-like MG-63 cells / K. Kieswetter [et al.] // Biomed Mater Res. – 1996. – Vol. 32. – P. 55–63.
6. Titanium surface roughness alters responsiveness of MG63 osteoblast-like cells to 1 α , 25-(OH) $_2$ D $_3$ / V. D. Boyan [et al.] // Biomed Mater Res. – 1998. – Vol. 39. – P. 77–85.
7. Модификация исходной поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности путем применения электроконтактной обработки / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 13–22.
8. Исследование стадий взаимодействия проволочного электрода-инструмента с поверхностью заготовки при ее электроконтактной обработке / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2013. – № 2. – С. 3–10.

9. **Соколов, И. А.** Механизация процесса электроискрового легирования / И. А. Соколов // Электронная обработка материалов. – 1975. – № 1. – С. 33–34.
10. **Андреев, В. И.** Технологические возможности применения вращающихся электродов-инструментов для ЭИЛ / В. И. Андреев, В. Г. Ситало // Электронная обработка материалов. – 1990. – № 2. – С. 85–87.
11. Теоретическое обоснование рациональных параметров режима электроконтактной обработки проволочного инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2012 – № 3. – С. 3–10.
12. **Киселев, М. Г.** Методика и аппаратные средства определения прочностных характеристик соединения поверхностей имплантата и имитатора костной ткани, полученного с использованием фиксирующего материала / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, С. Г. Монич // Метрология и приборостроение. – 2013. – № 2. – С. 11–15.
13. **Киселев, М. Г.** Методика и аппаратные средства для определения емкости поверхности способом центрифугирования взаимодействующей с ней жидкости / М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, С. Г. Монич // Метрология и приборостроение. – 2013. – № 4. – С. 29–33.

Статья сдана в редакцию 14 июня 2014 года

Михаил Григорьевич Киселев, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. Тел.: +375-297-56-64-05.

Алексей Владимирович Дроздов, канд. техн. наук, Белорусский национальный технический университет. E-mail: dav7@tut.by.

Сергей Геннадьевич Монич, аспирант, Белорусский национальный технический университет. E-mail: kayak88@yandex.by .

Mikhail Grigoryevich Kiselyov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. Phone: +375-297-56-64-05.

Aleksei Vladimirovich Drozdov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: dav7@tut.by.

Sergey Gennadyevich Monich, PhD student, Belarusian National Technical University. E-mail: kayak88@yandex.by.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко

АНАЛИЗ ФАЗОВЫХ И СТРУКТУРНЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОМ ЛЕГИРОВАНИИ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ МЕДИ

UDC 669.017

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko

ANALYSIS OF PHASE AND STRUCTURAL TRANSFORMATIONS IN MECHANICAL ALLOYING OF COPPER-BASED SYSTEMS

Аннотация

Представлены закономерности и механизмы формирования фазового состава, структуры и свойств двух- и многокомпонентных механически легированных медных композиций.

Ключевые слова:

механическое легирование, медные композиции, превращения, закономерности, механизмы, фазовый состав, структура, свойства.

Abstract

The paper presents patterns and mechanisms of the formation of phase composition, structure and properties of two- and multi-component mechanically alloyed copper compositions.

Key words:

mechanical alloying, copper compositions, transformations, patterns, mechanisms, phase composition, structure, properties.

Одним из перспективных направлений современного материаловедения является разработка теории и технологии получения механически легированных дисперсно-упрочненных жаропрочных сплавов с особым комплексом физико-механических свойств [1, 2].

Цель работы – установление закономерностей протекания фазовых и структурных превращений в двух- и многокомпонентных системах на основе меди при механическом легировании и последующем отжиге гранулированных композиций.

Исследование проведено на системах, подвергнутых реакционному механическому легированию по оптимальному режиму. Методика исследования, материалы, оборудование и приборы

приведены в [3].

Результаты исследования и их обсуждение

Превращения в двойных системах. Следует отметить, что причисление систем к двойным является в какой-то мере условным. Все исходные порошки содержат оксиды, адсорбированный кислород и воду, а также другие примеси, оказывающие определенное влияние на протекание механически и термически активируемых превращений. Так, согласно ГОСТ 4960-75 содержание кислорода в порошке меди ПМС1, являющегося основой шихты, может достигать 0,3 %. Исследования выполнены на композициях меди с Al,

Be, Mg, Zr, Zn, Mo, Nb, Ta.

Первая группа систем, включающих в качестве второго компонента Al, Be, Mg, Zr, Zn, широко используется в классическом материаловедении для производства бронз и латуней. При применении технологии механического легирования она, кроме того, является основой для производства дисперсно-упрочненных материалов электротехнического назначения. Элементы, входящие в эту группу, образуют с медью твердые растворы и ряд соединений. Для производства жаропрочных материалов, обладающих низким электрическим сопротивлением, перспективно механическое легирование меди тугоплавкими металлами Zr, Mo, Nb, Ta. Эти системы отнесены ко *второй группе* двойных сплавов [2].

Исследования механически и термически активируемых фазовых и структурных превращений в системах, относящихся к первой группе, выполнены на композициях со следующей концентрацией второго компонента: Al – 5,0 %, Be – 2,0 %, Mg – 2,5 %, Zn – 20 %, что ниже предельной растворимости этих элементов в меди, составляющей 10; 2,7; 2,8 и 39 % соответственно. Характер и направление фазовых превращений, протекающих в этих системах, наиболее очевидны на сплавах «Cu–Al». Алюминий имеет большую растворимость в меди. Расчеты, полученные с использованием данных [4, 5], показывают, что растворение в меди одного процента алюминия вызывает увеличение параметра кристаллической решетки на 0,000447 нм. Чистая медь имеет решетку ГЦК с $a = 0,36074$ нм. Этот показатель для порошка меди ПМС-1, обработанного в механореакторе без легирующих добавок, составляет 0,36161 нм и принят за базу.

Проведенные исследования показали, что ранее установленный механически активируемый механизм формирования твердых растворов на основе алюминия [2, 6, 7] является универсаль-

ным и реализуется также в медных сплавах. Механическое легирование меди элементами, образующими твердые растворы, приводит к увеличению периода кристаллической решетки, смещению интерференционных линий от равновесного положения, снижению их интенсивности и увеличению ширины, а также асимметричности, что однозначно указывает на механически активируемое растворение их в основе. В качестве примера на рис. 1 продемонстрирована зависимость вышеприведенных параметров от продолжительности обработки в механореакторе композиции «Cu–Al (5,0 %)».

Основной причиной асимметричности линий в медных композициях является формирование неоднородного квазираствора с разной концентрацией компонентов в микрообъемах. После механического легирования меди алюминием материал состоит из двух твердых растворов, различающихся по составу (см. рис. 1). Основная фаза по интенсивности рентгеновского излучения в несколько раз превосходит дополнительную, что позволяет сделать вывод о ее преобладающем содержании в материале. С увеличением продолжительности обработки в механореакторе концентрация легирующего элемента как в одном, так и во втором твердых растворах непрерывно возрастает. В основной фазе ее значение всегда остается ниже среднего содержания алюминия в шихте, в то время как в дополнительной – значительно превышает ее. С увеличением продолжительности обработки в механореакторе содержание основной фазы повышается, а дополнительной – уменьшается. При этом ширина линий и степень их перекрытия возрастают. После механического легирования в течение 8 ч концентрация алюминия в основной фазе составляет 3,65 %, а в дополнительной – 18,16 %.

Наряду с растворением легирующего элемента, в основе происходит также образование соединений.

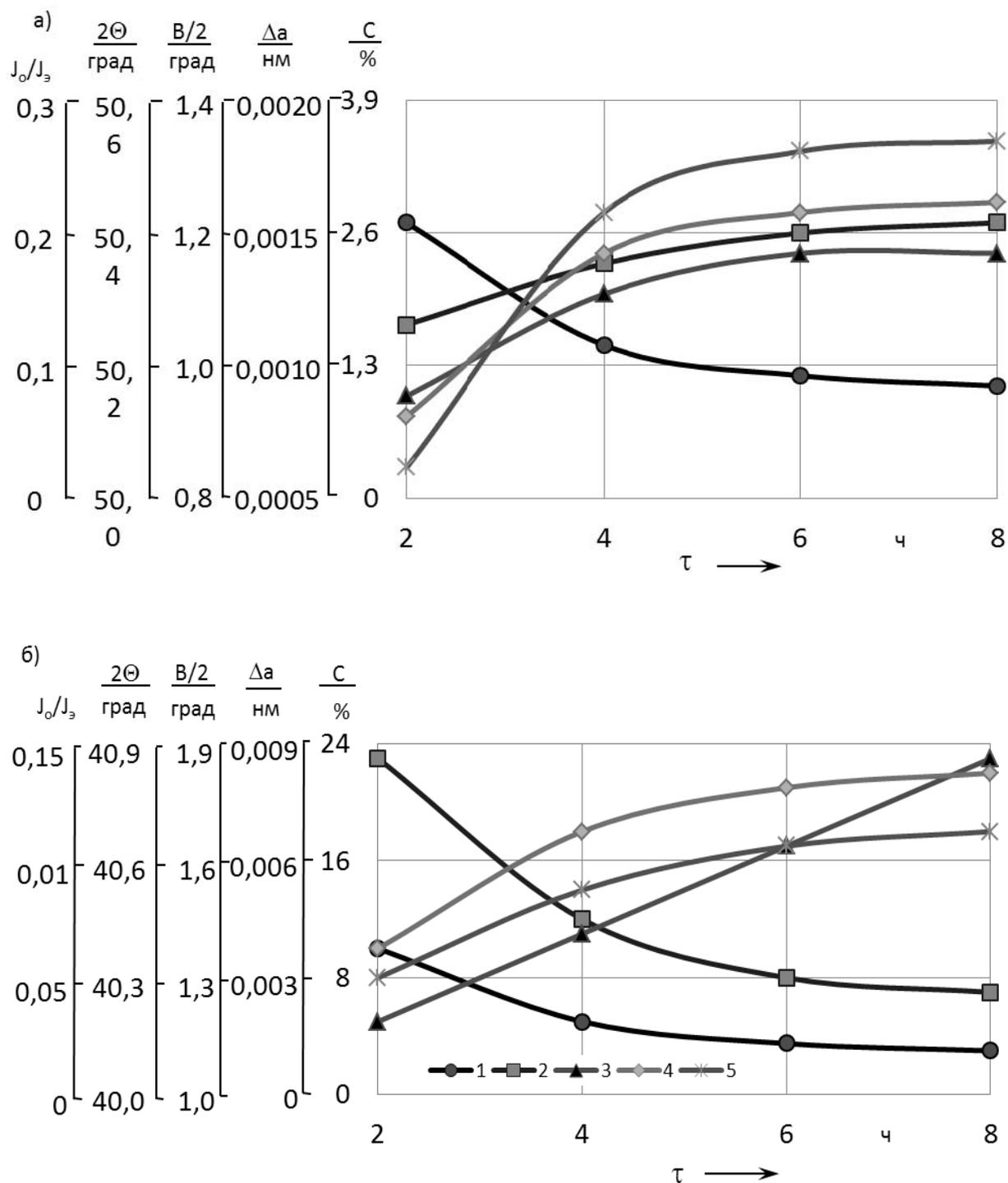


Рис. 1. Влияние продолжительности обработки в механореакторе композиции «Cu–Al(5,0 %)» на формирование основного (а) и дополнительного (б) твердых растворов алюминия в меди: 1 – относительная интенсивность линии (002) (J_0/J_3); 2 – положение максимума линии (002) (2Θ); 3 – полуширина линии (002) ($B/2$); 4 – изменение параметра кристаллической решетки (Δa); 5 – концентрация Al в твердом растворе

После механического легирования в течение 8 ч установлено наличие в системе с содержанием алюминия менее 10 % термодинамически неравновесной фазы Cu_9Al_4 с концентрацией этого элемента, находящейся в пределах 16,0...18,8 % [4, 5]. Заслуживает внимания тот факт, что содержание компонентов в высококонцентрированном твердом растворе и соединении близко. Это позволяет предположить, что образующийся в результате восходящей диффузии высококонцентрированный твердый раствор является одной из промежуточных фаз на пути формирования соединения. Длительная обработка в механореакторе (16 ч) композиции «Cu–Al (5 %)» не обеспечивает достижения равновесного состояния. Наряду с интерметаллидом, во всех случаях обнаруживается легирующий элемент в чистом виде. Проведенная качественная оценка, выполненная с применением электроннографического анализа, показала, что вероятность наличия на электроннограммах рефлексов, даваемых высококонцентрированным твердым раствором, равна 0,35. Этот показатель для фазы Cu_9Al_4 и Al составляет 0,80 и 0,55 соответственно [1, 2].

Подтверждением универсальности вышеприведенной закономерности являются результаты исследования, выполненного на системе «Cu–Zn» с содержанием в шихте второго компонента в количестве 20 %. Растворение 1 % Zn изменяет параметр кристаллической решетки меди на 0,000245 [4, 5]. В этом случае так же, как и в композиции с алюминием при механическом легировании, формируются два твердых раствора. После обработки в механореакторе в течение 8 ч концентрация Zn в этих фазах равна 14,20 и 40,82 %. Содержание Zn в высококонцентрированном твердом растворе находится в интервале растворимости его в β -фазе, ко-

торый изменяется в пределах 36...55 % [4, 5].

Формирование твердого раствора при механическом легировании установлено также и в композициях «Cu–Be» и «Cu–Mg». После обработки в течение 8 ч предельное содержание Be в твердом растворе достигает 1,21 %. Равновесная растворимость Be в меди при 300 °C составляет 0,2 % [4]. Наряду с пересыщенным твердым раствором, существует Be в элементарном виде. Наличие $\beta(\beta')$ -фазы, формирующейся на базе соединения CuBe, рентгеноструктурным методом не выявлено.

Обработка в механореакторе композиции «Cu–Mg» приводит к заметному изменению параметра кристаллической решетки меди, который после механического легирования в течение 8 ч составляет 0,00106 нм, что указывает на значительную механохимическую растворимость Mg в меди. Однако в связи с отсутствием данных по влиянию этого элемента на параметр решетки меди установить его содержание в твердом растворе не представляется возможным. Наличие других фаз однозначно не установлено. Дополнительно появившиеся на рентгенограмме в этой системе две, три слабые линии могут быть отнесены к фазе Cu_2Mg .

Полученные закономерности механически активируемых превращений полностью справедливы и для композиций, имеющих небольшое содержание легирующих элементов (Al – 0,80 %; Mg – 1,08 %; Be – 0,40 %), фазовый состав и микротвердость которых приведены в табл. 1. Как показано ниже, эти композиции явились основой для создания комплексно легированных жаропрочных дисперсно-упрочненных электротехнических материалов, имеющих важное практическое значение.

Табл. 1. Фазовый состав и микротвердость двухкомпонентных механически легированных композиций

Легировующий компонент, %	Фазовый состав	Микротвердость HV гранул после	
		механического легирования (8 ч)	механического легирования (8 ч) и отжига (850 °С, 10 ч)
Al (0,80)	Cu (Al); Cu ₉ Al ₄ ; Al	230	220
Mg (1,08)	Cu (Mg); Cu ₂ Mg; Mg	245	230
Be (0,40)	Cu (Be); Be	240	210
Zr (2,02)	Cu; Zr; Cu ₅₁ Zr ₁₄	160	140
Ta (4,55)	Cu; Ta	190	170
Nb (2,40)	Cu; Nb	170	150
Mo (2,85)	Cu; Mo	200	180

Согласно равновесным диаграммам тугоплавкие металлы (Mo, Nb, Ta), отнесенные ко второй группе, не взаимодействуют с медью, а Zr при незначительной растворимости в ней способен образовывать ряд соединений (Cu₇Zr₂; Cu₅₁Zr₁₄; Cu₈Zr₃; Cu₁₀Zr₇; CuZr; CuZr₂). Возможность применения этих элементов для дисперсного упрочнения меди обусловлена их высокой температурой плавления и рекристаллизации, а также повышенной твердостью. Так, температура плавления Mo составляет 2615 °С; Nb – 2467 °С; Ta – 2980 °С, твердость Mo – 160 НВ; Nb – 88 НВ; Ta – 108 НВ. Достаточно высокой температурой плавления, равной 1852 °С, обладает цирконий, однако твердость его относительно низка – 65 НВ [8]. При одинаковом объемном содержании этих элементов в исследованных композициях, равном 2,5 %, концентрация их по массе составляла: Mo – 2,85 %; Nb – 2,40 %; Ta – 4,55 %; Zr – 2,02 %.

В двухкомпонентных материалах, содержащих Mo, Nb, Ta, их взаимодействие с медью не установлено. На рентгенограмме механически легированной композиции системы «Cu–Zr», наряду с интерференционными линиями, принадлежащими исходным компонентам, при углах 2Θ, равных 40,871 и 42,560°, имеются слабые рефлексы, указываю-

щие на наличие фазы Cu₅₁Zr₁₄ (Cu₃Zr). В механически легированных композициях тугоплавкий металл находится в виде включений размером, не превышающим десятых долей микрометра, вызывающих дисперсное упрочнение, на наличие которого указывает высокая стойкость против длительного отжига при температурах не менее 0,8 T_{пл основы} (см. табл. 1).

Следует отметить, что упрочняющий эффект от диспергирования тугоплавких металлов значительно ниже по сравнению с механически синтезированными наноразмерными фазами в системах, содержащих Al, Mg и Be. Как показано ниже, высокое упрочнение последних и стойкость их против отжига в первую очередь обусловлены механически активируемым взаимодействием между элементами (Al, Mg и Be), обладающими высоким сродством кислороду, с одной стороны, и оксидами меди, а также кислородом, находящимися в медном порошке, с другой. Продуктом этого взаимодействия являются наноразмерные, термодинамически стабильные и имеющие высокое значение модуля сдвига оксиды легирующих металлов.

Фазовые превращения в многокомпонентных системах. Для дисперсного упрочнения меди перспективными являются оксиды Al₂O₃, MgO, ZrO₂ и

BeO, а также оксиды редкоземельных металлов. Они имеют низкое значение термодинамического потенциала образования ($-\Delta G^{\circ}_T = 500 \dots 600$ кДж/моль атомов O), высокие значения модуля сдвига и температуры плавления. Для реализации технологии получения медных материалов, упрочненных синтезированными в процессе реализации технологии оксидами, исходная порошковая композиция, наряду с медью, должна содержать металл, образующий это соединение, и вещество – поставщик кислорода. При этом одним из факторов, определявшим выбор исследованных композиций, являлась их перспективность для производства жаропрочных материалов высокой электропроводности, имеющих широкое применение в электротехнике, сварочном производстве и родственных ему отраслях [1, 2].

С целью выявления закономерностей формирования фазового состава, структуры и свойств дисперсно-упрочненных материалов для легирования меди использовались вещества, отличающиеся своей природой и химической активностью. Исследование проведено на ряде композиций системы «Cu–легирующий металл, обладающий высоким сродством к кислороду,–легирующий оксид», имеющих разную величину ΔG°_T взаимодействия между легирующими добавками. В качестве элементов с высоким сродством к кислороду взяты Al, Mg, Be, Zr. Поставщиками кислорода служили оксиды – N_2O , CuO, MoO_3 , Cr_2O_3 , V_2O_5 , NbO, значение ΔG°_T образования которых больше, чем у оксидов легирующего элемента – Al_2O_3 , MgO, BeO, ZrO_2 (табл. 2).

Табл. 2. Значение ΔG°_T образования легирующего оксида

Легирующий оксид	N_2O	CuO	MoO_3	Cr_2O_3	V_2O_5	NbO	Al_2O_3	ZrO_2	MgO	BeO
$-\Delta G^{\circ}_T$ оксида, кДж/моль атомов O	-80	15	145	175	180	300	520	550	570	570

В этих системах термодинамически вероятно взаимодействие между легирующим металлом (Me) и легирующим оксидом ($\Sigma_n O_m$), $\nu Me + \Sigma_n O_m \rightarrow Me_{\nu} O_m + n \Sigma$, продуктами которого являются оксид легирующего металла ($Me_{\nu} O_m$) и элемент, восстановленный из легирующего оксида (Σ). Наряду с термодинамическим фактором, круг легирующих оксидов существенно ограничен также тем, что элемент, восстановленный из оксида, должен обладать минимальной растворимостью в меди. В обратном случае он будет оказывать резко негативное влияние на электропроводность. Этим условиям удовлетворяют вышеприведенные оксиды таких элементов, как N, Cu, Mo, Cr, V, Nb [9].

Базовые композиции, представленные в табл. 3, содержали 0,80 % Al и 0,71 % O, вводимого с оксидами. При

этом, согласно расчету, при условии полного взаимодействия между легирующими компонентами должно образовываться 1,51 % Al_2O_3 . Для получения сопоставимых результатов в композициях с Mg, Be и Zr легирующие оксиды также содержали 0,71 % O и пропорциональное количество легирующего металла (0,40 % Be, 1,08 % Mg, 2,02 % Zr), что обеспечивает образование 1,11 % BeO, 1,79 % MgO и 2,73 % ZrO_2 .

В приведенных композициях в той или иной мере должно происходить взаимодействие между: легирующим металлом и медью; легирующими компонентами (легирующим металлом и оксидом); элементом, восстановленным из легирующего соединения, с одной стороны, и медью и/или легирующим металлом, с другой. Первых два типа превращений отнесены к первичным,

третий тип – к вторичным. Продуктами первого типа первичных превращений могут быть твердые растворы легирующего металла и меди друг в друге, а также соединения между этими элементами. Вторым типом первичных превращений в этой группе являются окислительно-восстановительные реакции. Конечные продукты их протекания – оксиды легирующего металла и восстановленные элементы. В отличие от первичных один из компонентов вторичных превращений – элемент, восстановленный из легирующего оксида.

Фазовые превращения исследовались рентгеноструктурным анализом и методами ПЭМ. Принимая во внимание относительно невысокую чувствительность рентгеноструктурного метода, концентрация легирующих компонен-

тов в композициях, подвергаемых исследованию, в 3 раза превышала базовую. Анализ данных, представленных в табл. 3 и на рис. 1, показывает, что при механическом легировании в большинстве композиций получают развитие превращения первого и второго типов. При этом наблюдается корреляция между полнотой протекания механически активированной окислительно-восстановительной реакции и энергией Гиббса процесса, которая, в свою очередь, зависит от термодинамической стабильности легирующего оксида, определяемого величиной ΔG_T^0 его образования. Значения энергии Гиббса реакции $2nAl + 3Э_mO_n \rightarrow nAl_2O_3 + 3mЭ$, рассчитанные для нормальных условий, представлены в табл. 4.

Табл. 3. Фазовый состав многокомпонентных гранулированных композиций на основе меди, подвергнутых механическому легированию в течение 8 ч

Легирующие компоненты (содержание, %)	Фазовый состав материала		
	после механического легирования	после механического легирования и отжига (10 ч, 850 °С)	равновесный
Al(0,8); N ₂ O(0,50)	Cu(Al); Al; Cu ₉ Al ₄ ; Cu ₂ Al; CuAlO ₄	Cu; AlN; Al ₂ O ₃	Cu; AlN; Al ₂ O ₃
Al(0,8); CuO(3,53)	Cu(Al); Al; Cu ₉ Al ₄ ; Cu ₂ O	Cu(Al); Al ₂ O ₃ ; Cu ₂ O	Cu(Al); Al ₂ O ₃
Al(0,8); MoO ₃ (2,13)	Cu(Al); Al; Mo; MoO ₂ ; Cu ₉ Al ₄	Cu; Mo; Al ₂ O ₃	Cu; Mo; Al ₂ O ₃
Al(0,8); V ₂ O ₅ (1,62)	Cu(Al); Al; V; V ₂ O ₃	Cu; V; Al ₂ O ₃ ; V ₂ O ₃	Cu; V; Al ₂ O ₃
Al(0,8); Cr ₂ O ₃ (2,25)	Cu(Al); Al; Cr ₂ O ₃ ; Cu ₉ Al ₄	Cu; Cr; Al ₂ O ₃ ; Cr ₂ O ₃	Cu; Cr; Al ₂ O ₃
Al(0,8); ZrO ₂ (2,73)	Cu(Al); (Al); ZrO ₂ ; Cu ₉ Al ₄	Cu(Al); ZrO ₂	Cu(Al); ZrO ₂
Mg(1,08); CuO(3,53)	Cu(Mg); Mg; Cu ₂ O	Cu(Mg); MgO; Cu ₂ O	Cu(Mg); MgO
Mg(1,08); MoO ₃ (2,13)	Cu(Mg); Mg; Mo; MoO ₂	Cu(Mg); Mo; MgO	Cu(Mg); Mo; MgO
Be(0,40); CuO(3,53)	Cu(Be); Be; Cu ₂ O	Cu; BeO; Cu ₂ O	Cu; BeO
Be(0,40); MoO ₃ (2,13)	Cu(Be); Be; Mo; MoO ₂	Cu; Mo; BeO	Cu; Mo; BeO
Zr(2,02); CuO(3,53)	Cu; Zr; Cu ₅₁ Zr ₁₄ ; CuO	Cu; ZrO ₂ ; Cu ₃ Zr; Cu ₂ O,	Cu; ZrO ₂
Zr(2,02); MoO ₃ (2,13)	Cu; Zr; Cu ₅₁ Zr ₁₄ ; MoO ₃	Cu; Mo; Cu ₃ Zr; ZrO ₂	Cu; Mo; ZrO ₂

Табл. 4. Значения ΔG^0_T окислительно-восстановительной реакции в системах «медь–алюминий–легирующий оксид»

Легирующий оксид	N ₂ O	CuO	MoO ₃	V ₂ O ₅	Cr ₂ O ₃	NbO	Al ₂ O ₃	ZrO ₂
$-\Delta G^0_T$ окислительно-восстановительной реакции, кДж/моль атомов O	630	400	300	240	170	145	0	-30

Анализ результатов, приведенных в табл. 3 и на рис. 1, позволяет сделать вывод, что в медных композициях имеет место механически активируемое взаимодействие легирующих металлов (Al, Mg, Be, Zr) с медью, продуктами которого являются термодинамически разрешенные соединения и твердые растворы.

Если исключить связывание легирующего металла, например, алюминия, в оксид, то во всех системах условия протекания этих процессов примерно одинаковы и по их развитию можно косвенно судить о количестве этого металла, участвующего в окислительно-восстановительной реакции. В первом приближении оно обратно пропорционально суммарному содержанию легирующего металла в соединениях с ме-

дью. Однако рентгеноструктурным анализом достаточно достоверно можно установить только его концентрацию в твердом растворе. С учетом того, что в работе использованы оксиды элементов, не растворяющихся в меди, изменение параметра кристаллической решетки основы зависит только от содержания в ней легирующего металла.

Результаты исследования, показывающие зависимость в системе «Cu–Al–легирующий оксид» концентрации алюминия в твердом растворе меди от величины – окислительно-восстановительной реакции, имеющей место в композиции (рис. 2), подтверждают вышеприведенный вывод о корреляции между полнотой протекания и энергией Гиббса превращения этого типа.

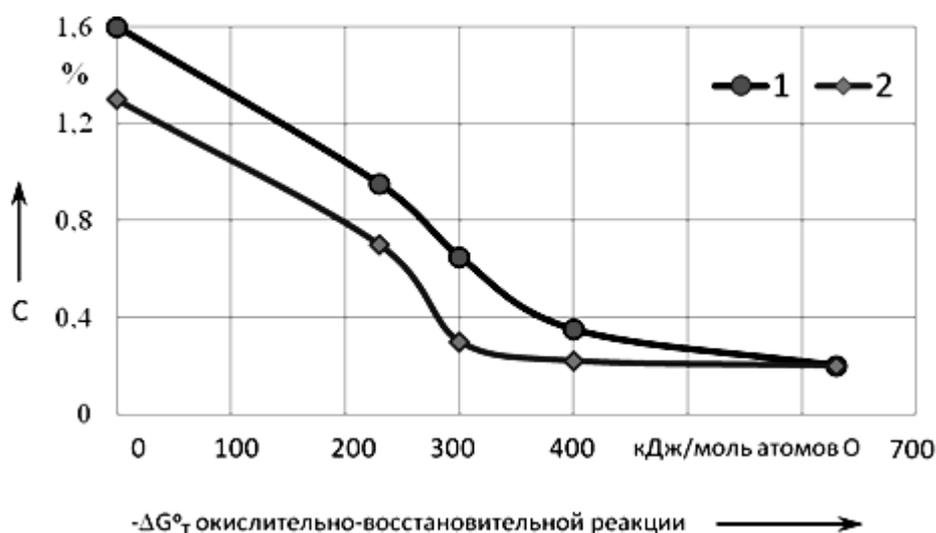


Рис. 2. Влияние величины $-\Delta G^0_T$ окислительно-восстановительной реакции, протекающей в композициях «Cu–Al (2,4 %)–легирующий оксид», на концентрацию Al в твердом растворе после механического легирования (1); механического легирования и отжига (2)

Уменьшение концентрации алюминия в твердом растворе на основе меди с увеличением значения $-\Delta G^0_T$ реакции однозначно указывает на связывание легирующего металла в оксид. При этом механически активируемые окислительно-восстановительные реакции получают заметное развитие при величине $-\Delta G^0_T$ превращения более 170 кДж/моль атомов О. В случае применения в качестве восстановителя алюминия, это имеет место в композициях, содержащих оксиды N_2O , CuO , MoO_3 и V_2O_5 .

Применение вместо алюминия магния или бериллия приводит к повышению значения $-\Delta G^0_T$ окислительно-восстановительной реакции примерно на 50 кДж/моль атомов О, что является предпосылкой для расширения круга оксидов, которые могут быть использованы в качестве поставщика кислорода, и увеличения полноты протекания превращений [1, 2].

Наличие во всех механически легированных композициях низших, а в ряде случаев и исходных оксидов, а также легирующих металлов (см. табл. 3) однозначно указывает на то, что в разбавленных системах, которыми они являются, в процессе обработки в механореакторе

окислительно-восстановительные превращения полного завершения не получают. Оксиды легирующего металла (Al_2O_3 , MgO , BeO , ZrO_2), будучи продуктом механически активируемых окислительно-восстановительных превращений, ни в одной из композиций рентгеноструктурным анализом однозначно не установлены. Как и в алюминиевых системах [1, 2], это объясняется тем, что механически синтезированные оксиды находятся в ультрадисперсном и отчасти рентгеноаморфном состоянии. Наличие этих фаз, исключая оксиды циркония, подтверждается электронно-графическим методом. Вероятность выявления рефлексов механически синтезированных оксидов находится в пределах 0,4...1,0 и возрастает по мере уменьшения энергии Гиббса окислительно-восстановительной реакции.

На протекание механически активируемых окислительно-восстановительных превращений и наличие дисперсного упрочнения в исследованных системах однозначно указывает высокая твердость механически легированных гранулированных композиций, сохраняющаяся после длительного высокотемпературного отжига (табл. 5).

Табл. 5. Твердость многокомпонентных гранулированных композиций на основе меди

Легирующие компоненты (содержание, %)	Твердость (HV) гранул после	
	механического легирования	механического легирования и отжига (10 ч, 850 °С)
$Al(0,8); N_2O(0,50)$	240	230
$Al(0,8); CuO(3,53)$	260	240
$Al(0,8); MoO_3(2,13)$	270	260
$Al(0,8); Cr_2O_3(2,25)$	240	235
$Al(0,8); ZrO_2(2,73)$	215	185
$Mg(1,08); CuO(3,53)$	265	240
$Mg(1,08); MoO_3(2,13)$	275	255
$Mg(1,08); ZrO_2(2,73)$	230	220
$Be(0,40); CuO(3,53)$	270	250
$Be(0,40); MoO_3(2,13)$	275	260
$Be(0,40); ZrO_2(2,73)$	240	225
$Zr(2,02); CuO(3,53)$	170	195
$Zr(2,02); MoO_3(2,13)$	175	185

На степень реализации механически активируемых окислительно-восстановительных реакций, наряду с величиной энергии Гиббса, существенное влияние оказывает растворимость легирующего металла в основе. При примерно близких значениях $-\Delta G^{\circ}_T$ образования оксидов легирующих металлов (Be, Mg, Al, Zr) отсутствием растворимости циркония в основе объясняется малая скорость протекания этого превращения, что и обуславливает низкую, по сравнению с другими системами, твердость механически легированной композиции, содержащей этот элемент (см. табл. 5). В данном случае упрочнение происходит, в основном, за счет формирования микрокристаллического типа структуры основы, измельчения частиц циркония и образования механически синтезированной наноструктурной фазы $\text{Cu}_{51}\text{Zr}_{14}$.

Анализ вышеприведенных данных явился основой для разработки механизма механически активируемых окислительно-восстановительных превраще-

ний, имеющих место в композициях системы «Cu–легирующий металл, обладающий высоким сродством к кислороду,–легирующий оксид». Он в общем случае включает одновременно протекающие взаимосвязанные процессы: формирование гранулированной композиции с дисперсным и равномерным распределением легирующих компонентов; растворение легирующего металла в основе; внутреннее окисление легирующего металла легирующим оксидом, вызывающее образование наноразмерных включений термодинамически стабильного оксида, упрочняющих основу. При использовании легирующего оксида, обладающего большим значением энергии Гиббса образования, чем оксид основы, превалирует окисление основного металла с последующим восстановлением его легирующим металлом.

Типичная структура механически легированных композиций, полученная ПЭМ – просвечиванием тонких краев гранул, представлена на рис. 3.

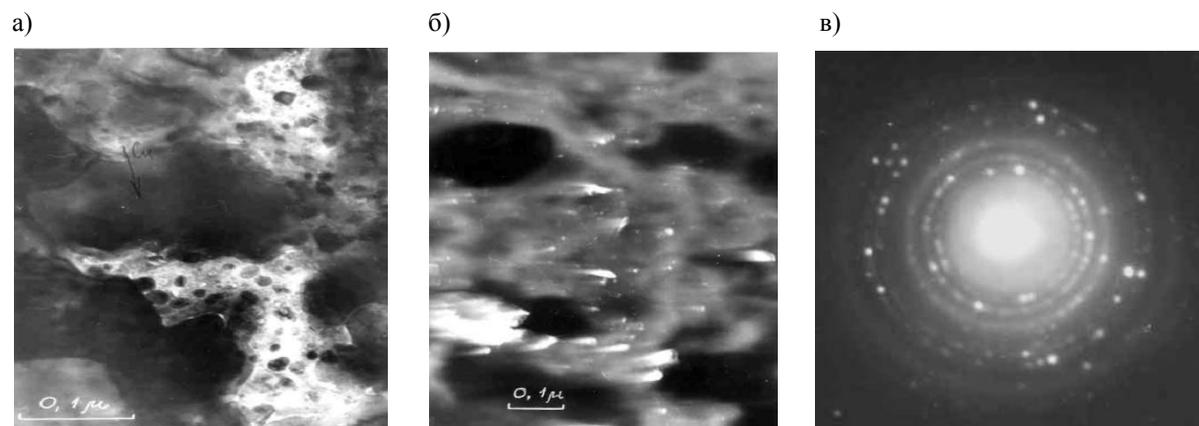


Рис. 3. Микроструктура гранул, полученных обработкой в течение 8 ч в механореакторе композиции «Cu–Al (0,80 %)–MoO₃ (2,13 %)». ПЭМ: а – светлое поле; б – темное поле в рефлексах фаз [111]Cu + [111]Al; в – микроэлектроннограмма

Анализ результатов комплексного исследования, выполненного с применением современных методов и приборов, показывает, что независимо от состава шихты механически легированные медные композиции являются наноструктурными термодинамически неравно-

весными дисперсно-упрочненными материалами, имеющими основу субмикрокристаллического типа, сформировавшуюся по механизму динамической рекристаллизации, с размером зерен ≤ 100 нм, разделенных на блоки величиной ≤ 50 нм, и плотностью дислокаций

$\leq 1010 \text{ см}^{-2}$, расположенных по границам, стабилизированных наноразмерными включениями ($d < 5 \text{ нм}$) механически синтезированных фаз. Во всех случаях в структуре присутствуют дисперсные включения ($d < 0,1 \text{ мкм}$) исходных легирующих компонентов шихты, количество которых зависит от их природы и не превышает 20 % от исходного.

Отжиг механически легированных композиций активизирует термодинамически разрешенные фазовые превращения и, прежде всего, окислительно-восстановительные, приближая фазовый состав к равновесному, но не достигая его. При этом концентрация легирующих металлов в твердом растворе снижается (см. рис. 1), а в структуре, наряду с оксидами легирующих металлов, присутствуют исходные оксиды или их низшие формы (см. табл. 4), указывающие на незавершенность фазовых превращений. Зависимости протекания термически и механически активируемых фазовых превращений от термодинамического фактора подобны. С уменьшением энергии Гиббса окислительно-восстановительной реакции полнота взаимодействия между компонентами возрастает.

Отжиг при температуре $(0,80 \dots 0,85)T_{\text{пл. основы}}$ приводит к снижению твердости механически легированных композиций на 3...5 %, что указывает на незначительное превалирование факторов, вызывающих разупрочнение, над упрочняющими. К первым относятся процессы возврата, а также коагуляции и роста упрочняющих фаз. Вторые обусловлены увеличением суммарного количества этих фаз, вызванного более полным взаимодействием между компонентами. В отличие от других, в композициях с цирконием отжиг приводит к повышению твердости на 5...10 %. Однако во всех случаях они уступают по твердости материалам, легированным алюминием, магнием или бериллием.

Выводы

1. При механическом легировании композиций на основе меди получают

развитие фазовые превращения, уменьшающие свободную энергию системы и вызывающие образование твердых растворов и соединений различного типа. Для моделирования фазового состава материалов приемлем термодинамический анализ равновесных процессов. Скорость и полнота протекания однотипных реакций возрастают с уменьшением значения энергии Гиббса взаимодействия между компонентами.

2. Механическое легирование меди металлами (Al, Mg, Be, Zn), имеющими в равновесных условиях высокую растворимость в основе и взаимодействующими с ней, приводит к образованию твердых растворов и соединений. Взаимодействие меди с тугоплавкими металлами (Mo, Nb, Ta) не установлено; в системе с цирконием вероятно образование фазы $\text{Cu}_{51}\text{Zr}_{14}$ (Cu_3Zr).

3. Механизм механически активируемого растворения легирующих элементов в меди подобен ранее установленному для алюминиевых систем. Он включает следующие стадии: образование неоднородного по составу квазираствора; формирование в микрообъемах нескольких, различающихся по концентрации твердых растворов; гомогенизацию.

4. Центрами кристаллизации термодинамически неравновесных соединений являются микрообъемы с концентрацией легирующего элемента в твердом растворе, близкой к его содержанию в этих фазах.

5. Для получения дисперсно-упрочненных материалов перспективными являются комплексно легированные композиции системы «медь–легирующий металл с высоким сродством к кислороду–легирующий оксид, имеющий высокое значение энергии Гиббса образования».

6. В комплексно легированных композициях для достаточно полного протекания механически активируемого взаимодействия между легирующими компонентами легирующий металл должен обладать высокой растворимостью в

основе, а величина $-\Delta G^{\circ}_T$ окислительно-восстановительной реакции составлять более 170 кДж/моль атомов О.

7. В композициях системы «медь–легирующий металл с высоким сродством к кислороду–легирующий оксид, имеющий высокое значение энергии Гиббса образования» механически активируемые окислительно-восстановительные реакции реализуются по механизму, включающему одновременно протекающие взаимосвязанные процессы: формирование гранулированной композиции с дисперсным и равномерным распределением легирующих компонентов; растворение легирующего металла в основе; внутреннее окисление легирующего металла легирующим оксидом, вызывающее образование наноразмерных

включений термодинамически стабильного оксида, упрочняющих основу.

8. Механически легированные композиции являются жаропрочными наноструктурными термодинамически неравновесными дисперсно-упрочненными материалами с основой субмикросталлического типа, сформировавшейся по механизму динамической рекристаллизации, упрочненной и стабилизированной наноразмерными включениями механически синтезированных фаз.

9. Отжиг механически легированных композиций активирует термодинамически разрешенные фазовые превращения, приближая фазовый состав к равновесному, не достигая его. Температура рекристаллизации материалов превышает (0,80...0,85) $T_{пл. основы}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Витязь, П. А.** Механически легированные сплавы на основе алюминия и меди / П. А. Витязь, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. – Минск : Беларус. навука, 1998. – 352 с. : ил.
2. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.
3. **Ловшенко, Ф. Г.** Механизмы формирования структуры, фазового состава и свойств механически легированных медных композиций / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // *Литье и металлургия*. – 2011. – № 3. – С. 142–151.
4. Двойные и многокомпонентные системы на основе меди : справочник / М. Е. Дриц [и др.]. – М. : Наука, 1979. – 248 с.
5. **Хансен, М.** Структуры двойных сплавов / М. Хансен, К. Андерко. – М. : Металлургиздат, 1962. – Т. 1, 2.
6. **Ловшенко, Ф. Г.** Формирование фазового состава, структуры и свойств механически легированных алюминиевых сплавов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, З. М. Ловшенко // *Весці Нац. акадэміі навук Беларусі*. – 2006. – № 1. – С. 53–58.
7. **Ловшенко, Ф. Г.** Механизм формирования твердого раствора при механическом легировании композиционных материалов на основе металлов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // *Композиционные материалы в промышленности : материалы XXV Междунар. науч.-практ. конф.* – Ялта, 2005. – С. 353–356.
8. **Зеликмян, А. Н.** Металлургия редких металлов / А. Н. Зеликмян, Г. А. Меерсон. – М. : Металлургия, 1973. – 607 с.
9. Термодинамические свойства неорганических веществ : справочник / У. Д. Верятин [и др.]. – М. : Атомиздат, 1965. – 460 с.

Статья сдана в редакцию 28 октября 2014 года

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Григорий Федорович Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Phone.: +375-296-25-21-26.

Grigory Fedorovich Lovshenko, DSc, Professor, Belarusian National Technical University. E-mail: Greg-lovshenko@mail.ru.

УДК 621.01

В. М. Пашкевич

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ СЛОЖНЫХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ПРОФИЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КИМ DURA MAX ФИРМЫ «КАРЛ ЦЕЙС» (CARL ZEISS)

UDC 621.01

V. M. Pashkevich

MATHEMATICAL SOFTWARE FOR THE GEOMETRIC CONTROL OF COMPLEX PERIODIC PROFILES BY USING DURA MAX CMM FROM CARL ZEISS

Аннотация

Приведено описание процедуры контроля сложных периодических профилей на примере героторных пар. Рассмотрен математический аппарат преобразований результатов измерений координатно-измерительной машиной КИМ *Dura Max* фирмы «Карл Цейс» (*Carl Zeiss*). Изложена процедура оценки точности действительного профиля путем его сравнения с математической моделью по критерию наименьших квадратов.

Ключевые слова:

геометрический контроль, периодический профиль, героторная пара, координатно-измерительная машина *Carl Zeiss*, точность профиля, математические преобразования.

Abstract

The paper presents the control procedure for complex periodic profiles exemplified by gyratory pairs. The mathematical apparatus is described to transform the results of measurements by using the *Dura Max* coordinate measuring machine (CMM) from *Carl Zeiss*. The procedure for estimating the accuracy of an actual profile is investigated by comparing it with a mathematical model by employing the criterion of least squares.

Key words:

geometric control, periodic profile, gyratory pair, *Carl Zeiss* coordinate measuring machine, profile accuracy, mathematical transformations.

Введение

Сложные периодические профили описывают форму многих деталей, являющихся составными частями современных машин и механизмов. К таким деталям относятся зубчатые венцы, периодические профили передач с промежуточными телами, кулачки, сопряженные пары шестеренчатых насосов, героторные пары и др.

Геометрический контроль профилей деталей таких машин представляет собой актуальную задачу, т. к. их точ-

ность напрямую влияет на работоспособность соответствующего узла, особенно в тех случаях, когда его конструкция предусматривает контакт с сопряженным сложным профилем.

Героторные машины в настоящее время широко используются в машиностроении. Одной из областей их применения для колесных транспортных средств являются насосы-дозаторы сервосистемы гидрообъемного рулевого управления.

В статье приведено описание про-

цедуры контроля геометрических размеров деталей героторных пар – венца и звезды (рис. 1), которая реализована на оборудовании фирмы «Карл Цейс»

(промышленная координатно-измерительная машина *Dura Max 5/5/5 CNC* (рис. 2)).



Рис. 1. Героторная пара насоса-дозатора сервосистемы гидрообъемного рулевого управления



Рис. 2. Промышленная координатно-измерительная машина Dura Max 5/5/5 CNC портального типа

Основные принципы геометрического контроля профилей героторных пар

Геометрический контроль профилей деталей героторных гидромашин связан с оценкой отклонений действительного (измеренного) профиля от номинального (геометрической модели) и при использовании координатного метода должен включать ряд процедур, выполняемых на этапе предварительной обработки результатов измерений.

Вследствие сложности профиля звезды героторной пары его измерение предусматривает процедуру свободного перемещения по ее поверхности сферического щупа, при этом приращение полярного угла (в полярных координатах) между отсчетами неравномерное. Кроме того, число отсчетов, представляющих измеренный профиль, может быть различным для разнообразных серий измерений в силу особенностей упомянутого свободного перемещения. В связи с этим после измерений отсутствует возможность непосредственного «наложения» измеренного профиля на теоретический с целью определения их невязки.

Процедура оценки погрешностей профиля должна включать ряд стан-

дартных операций математической обработки результатов измерений:

- прореживание/учащение массива измерительных данных до стандартного объема массива теоретического профиля;
- преобразование профилей из декартовых в полярные координаты;
- преобразование массива данных с переменным шагом отсчетов по полярному углу к массиву данных с постоянным шагом (реализуется на основе процедуры линейной или квадратической интерполяции);
- центрирование массивов данных для устранения ошибок преобразования и интерполяции;
- совмещение теоретического и измеренного профилей; построение разностного профиля детали;
- сглаживание разностного профиля для подавления шумов измерений, а также дополнительных нерегулярных помех, возникающих при описанных ниже преобразованиях.

Далее приведено описание сущности вычислительных процедур на примере оценки точности звезды героторной пары (рис. 3).

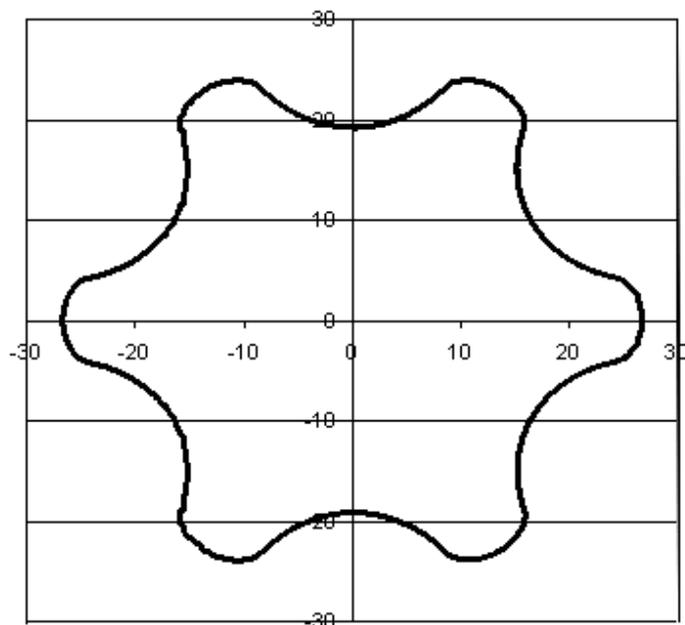


Рис. 3. Профиль звезды героторной пары

Реализация вычислительных процедур

Построение номинального профиля звезды подробно описано в специальной литературе. В качестве исходных данных используют радиус окружности центров цевок, количество зубьев звезды и цевок венца, радиус цевки и эксцентриситет центра звезды относительно центра венца.

Результат расчета представляется в этом случае в виде набора декартовых координат точек профиля $(x_i; y_i)$, лежащих в плоскости XU . В описываемом случае объем соответствующего массива данных составил $N = 2520$ точек ($i = 1 \dots N$).

Переход к полярным координатам номинального профиля с равным шагом по полярному углу. Так как совмещение номинального и действительного профилей звезды наиболее легко осуществить при их представлении в полярных координатах, декартовы координаты точек профиля $(x_i; y_i)$ преобразуются далее в полярные координаты $(\rho_i; \varphi_i)$ по известным зависимостям

$$\rho_i = \sqrt{(x_i^2 + y_i^2)}; \quad (1)$$

$$\varphi_i = \arctg\left(\frac{y_i}{x_i}\right). \quad (2)$$

Полученные полярные координаты отличаются переменной величиной шага по полярному углу φ_i , что не позволяет непосредственно осуществить процедуру «наложения» действительного и номинального профилей с целью определения их разницы. В связи с этим на основе линейной интерполяции функции $\rho(\varphi)$ происходит переход к ее описанию в виде полярных координат с постоянным шагом по полярному углу φ .

С этой целью программный комплекс осуществляет просмотр массива полярных координат и для каждого требуемого значения полярного угла с постоянным шагом

$$\varphi_i^c = \frac{2\pi i}{N} \quad (3)$$

определяет интервал $\varphi_{\min} \leq \varphi_i^c \leq \varphi_{\max}$, в пределах которого заключен угол φ_i^c . Для границ этого интервала φ_{\min} и φ_{\max} находят соответствующие полярные радиусы ρ_{\min} и ρ_{\max} .

Соответствующее углу φ_i^c значение полярного радиуса ρ_i^c определяется по формуле линейного интерполирования

$$\rho_i^c = \rho_{\min} + \frac{\varphi_i^c - \varphi_{\min}}{\varphi_{\max} - \varphi_{\min}} (\rho_{\max} - \rho_{\min}). \quad (4)$$

Для повышения точности описанной процедуры можно также использовать квадратическую интерполяцию полярного радиуса.

Получение действительного профиля звезды ведется на КИМ, при этом действительное число отсчетов N_r может быть различным (как правило, 5000...7000 измерений) и зависит от установленной скорости перемещения шупа, а также от геометрических особенностей измеряемой поверхности.

Прореживание данных действительного профиля производится с целью приведения исходного массива данных измерений к объему, равному объему массива номинального профиля ($N = 2520$ отсчетов). При этом описанная ниже процедура последовательно ведется сначала по координате x действительного профиля, а затем по координате y .

Для каждой координаты из прореженного набора данных с индексом $i = 1 \dots N$ рассчитывается соответствующий ему индекс из набора действительных измерений:

$$j = \frac{N_r}{N} i. \quad (5)$$

Затем определяются границы x_{\min} и x_{\max} интервала действительных измере-

ний, в пределах которых заключено значение искомой координаты:

$$x_{\min} = x_{\text{int}(j)} ; \quad (6)$$

$$x_{\max} = x_{\text{int}(j)+1}, \quad (7)$$

где int – функция выделения целой части числа.

Далее по формуле линейного интерполирования рассчитывается соответствующая координата:

$$x_i = x_{\min} + (j - \text{int}(j)) \cdot (x_{\max} - x_{\min}). \quad (8)$$

Центрирование действительного профиля производится с целью совмещения его измерительной базы (точки отсчета координат, положение которой зависит от первоначального положения измеряемой детали на столе КИМ) с измерительной базой номинального профиля (точка (0; 0)) по формулам

$$x_i = x_i - \bar{x} ; \quad (9)$$

$$y_i = y_i - \bar{y}, \quad (10)$$

где $\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$, $\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i$.

При этом принимается предположение о том, что центр тяжести точек профиля совпадает с их геометрическим центром. Данное предположение верно для номинального профиля, однако для измеренного профиля выполняется приближенно, внося несущественные дополнительные погрешности измерения.

Следует отметить, что, несмотря на данное обстоятельство, описываемый метод средних находит применение в практической работе, т. к. хотя и является менее точным, чем рекомендуемый стандартами метод прилегающих поверхностей, однако математически реализуется значительно проще при использовании компьютерных средств [1].

Переход к полярным координатам действительного профиля, а затем к полярным координатам действи-

тельного профиля с равным шагом по полярному углу ведется по формулам (1)...(4) аналогично описанным выше вычислительным процедурам.

Совмещение действительного и измеренного профилей осуществляется путем их поворота относительно точки отсчета их координат с целью совмещения начал измерения этих профилей, а также минимизации влияния погрешностей их интерполяции на результат оценки.

Для оценки точности такого совмещения использовался критерий наименьших квадратов, согласно которому сумма квадратов невязок профилей в точках $i = 1 \dots N$ должна быть минимальной:

$$S_{\text{res}} = \sum_{i=1}^N (\rho_i^n - \rho_{i+k}^r)^2 \rightarrow \min, \quad (11)$$

где ρ_i^n – значение полярного радиуса номинального профиля в i -й точке; ρ_{i+k}^r – значение полярного радиуса действительного профиля в $(i+k)$ -й точке; k – оптимальное значение фазового сдвига действительного профиля относительно номинального, обеспечивающее выполнение условия минимизации суммы S_{res} .

Значение k определяется на основе переборного алгоритма, при котором величина переменной k последовательно изменяется в пределах от нуля до половины периода записи, т. е. $N/2$.

Построение разностного профиля детали и номинальной кривой ведется по формуле

$$\Delta \rho_i = \rho_i^n - \rho_i^r. \quad (12)$$

При использовании описанного метода на записи разностного профиля могут возникать нерегулярные погрешности, имеющие вид кратковременных выбросов. Причиной этого могут быть как погрешности измерения КИМ, так и погрешности интерполяции профилей.

Одной из причин возникновения погрешностей измерения КИМ является изменение направления силы, воздействующей на щуп при измерениях в области точки перегиба профиля, в которой радиальная составляющая силы меняет свое направление на противоположное. Эта погрешность характерна для измерений в областях вершин или впадин профиля звезды. Другая причина – вибрации измерительного щупа при его перемещении по шероховатой

поверхности измеряемой детали, особенно в направлении, перпендикулярном направлению микронеровностей.

Погрешности интерполяции профиля имеют несущественную величину, однако очевидно, что их абсолютная величина возрастает вдвое при вычислении разностного профиля по формуле (12).

Пример измеренного профиля с наличием таких выбросов приведен на рис. 4.

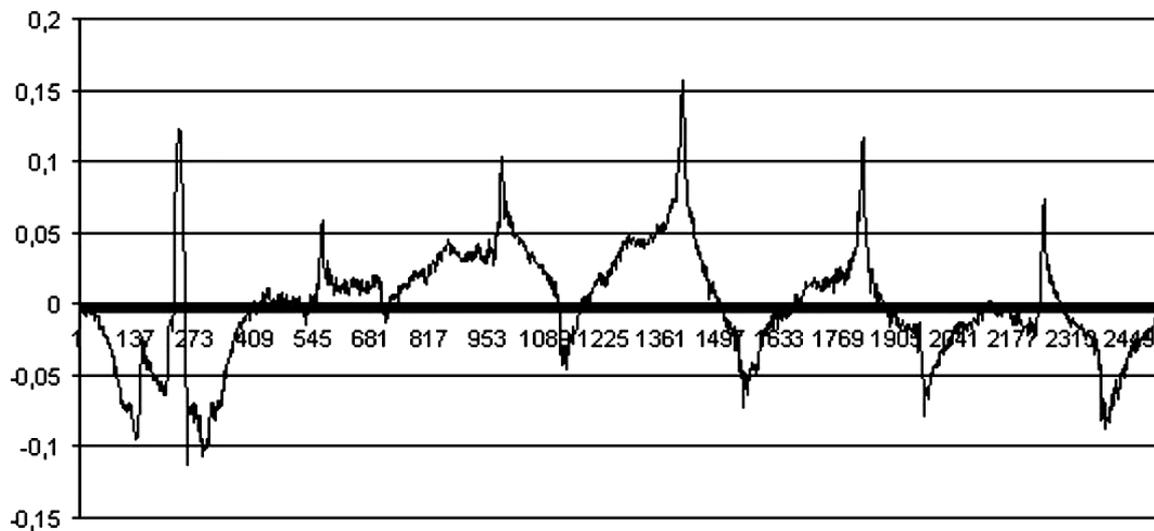


Рис. 4. Разностный профиль с выбросами в вершинах звезды

Как правило, погрешности от вибрации измерительного щупа устраняются с помощью цифровых фильтров, встроенных, в том числе, в управляющую программу *Calypso* КИМ *Dura Max*. Однако при косвенных измерениях отклонений профиля по описанной методике процедуру соответствующей фильтрации приходится выполнять на заключительном этапе обработки результатов измерений.

В связи с этим для окончательной обработки профиля хорошо себя зарекомендовало использование сжимающих функций, позволяющих устранить кратковременные выбросы, а также процедуры экспоненциального усреднения.

Данный метод связан с адаптивным ослаблением выбросов и базируется на представлении о том, что степень сжатия функции должна зависеть от величины ее приращения, которое наиболее значительно как раз на участках выбросов.

Сигнал y' после устранения выбросов описывается в этом случае уравнением

$$y'_i = y'_{i-1} + (y_i - y'_{i-1}) \cdot f(y_i - y'_{i-1}), \quad (13)$$

где y_i – исходный сигнал с выбросами (сжимаемая функция); y'_i – сигнал с исключенными выбросами (тренд функции); $f(y_i - y'_{i-1})$ – сжимающая функ-

ция, значение которой зависит от приращения сжимаемой функции относительно ее тренда $y_i - y'_{i-1}$.

В качестве сжимающих функций могут быть использованы показательная функция (14) и модифицированная функция Гаусса (15):

$$f(y_i) = \left(1 - \left|\frac{y_i - y'_{i-1}}{S}\right|\right)^m; \quad (14)$$

$$f(y_i) = \exp\left(-r \left|\frac{y_i - y'_{i-1}}{S}\right|^m\right), \quad (15)$$

где S – среднеквадратическое отклонение сжимаемой функции; r, m – положительные коэффициенты, характеризующие степень сжатия выброса.

Результаты использования сжимающей функции и экспоненциального сглаживания профиля (см. рис. 4) представлены на рис. 5.

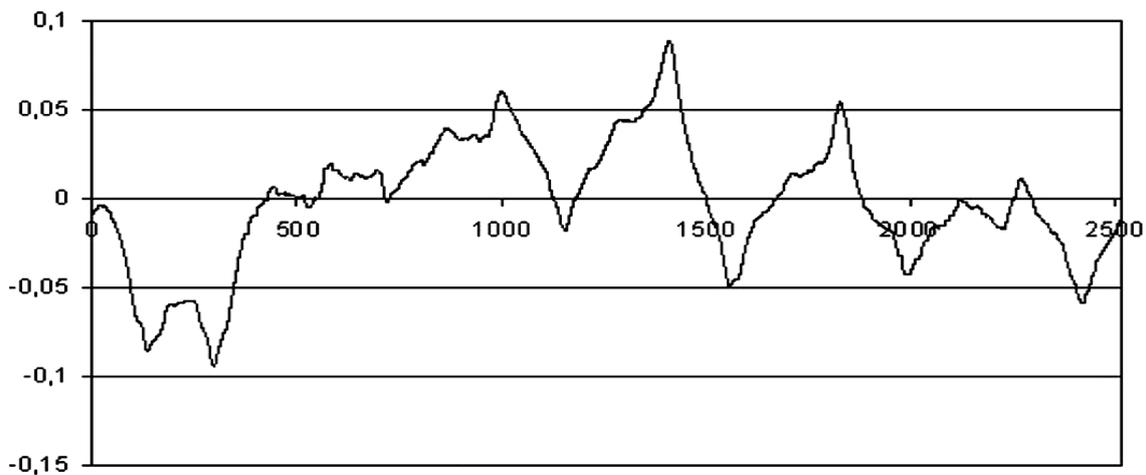


Рис. 5. Результаты применения сжимающей функции и экспоненциального сглаживания

Выводы

Применение описанной методики позволяет обеспечить автоматизацию контроля профиля деталей героторных пар на основе сравнения измеренного профиля с его математической моделью, а также повысить при этом достоверность оценки отклонений профиля за счет исключения его нерегулярных со-

ставляющих.

Рассмотренные в статье алгоритмы прошли практическую апробацию при измерении ряда деталей насосодозаторов сервосистемы гидрообъемного рулевого управления, продемонстрировав при этом стабильность результатов и эффективность при их использовании в подготовке производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Допуски и посадки : справочник в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд. – Л. : Машиностроение, 1982. – Ч. 1. – 543 с.

Статья сдана в редакцию 3 октября 2014 года

Виктор Михайлович Пашкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: pvm@bk.ru.

Viktor Mikhailovich Pashkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: pvm@bk.ru.

УДК 623.74

К. Е. Рогачевский, С. Н. Романёнок, С. Н. Семенович, Д. А. Ткачёв, К. Н. Шишло

ТЕХНИЧЕСКИЙ ОБЛИК СОВРЕМЕННОГО УНИВЕРСАЛЬНОГО ИНФОРМАЦИОННО-ДИАГНОСТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

UDC 623.74

K. E. Rogachevsky, S. N. Romanyonok, S. N. Semenovich, D. A. Tkachov, K. N. Shishlo

ENGINEERING SHAPE OF MODERN MULTIPURPOSE INFORMATION AND DIAGNOSTIC SYSTEMS FOR AVIATION ENGINES

Аннотация

Представлен технический облик современного универсального информационно-диагностического средства авиационных двигателей. Определено назначение и сформированы задачи информационно-диагностического средства, программно-технические способы их реализации, структура и требования по взаимодействию с внешней информационной средой. Приведены основные результаты экспериментальной работы с макетом информационно-диагностического средства авиационных двигателей по подтверждению реализуемости заложенных решений.

Ключевые слова:

информационно-диагностическое средство, интегрированная логистическая поддержка, информационное обеспечение, техническое обслуживание и ремонт, авиационные двигатели.

Abstract

The engineering shape of modern multipurpose data-diagnostic systems for aviation engines is presented. The purpose of the data-diagnostic system is defined, its tasks, including program-technical methods to realize them, are formulated and the structure and requirements for the interaction with external information environment are given. The paper presents the basic results of the experimental work with the model of the data-diagnostic system for aircraft engines to confirm the realizability of solutions.

Key words:

data-diagnostic facilities, integrated logistic support, data support, maintenance and repair, aviation engines.

К парку авиационной техники предъявляются повышенные требования по обеспечению надежности и безопасности полетов и, как следствие, требования к средствам контроля и диагностики авиационной техники. Большинство имеющихся средств технического обслуживания и ремонта морально и физически устарели, поэтому в ВВС и войсках ПВО одной из приоритетных задач является оснащение авиационных частей современным диагностическим

оборудованием. Наиболее остро проблема замены устаревших диагностических средств и внедрение новых стоит для авиационных двигателей (АД) как наиболее критичных и дорогостоящих элементов воздушных судов.

Разработка технического облика современного универсального диагностического средства АД позволит начать его проектирование и повысить требования к приобретаемым диагностическим средствам авиационной

техники.

Современный уровень, темпы и направления развития средств вычислительной техники и информационных технологий предопределяют основные тенденции развития диагностических средств [2, 3]:

- информационное обеспечение процесса диагностики, тесно связанное с принципами интегрированной логистической поддержки (ИЛП) жизненного цикла изделия (ЖЦИ);

- применение новых методов диагностики, опирающихся на новые физические принципы или на новые методы получения и обработки диагностической информации, в основном обусловленные новыми возможностями вычислительной техники;

- автоматизация технологических процессов и оптимизация их планирования;

- интегрирование средств измерения диагностических параметров, обработки диагностической информации и информационного обеспечения процесса диагностики в единые информационно-диагностические средства (ИДС).

Программно-аппаратные комплексы, объединенные в ИДС, становятся обязательным элементом средств наземного обслуживания как всех вновь разрабатываемых образцов авиационной техники, так и эксплуатирующихся продолжительное время типов воздушных судов (ВС) и АД.

В РФ в 2003 г. принята программа «Концепция развития системы средств контроля технического состояния воздушных судов в ВВС РФ», в которой перспективным направлением совершенствования системы технического обслуживания самолетов и вертолетов военной авиации определены разработка и внедрение ИДС, состоящего из унифицированных информационно-диагностических средств [1].

Элементы этой концепции в настоящее время реализованы в ИДС АРМ ДК-30(СД) серии М применитель-

но к силовой установке (СУ) самолетов Су-27 и Су-30 и АКПА-29СД для контроля СУ МиГ-29.

На основании результатов изучения характеристик изделий-аналогов и анализа информации, циркулирующей в процессе технического обслуживания и ремонта (ТОиР) авиационной техники, определяются назначение и задачи, выполняемые ИДС, программно-технические способы их реализации, структура изделия и требования по взаимодействию с внешней информационной средой.

Назначением ИДС является реализация процессов сбора, обработки, анализа, хранения и передачи информации об объекте диагностики (ОД).

Группа задач И (в процессе сбора информации):

- регистрация параметров и построение графиков их изменения по времени эксплуатации;

- накопление информации об измеренных значениях диагностических параметров с учетом наработки;

- формирование (расчет) диагностических признаков (ДП) и их правильный выбор;

- накопление информации о временных характеристиках процесса диагностирования;

- накопление информации об отказах средств диагностики и их поверках.

Группа задач О (в процессе обработки информации):

- определение параметров детерминированных моделей изменений диагностических сигналов;

- определение параметров статистических моделей диагностических параметров;

- оценка средней продолжительности операций диагностирования;

- оценка средней стоимости диагностических процедур;

- контроль качества сбора, полноты и обработки статистических данных группой объективного контроля и инженерным отделом при непосредственном взаимодействии с информаци-

онной системой диагностики;

- обработка статистической информации и представление ее в виде таблицы, разбитой на системы или подсистемы в зависимости от глубины исследования (в виде установленных отчетов); таблицы отказов и неисправностей по каждой конкретной функциональной системе.

Группа задач М (в процессе разработки диагностических моделей):

- выбор классов состояний;
- формирование многомерного пространства признаков;
- выбор наиболее информативных критериев;
- формирование диагностических решений.

Группа задач Д (в процессе диагностирования):

- анализ тенденции изменения параметра диагностирования по наработке;
- реализации методов статистического и информационного анализа отказов и неисправностей в эксплуатации;
- автоматизированное выполнение контроля и диагностики технического состояния на основе анализа полетной информации, результатов опробования СУ, текущих проверок;
- автоматизация контроля выполнения требований эксплуатационной документации и нормативно-правовых актов;
- формирование и ведение базы данных по отказам и неисправностям, систематизация отказов по типам изделий их элементов, методам обнаружения и локализации дефектов;
- определение приведенных к стандартным атмосферным условиям параметров;
- сравнение полученных результатов со значениями параметров из формуляра двигателя;
- определение отклонений значений параметров от формулярных значений;
- сравнение полученных резуль-

татов со значениями параметров из руководства по техническому обслуживанию;

- определение отклонений значений параметров от установленных в руководствах по техническому обслуживанию;
- статистический анализ отказов и неисправностей.

Группа задач Т (в процессе управления ТОиР) и группа задач С (материально-технического обеспечения (МТО)):

- нормативный контроль эксплуатации авиационной техники;
- формирование и ведение общей базы данных эксплуатирующихся изделий, в том числе накопление информации для совершенствования серийных образцов;
- формирование на основании полученных отклонений рекомендаций по работам, которые необходимо выполнить на изделии для устранения выявленных неисправностей;
- оценка фактического расхода материалов по парку изделий;
- прогноз по расходу материалов на основании комплексной оценки технического состояния и планируемой наработки;
- планирование технической эксплуатации авиационной техники;
- планирование использования ВС;
- обеспечение нормативной базой данных по технической эксплуатации;
- алгоритмы принятия решения по эксплуатации авиационной техники;
- формирование оптимальных вариантов эксплуатации на некоторый период исходя из комплексной оценки технического состояния.

Задачи анализа видов, критичности и последствий отказов (АВКПО), анализа логистической поддержки (АЛП) и документооборота в соответствии с задачами стандартов ГОСТ 27.310, DEF STAN 00 60 (группа задач А).

Ведение интерактивной электрон-

ной эксплуатационной документации в соответствии с ГОСТ 18675-2012 и ГОСТ 2.610 (группа задач К).

Исходя из анализа задач ИДС [1, 2] обобщенная структура перспективного ИДС (облик ИДС) примет вид, представленный на рис. 1, и должна включать: аппаратную часть, программную часть, информационную часть. На каждый элемент возлагаются задачи в соответствии с перечисленными выше

группами задач.

Базовое звено современных ИДС – информационное обеспечение процессов диагностики и ТОиР, которое должно выполняться в соответствии со стандартом DEF STAN 00 60, по существу являющимся в настоящее время международным. Структура системы информационного обеспечения процесса диагностики представлена на рис. 2.

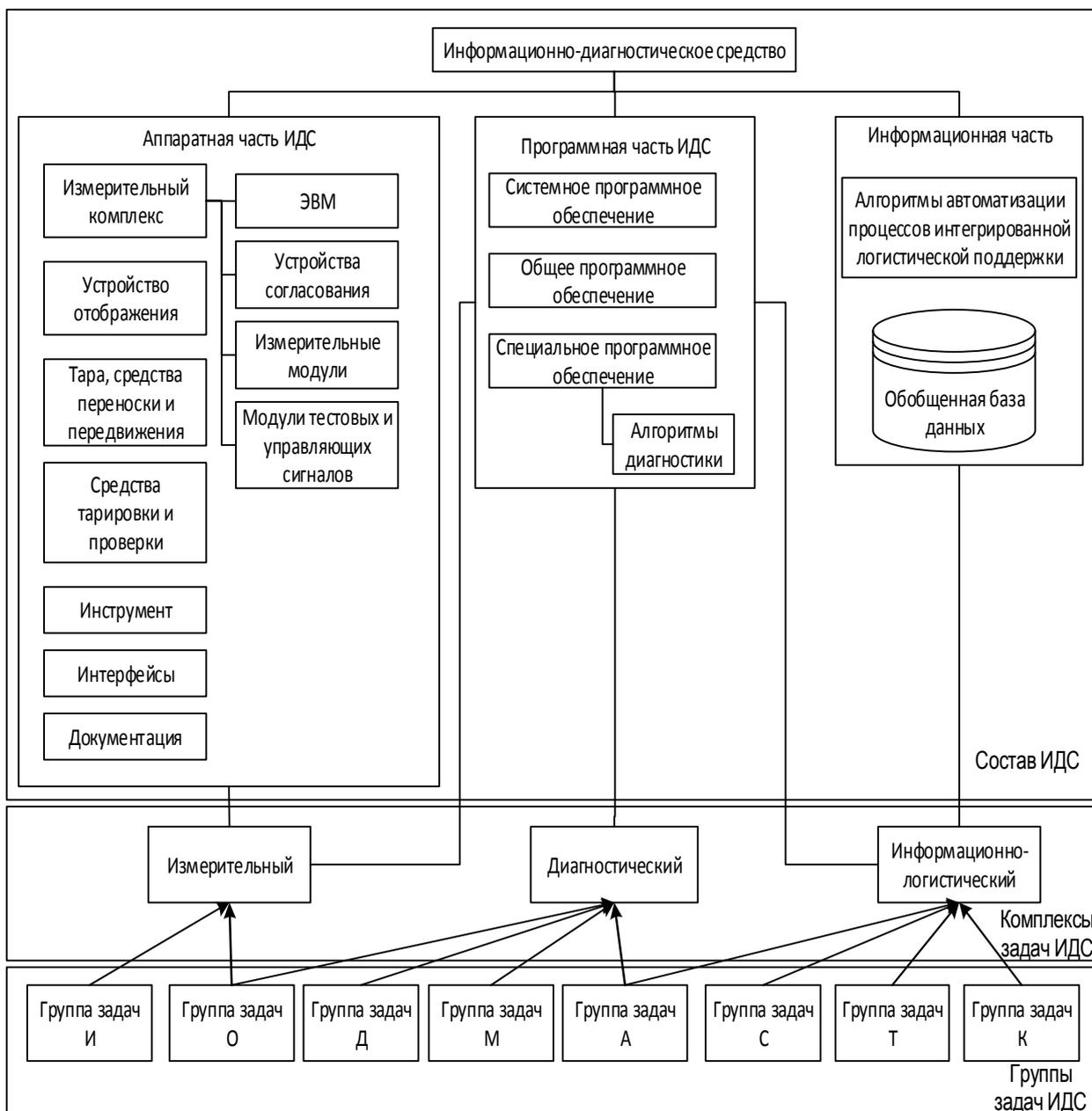


Рис. 1. Облик ИДС

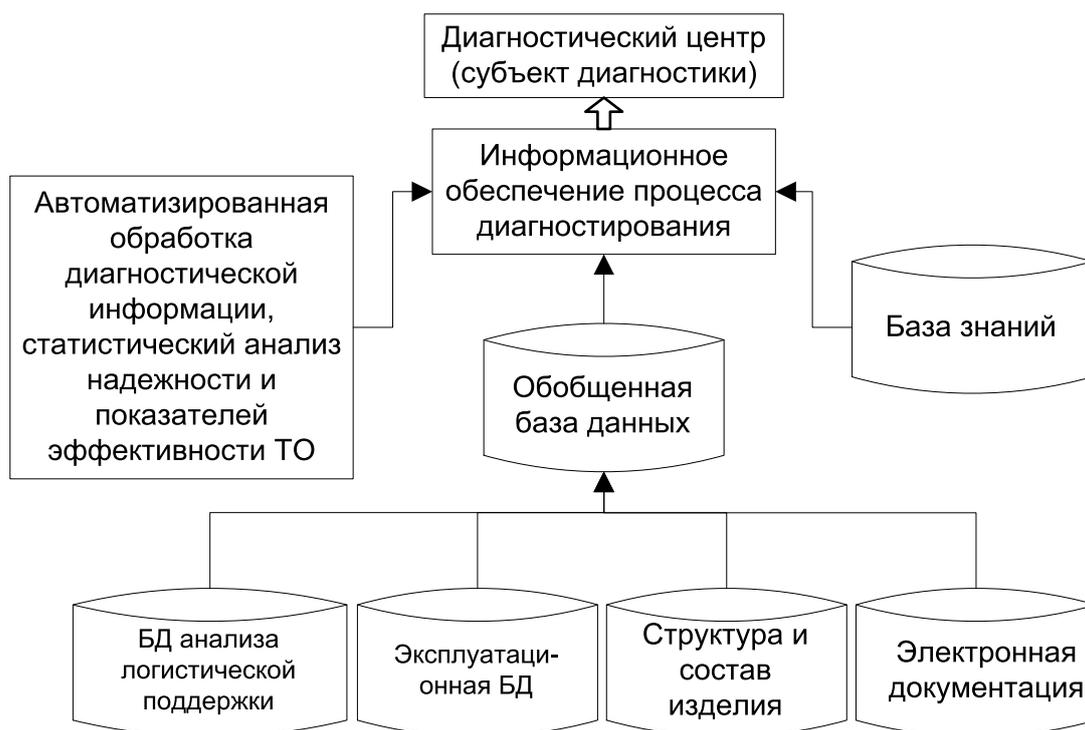


Рис. 2. Структура системы информационного обеспечения процесса диагностики

Основой информационного обеспечения являются базы данных (БД), объединяющие на информационном уровне весь объем данных, поступающий от предприятий-изготовителей и эксплуатантов конкретных типов ВС.

Состав БД индивидуален для каждого проекта в зависимости от выполняемых задач и способа реализации ИДС.

По способу своей реализации все современные средства диагностики и контроля АД можно разделить на три группы:

1) специализированные средства контроля и диагностики АД. Предназначены для диагностики одного типа или линейки двигателей. Например, упомянутые выше средства для диагностики двигателей РД-33 и АЛ-31Ф;

2) универсальные средства диагностики авиационных двигателей. Предназначены для диагностики газотурбинных двигателей и газоперекачивающих агрегатов. Чаще всего реали-

зуют только один метод диагностики и не имеют информационной поддержки, используют локальную, не интегрированную в соответствии с требованиями концепции ИЛП базу данных;

3) средства диагностики на базе универсальных информационно-измерительных комплексов (ИИК). Например, испытательные стенды на базе ИИК НПП «Мера» (г. Мытищи, РФ).

Как показывает мировая практика, полнофункциональные универсальные средства контроля и диагностики АД серийно не выпускаются и чаще разрабатываются на базе современных универсальных информационно-измерительных комплексов (ИИК) для конкретного предприятия. Особенности ИД:

- использование серийных ИИК модульной конструкции, позволяющих набирать и изменять состав ИДС в зависимости от объекта контроля, задач и диагностики;

- большое количество измери-

тельных каналов, максимальное использование штатных датчиков и применение дополнительных датчиков. Количество измерительных каналов до 2048;

- открытая архитектура специального программного обеспечения (СПО), позволяющая эксплуатанту наращивать возможности с помощью своих подключаемых модулей СПО.

В настоящее время в рамках работы на основе проведенного анализа современных средств диагностики и контроля АД [2]:

- определена структура инфор-

мационных потоков при диагностике;

- определены требования к автоматизации и информационному обеспечению процесса диагностики;

- разработан облик современного ИДС технического обслуживания АД.

В основу структуры заложена интеграция разработанных БГУ средств обработки полетной информации (СОПИ) «Двина Р», универсального ИИК Alma Meter и СПО. Структура аппаратной части ИДС на базе СОПИ «Двина Р» и универсального ИИК Alma Meter показана на рис. 3.

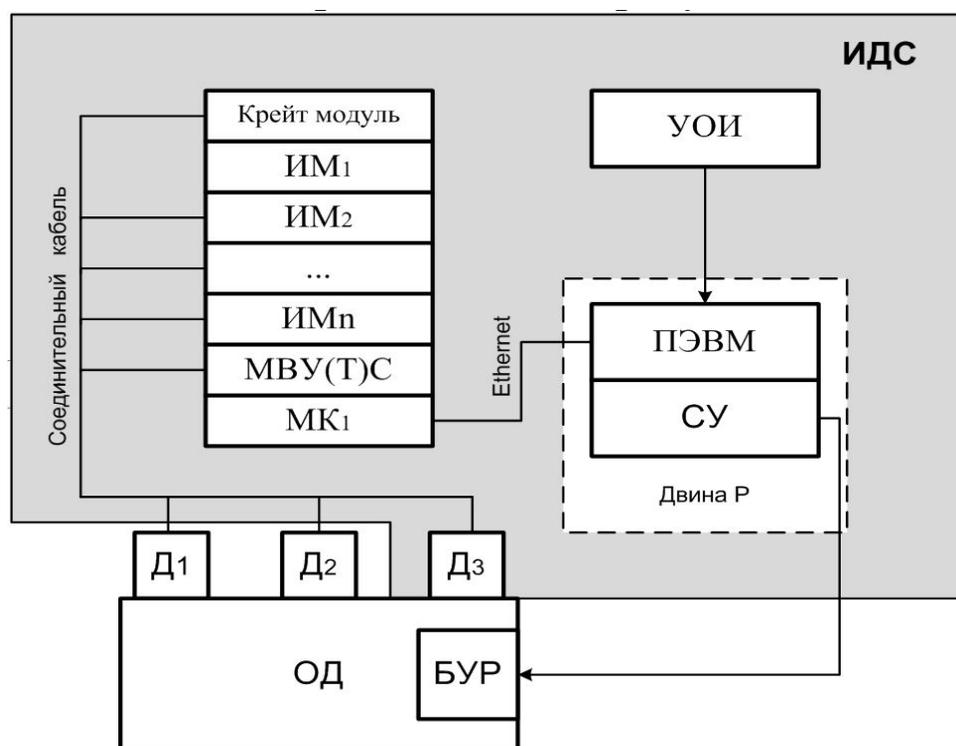


Рис. 3. Структура аппаратной части ИДС на базе СОПИ «Двина Р» и универсального измерительного комплекса Alma Meter: БУР – бортовое устройство регистрации; ИМ – измерительный модуль; МК1 – модуль коммутации; МУ(Т)С – модуль управляющих (тестовых) сигналов; СУ – согласующее устройство; ПЭВМ – персональная электронно-вычислительная машина; УОИ – устройство отображения информации; Д1 – штатные датчики изделия; Д2 – датчики, устанавливаемые на изделие в процессе ТОиР; Д3 – дополнительные датчики ИДС

Измерительные многофункциональные комплексы Alma Meter, внешний вид которых представлен на рис. 4, предназначены для исследования и генерации электрических сигналов, преобразования сигналов от датчиков фи-

зических величин. ПЭВМ в комплексе с программным обеспечением, реализованным в системе Microsoft Windows, выполняет функции устройства управления, накопления, обработки и отображения измерительной информации.

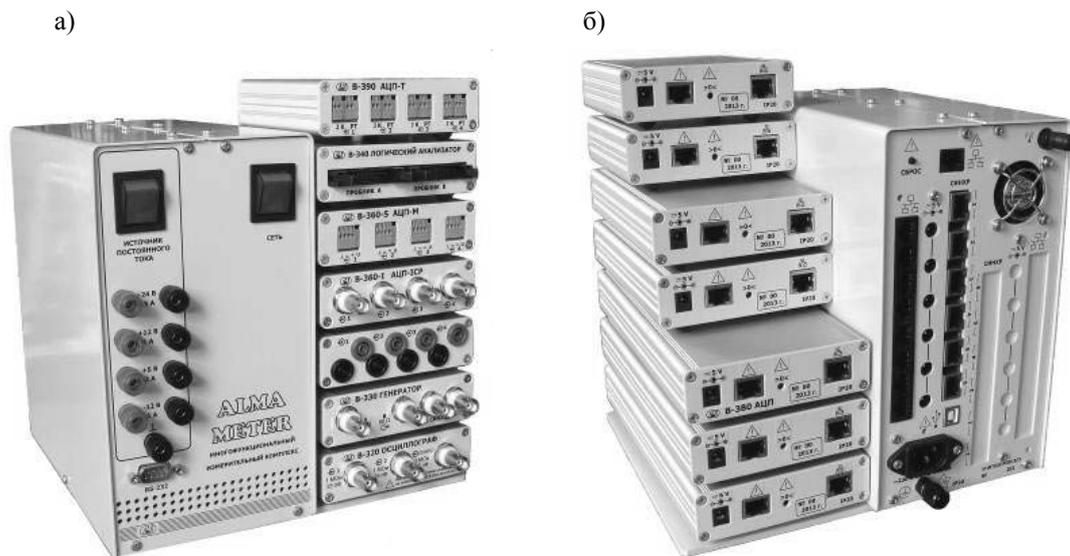


Рис. 4. Комплекс измерительный многофункциональный Alma Meter: а – вид спереди; б – вид сзади

В состав комплекса входит базовый блок, содержащий встроенный источник питания, модуль интерфейса, модуль синхронизации и тактирования, встроенный лабораторный источник постоянного тока, а также измерительные блоки. Комплексом обеспечивается совместное функционирование до шести измерительных блоков. При этом каждый из них может быть заменен любым другим либо отсутствовать. Также в составе комплекса имеется блок тактирования и синхронизации измерительных модулей, с помощью которого осуществляется передача сигналов тактирования на измерительные модули и передача сигналов синхронизации между модулями.

СОПИ «Двина Р» предназначено для выполнения функции сбора информации, управления ИДС, взаимодействия с оператором, хранения эксплуатационной базы данных.

ИДС разрабатывается по модульной схеме, что позволяет использовать универсальные модули, выпускаемые

по ТУ ВУ 100235722.219-2013 и применяемые в промышленности, сфере образования и научных исследованиях.

Взаимодействие ИДС с внешней средой осуществляется на программно-информационном и на физическом уровнях. Исходя из требований интеграции ИДС и задач информационного обеспечения диагностики определены требования к СПО и средствам коммутации ИДС.

СПО должно позволять импортировать файлы форматов *.txt, *.xls и *.dat, а также подключать динамические библиотеки (.dll) и файлы формата txt. Результаты измерений должны экспортироваться в файлы форматов *.m, *.txt, *.xls и *.dat для СОПИ «Двина М». Подключение ИИК к СОПИ «Двина Р» осуществляется через высокоскоростное соединение сети Интернет. Порядок обмена ИДС с внешней средой представлен на рис. 5.

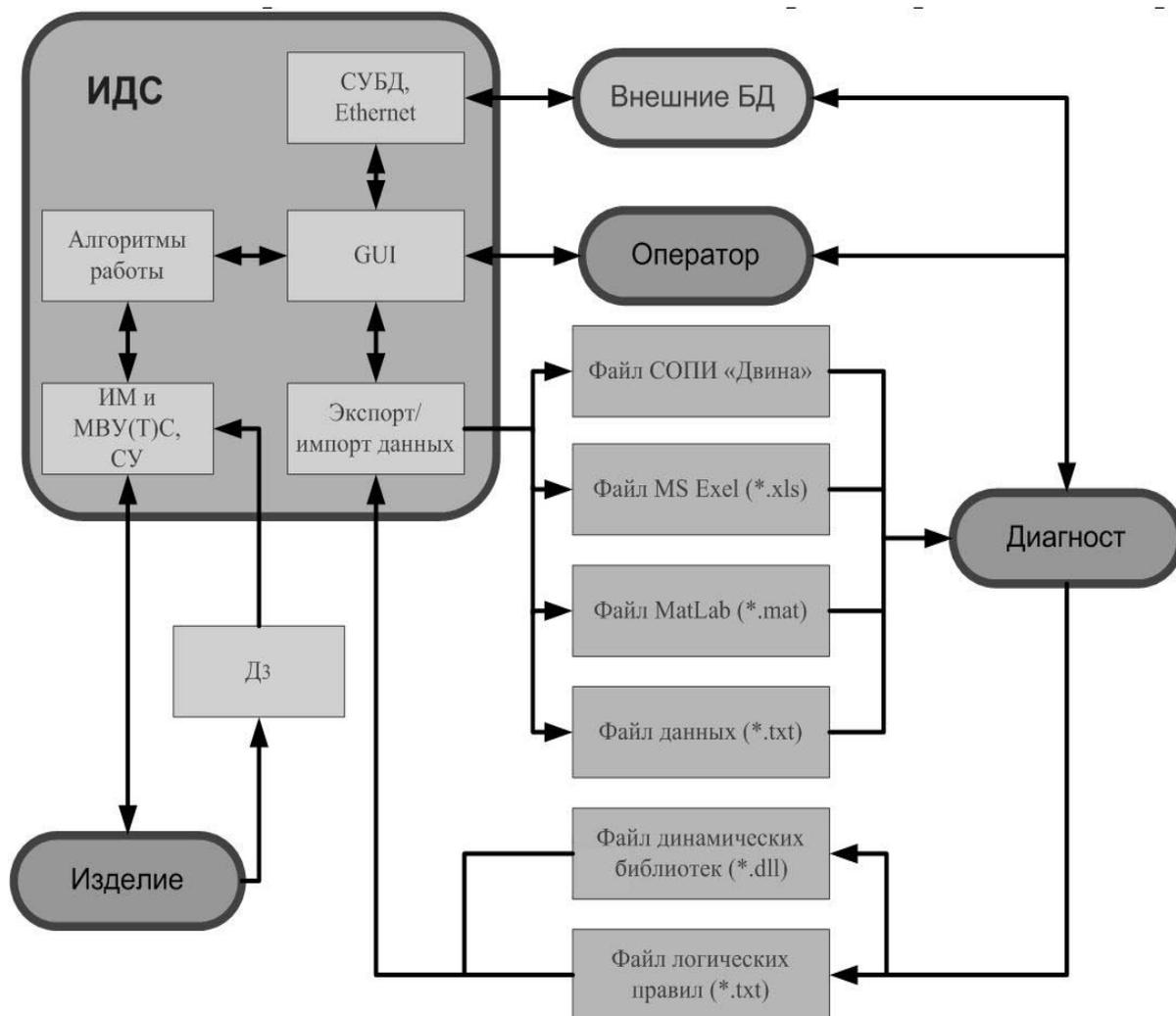


Рис. 5. Взаимодействие ИДС с внешней средой

Подключение ИДС к ВС должно выполняться через штатные разъемы, перечень которых необходимо разрабатывать на этапе технического проекта в соответствии со структурой ИДС. При применении ИДС для контроля разных типов ВС и других объектов контроля отличия могут быть обусловлены:

- различиями коммутационных жгутов, используемых для подключения к объектам контроля;
- количеством и типами универсальных модулей;
- конфигурацией (настройками) специального программного обеспечения;

– модулями специального программного обеспечения для углубленной диагностики.

ИДС должны оснащаться дополнительными вибрационными датчиками и датчиками давления с ИСР-подключением. Технические характеристики датчиков определены в ряде научно-исследовательских работ [3, 4].

Информационное обеспечение ИДС планируется выполнять с применением обобщенной БД, которая состоит из 27 таблиц, условно объединенных в 7 тематических комплексов: «Организации», «Материалы», «Службные справочники», «Инструменты и КПА»,

«Выполняемые работы», «Отказы и неисправности», «Сведения об изделии». Заполнение БД должно проводиться на этапах проектирования и разработки новых изделий или при вводе в эксплуатацию ИДС для изделий, уже находящихся на этапе эксплуатации. Пополнение и актуализация БД осуществляются в процессе работы ИДС.

Процесс работы с ИДС разделяют на три режима:

1) измерение (работа с изделием). Подготовка измерительного оборудования и расчет исходных параметров. Прием, регистрация, отображение сигналов. Документирование процесса измерения. Настройка измерительных каналов. Экспресс-диагностика;

2) диагностика (работа с изделием и автономная работа). Постобработка сигналов. Определение диагностических признаков и наиболее информативных из них. Разработка алгоритмов диагностики, их проверка и реализация в экспрессе диагностики, в углубленной диагностике. Автоматизированная углубленная диагностика. Статистический анализ показателей надежности и эффективности ТОиР;

3) автономная работа с БД. Работа с эксплуатационной базой данных, ее корректировка, дополнение и актуализация.

Совместно с БГУ разработан макет ИДС и проведена экспериментальная работа по подтверждению реализуемости заложенных решений. Внешний вид разработанного макета ИДС представлен на рис. 6.

Технико-экономические показатели от внедрения изделия зависят от экономических показателей принятой системы эксплуатации. Далее приведены особенности ИДС, влияющие на экономические показатели:

– снижается время на регистрацию параметров и выполнение технологических операций по техническому обслуживанию за счет предварительной автоматизированной подготовки исходных параметров, автоматической экспресс-диагностики, использования справочной системы. Снижение временных затрат на опробование двигателя самолета МиГ-29 с применением ИДС подтверждено экспериментально (рис. 7);

– за счет автоматизации процессов и использования справочной системы уменьшается количество ошибок технического персонала;

– увеличивается глубина и повышается достоверность диагностики за счет использования диагностической базы знаний и модулей углубленной диагностики из состава специального программного обеспечения;

– повышается уровень квалификации технического персонала за счет использования ИДС в режиме тренажера, справочной системы и диагностической базы знаний.

В оценке материалов экспериментов участвовало шесть специалистов инженерно-технического состава (в том числе руководящего) инженерно-авиационной службы. Результаты экспертной оценки позволяют сделать вывод, что перечень функций макета ИДС полностью удовлетворяет требованиям имеющейся эксплуатационной документации, а реализация и внедрение на его основе ИДС дает возможность проводить процесс контроля авиационных двигателей более эффективно как в составе изделия, так и автономно.



Рис. 6. Внешний вид разработанного макета ИДС

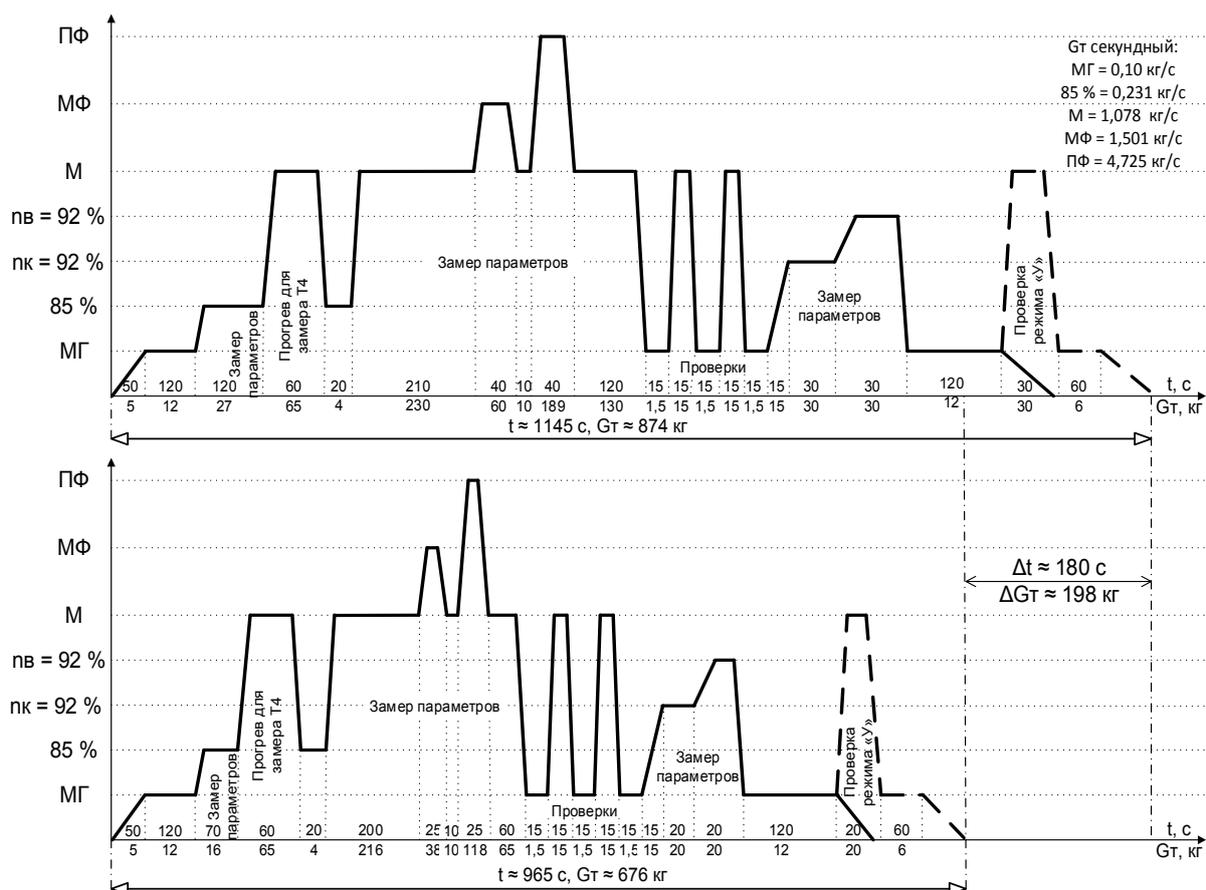


Рис. 7. Графики опробования двигателей РД-33 при выполнении регламентных работ со штатным КПА (верхний) и с ИДС (нижний): МГ – малый газ; 85 % – режим 85 % мощности; $n_v = 92\%$ – режим вращения ротора низкого давления с приведенной частотой 92 % от номинального; $n_n = 92\%$ – режим вращения ротора высокого давления с приведенной частотой 92 % от номинального; М – режим «Максимальный»; МФ – режим «Малый форсаж»; ПФ – режим «Полный форсаж»; Gт – массовый расход топлива; t – время

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ахматов, И.** Для самолета в целом и для самолета индивидуально / И. Ахматов, В. Коковин // АвиаПанорама. – 2009. – № 9. – С. 28–29.
2. Разработка технического облика универсального информационно-диагностического средства технического обслуживания авиационных двигателей : отчет о СЧ НИР / ВФ в УО МГВАК ; Науч. рук. Д. А. Ткачѳв. – Минск, 2013. – 112 с.
3. Разработка методик вибрационной диагностики для авиационной техники : отчет о НИР / ВА РБ ; науч. рук. В. Р. Вашкевич. – Минск, 2010 – 170 с.
4. Исследование возможности применения методов вибродиагностики для оценки технического состояния авиационной техники : отчет о НИР / ВА РБ ; науч. рук. В. Р. Вашкевич. – Минск, 2008 – 164 с.

Статья сдана в редакцию 14 июля 2014 года

Константин Евгеньевич Рогачевский, преподаватель, Минский государственный высший авиационный колледж. Тел.: +375-297-71-88-37.

Сергей Николаевич Романѳнок, научный сотрудник, Минский государственный высший авиационный колледж. E-mail: nil@mgvak.by.

Сергей Николаевич Семенович, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный университет. Тел.: +375-296-52-48-39.

Дмитрий Александрович Ткачѳв, начальник научно-исследовательской лаборатории, Минский государственный высший авиационный колледж. E-mail: nil@mgvak.by.

Кристина Николаевна Шишло, инженер-программист, Минский государственный высший авиационный колледж. E-mail: nil@mgvak.by.

Konstantin Yevgenyevich Rogachevsky, lecturer, Minsk State Higher Aviation College. Phone: +375-297-71-88-37.

Sergey Nikolayevich Romanyonok, researcher, Minsk State Higher Aviation College. E-mail: nil@mgvak.by.

Sergey Nikolayevich Semenovich, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University. Phone: +375-296-52-48-39.

Dmitry Aleksandrovich Tkachov, Head of the research laboratory, Minsk State Higher Aviation College. E-mail: nil@mgvak.by.

Kristina Nikolayevna Shishlo, programming engineer, Minsk State Higher Aviation College. E-mail: nil@mgvak.by.

УДК 629.114.2

И. С. Сазонов, В. А. Ким, Н. П. Амельченко, О. В. Билык, С. Ю. Билык

ГАШЕНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

UDC 629.114.2

I. S. Sazonov, V. A. Kim, N. P. Amelchenko, O. V. Bilyk, S. Y. Bilyk

DAMPING OF LOW-FREQUENCY VIBRATIONS IN THE DRIVER'S SEAT OF A WHEELED TRACTOR

Аннотация

Изложены теоретические методы гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора на основе разработки математических моделей с различными упругодиссипативными характеристиками подвески и программ их моделирования на ПЭВМ. Рассмотрены способы включения в подвеску элементов релаксации демпфирования для смещения резонансных колебаний в область частот больших, чем 1...8 Гц, а также методы, позволяющие практическую реализацию включения элементов релаксации демпфирования в серийную подвеску сиденья водителя колесного трактора МТЗ.

Ключевые слова:

упругодиссипативные элементы, релаксация демпфирования, резонансные колебания, частота колебаний, подвеска сиденья, низкочастотные колебания, математическая модель, теоретические методы.

Abstract

The paper presents the theoretical methods for damping low-frequency vibrations in the driver's seat of a wheeled tractor based on the development of mathematical models with different elastic-dissipative characteristics of the suspension and programs for their modeling on the computer. The methods of including elements, which damp relaxation in the suspension, are investigated to shift the resonant vibrations in the range of vibrations higher than 1...8 Hz. The paper studies methods of practical incorporation of elements of damping relaxation in the standard suspension of the MTZ wheeled tractor driver's seat.

Key words:

elastic-dissipative elements, relaxation of damping, resonant vibrations, frequency of vibrations, seat suspension, low-frequency vibrations, mathematical model, theoretical methods.

Создание эффективной виброзащитной системы водителя колесного трактора представляет собой актуальную задачу [1–4], направленную на улучшение труда водителя, обеспечение безопасности. Ускорение на сиденье и уровень шума в кабине водителя колесной машины строго регламентируется международными стандартами. Поэтому мировые производители колесных машин постоянно совершенствуют виброзащитные системы и внедряют новые

шумопоглощающие материалы в конструкции кабин водителя. Так, исследованиями [1] определены диапазоны частот собственных колебаний различных органов человека (рис. 1), а также установлены распределения частот колебаний по элементам конструкции колесного трактора (рис. 2).

Особое внимание Ф. Дайне [1] и М. Мичке обращают на низкочастотные колебания (1...8 Гц), которые оказывают наиболее вредное воздействие на во-

дителя и вызывают у него профессиональные заболевания.

Исследованиями установлено, что собственная частота колебаний человека на сиденье современных колесных тракторов составляет 1...3 Гц, а допустимые

значения среднеквадратичных ускорений и амплитуд вертикальных перемещений сиденья не должны превышать $8,5 \text{ м/с}^2$ и 0,02 м соответственно, что предусмотрено ГОСТ 12.1.012-90 и директивой Совета ЕЭС № 78/764.

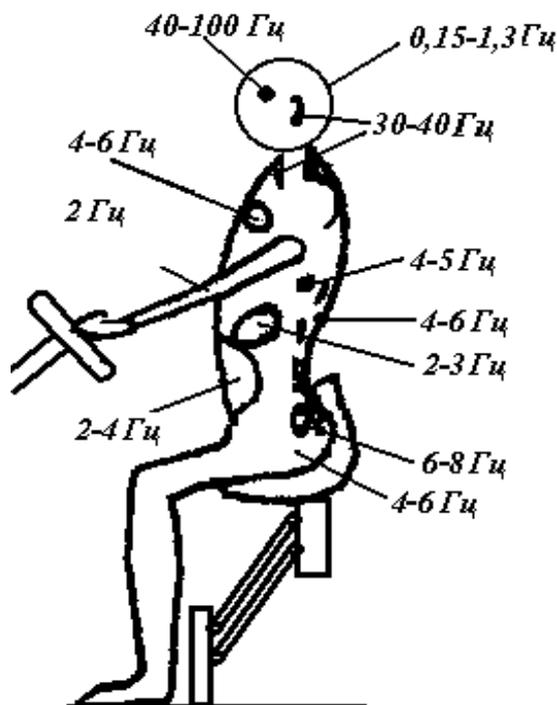


Рис. 1. Распределение частот собственных колебаний

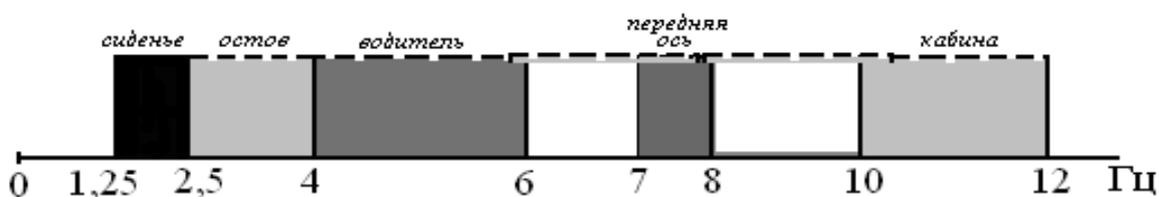


Рис. 2. Распределение частот колебаний по элементам конструкции колесного трактора

В настоящее время задача виброзащиты водителя решается путем создания эффективных систем поддрессоривания сиденья и кабины водителя. В современных колесных тракторах для улучшения виброзащиты водителя колесного трактора широко используется способ вторичного поддрессоривания

(поддрессоривание кабины водителя).

На основе анализа результатов моделирования колебаний масс колесного трактора предложена схема поддрессоривания сиденья водителя, включающая элемент релаксации демпфирования. Результаты моделирования показали, что данная система поддрессоривания

существенно снижает среднеквадратичные ускорения на сиденье водителя при работе трактора по поверхностям полей с низкочастотным воздействием от 1 до 8 Гц, а также по дорогам с твердым покрытием с высокочастотным воздействием от 10 до 30 Гц.

Анализ результатов исследований подвесок указывает на то, что единичные импульсные воздействия требуют особого внимания, т. к. они чаще всего приводят к пробую подвески. Поэтому теоретически исследована реакция колебательной системы на единичные возмущения.

Для исследования единичных импульсных воздействий авторами были составлены неоднородные дифференциальные уравнения колебаний, которые в матричной форме имеют вид:

$$\|a\|\{\ddot{q}\} + \|c\|\{\dot{q}\} + \|\alpha\|\{q\} = \{f(t)\}, \quad (1)$$

где $\|a\|$ – матрица коэффициентов инерции; $\|c\|$ – матрица коэффициентов жесткости; $f(t)$ – матрица коэффициентов обобщенных сил; $\|\alpha\|$ – матрица коэффициентов демпфирования.

При разработке математических моделей колебательных систем, наряду с моделью Ньютона (рис. 3, а), была рассмотрена модель Максвелла (рис. 3, б), включающая элемент релаксации демпфирования. В модели Максвелла последовательная связь упругого элемента 5 с элементом диссипации 4 создает условия возникновения релаксации демпфирования, производящей сдвиг фаз колебаний при возникновении резонанса за счет дополнительной координаты Z_1 .

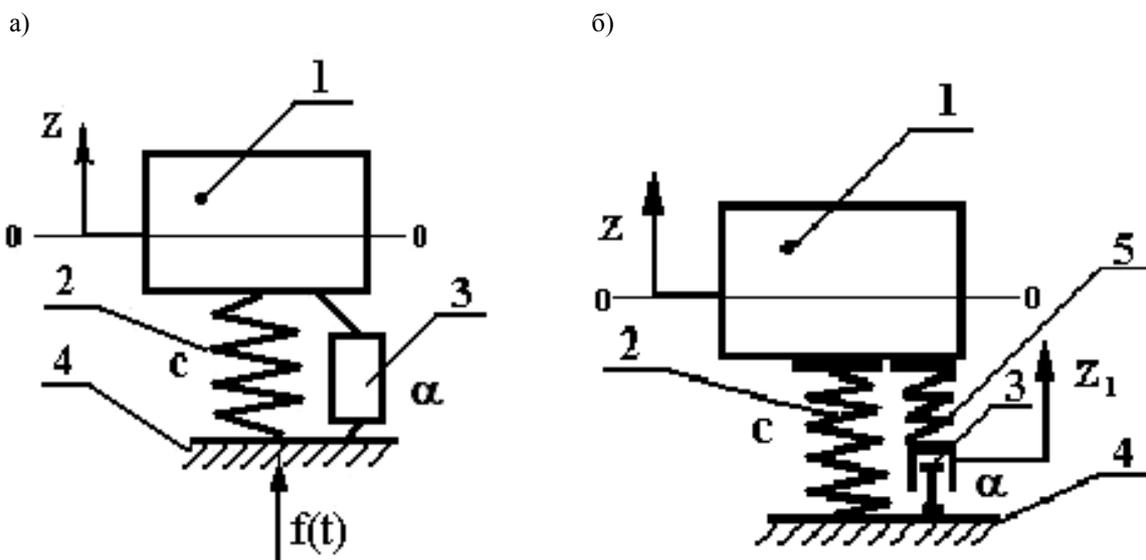


Рис. 3. Модели колебаний Ньютона (а) и Максвелла (б): 1 – поддресоренная масса; 2 – упругий элемент (несущий элемент подвески сиденья); 3 – элемент диссипации колебательной энергии (амортизатор); 4 – остов трактора; 5 – упругий элемент

Принято, что реакцию колебательной системы исследуют на гармоническое возмущение на основе уравнения вынужденных колебаний

$$m \cdot \ddot{q} + \alpha \cdot \dot{q} + c \cdot q = f_0 \cdot \sin \omega_0 t, \quad (2)$$

где m – поддресоренная масса; \ddot{q} , \dot{q} , q – ускорение, скорость и перемещение поддресоренной массы m соответственно; f_0 – амплитуда гармонического возмущения; ω_0 – частота гармонического возмущения.

Согласно уравнению (2) максимальное перемещение

$$q_{\max} = \frac{f_0}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_m}\right)^2}, \quad (3)$$

где ω_m – частота собственных колебаний подвески.

Частотный коэффициент $K_\omega = \omega_0 / \omega_m$ представляет собой основной критерий, оценивающий упругую взаимосвязь масс остова трактора и массы водителя.

Оптимальная величина K_ω , в зависимости от частоты колебания остова, должна находиться в пределах 1,5...3. Анализ результатов показал, что варьирование параметрами передней подвески трактора (задняя подвеска у трактора отсутствует) не дает существенного снижения коэффициента K_ω , характеризующего реакцию системы на единичные возмущения.

Наиболее эффективным методом анализа линейных систем является спектральный анализ, требующий установления соответствующих статистических характеристик возмущений, определяемых корреляционной функцией, которая при проведении спектрального анализа, по рекомендациям многих авторов, описывалась аналитическим выражением

$$\rho(L) = A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |L|} \cdot \cos(\beta_1 \cdot L) + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |L|} \cdot \cos(\beta_2 \cdot L), \quad (4)$$

где α_1 , α_2 , β_1 , β_2 – коэффициенты корреляционной связи; L – длина неровности; A_1 , A_2 – коэффициенты, зависящие от опорной поверхности.

Спектральный анализ показал, что снижение среднеквадратичных ускорений путем варьирования упругодиссипативных характеристик не дает ощутимых результатов в диапазоне частот 1...8 Гц при движении трактора по по-

верхности различных полей со скоростью 5...12 км/ч, а амплитуды колебаний значительно превышают установленное значение 0,02 м.

Для поиска решений были рассмотрены варианты использования динамических гасителей колебаний. Однако данный гаситель колебаний имеет недостаток: он функционирует только на одной определенной частоте возмущающегося воздействия и зависит от его начальной настройки. Для устранения недостатка многомассового гасителя колебаний был исследован маятниковый динамический гаситель колебаний (рис. 4).

Динамический гаситель маятникового типа изменяет частоту собственных колебаний при изменении длины местоположения подвижного груза $l = l(t)$, которая зависит от скорости \dot{Z} . Результатами моделирования установлено, что динамический гаситель маятникового типа эффективно функционирует в диапазоне частот колебаний 10...20 Гц, что связано с изменениями длины маятника $l = l(t)$. На более низких частотах колебаний эффективность использования такого гасителя в подвеске не установлена. Кроме того, его существенным недостатком является наличие дополнительных элементов и значительные габаритные размеры системы в ограниченном пространстве кабины трактора.

Многие авторы считают, что наиболее перспективным является использование подвески с нелинейной характеристикой. Однако ее стоимость, как известно, высока. Вариант получения нелинейной характеристики с помощью линейных характеристик упругих элементов представлен на рис. 5.

В положении статического равновесия масса покоится на двух упругих элементах. Предположим, что коэффициент упругости каждой из пружин равен c_1 , а коэффициент вязкого сопротивления амортизатора – α . Колебания подрессоренной массы сиденья проис-

ходят в пределах ее перемещений ($2 \cdot l$) под действием упругих сил одной из пружин. Если колебания выходят за пределы $KL = 2 \cdot l$, то груз входит до-

полнительно в соприкосновение с боковыми пружинами, имеющими предварительный натяг. Силы упругости пружин изменяются (рис. 5, б).

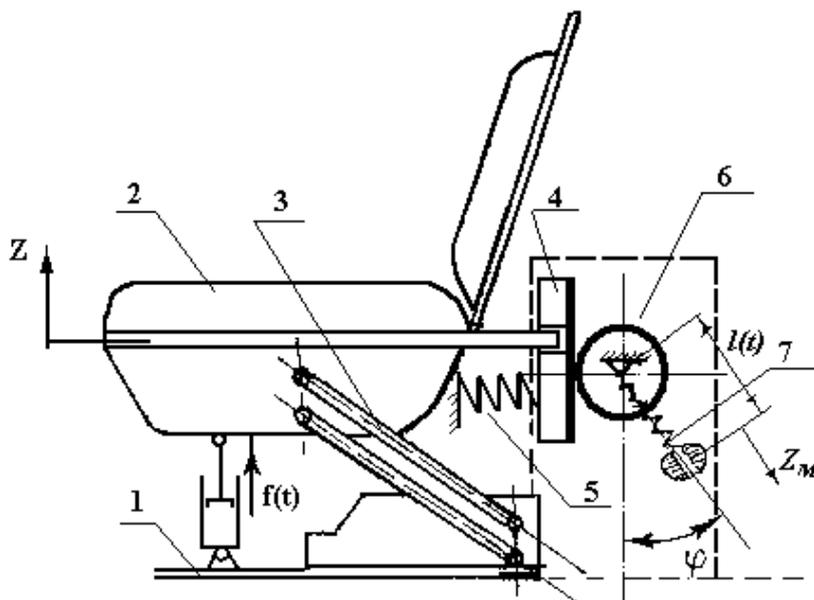


Рис. 4. Подвеска с маятниковым динамическим гасителем колебаний: 1 – остов трактора; 2 – сиденье водителя; 3 – подвеска сиденья, состоящая из рычажного механизма, амортизатора и упругого элемента, выполненного в виде торсиона; 4 – диск сиденья с фрикционным элементом; 5 – поджимное устройство диска 4; 6 – колесо с фрикционным элементом; 7 – маятниковый механизм

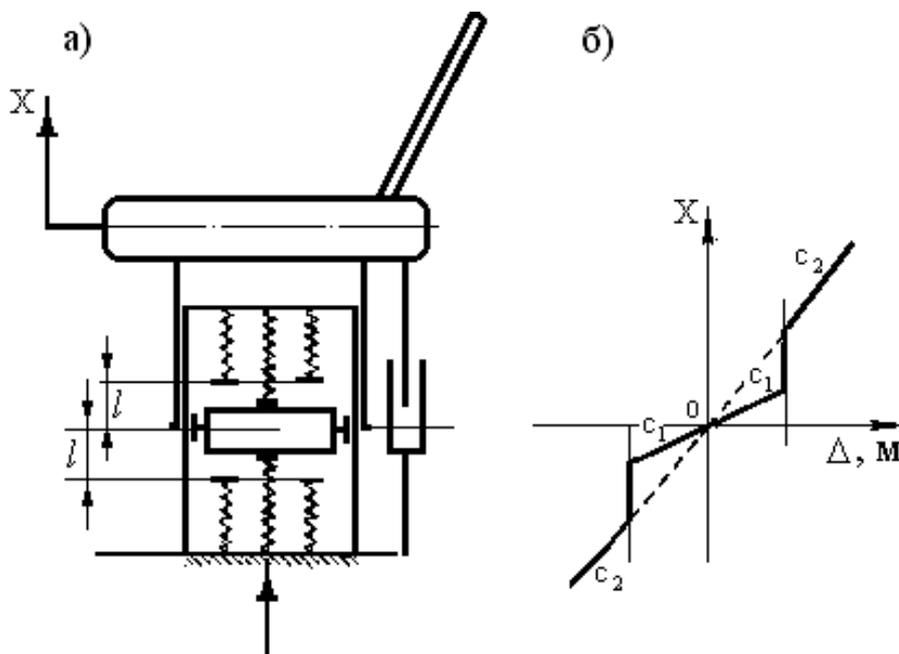


Рис. 5. Схема поддрессоривания сиденья водителя с упругими элементами, установленными с зазором (а), и характеристика изменения упругой силы (б)

Для качественного анализа системы использован метод припасовывания.

Амплитуда колебаний подрессоренной массы сиденья

$$a = \frac{1}{k_2} \cdot \sqrt{v_0^2 + l^2 \cdot (k_2^2 - k_1^2)}, \quad (5)$$

где $k_1^2 = \frac{c_1}{m}$; $k_2^2 = \frac{c_2}{m}$.

Период колебаний

$$T = 4 \cdot (\tau_1 + \tau_2) = 4 \cdot \left(\frac{1}{k_1} \cdot \arcsin \frac{l \cdot k_1}{v_0} + \frac{1}{k_2} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{v_0^2 - l^2 \cdot k_1^2}}{l \cdot k_2} \right). \quad (6)$$

Для решения рассматриваемой задачи нельзя использовать метод малого параметра, метод медленно меняющихся

амплитуд или метод эквивалентной линеаризации, т. к. нелинейность системы является существенной. Рассматриваемая система хорошо сохраняет заданную частоту собственных колебаний при значительных изменениях статической нагрузки, но не обеспечивает гашение колебаний в области частот 1...8 Гц.

На рис. 6 представлена другая комбинация размещения линейного упругого элемента, придающая подвеске нелинейный характер. Так, в начальном положении длина упругого элемента $O_1A = l$, коэффициент жесткости пружины равен c . Предположим, что в исходном положении пружина не деформирована, тогда модуль упругой силы F определяется по формуле

$$F = c \cdot (\sqrt{l^2 + x^2} - l). \quad (7)$$

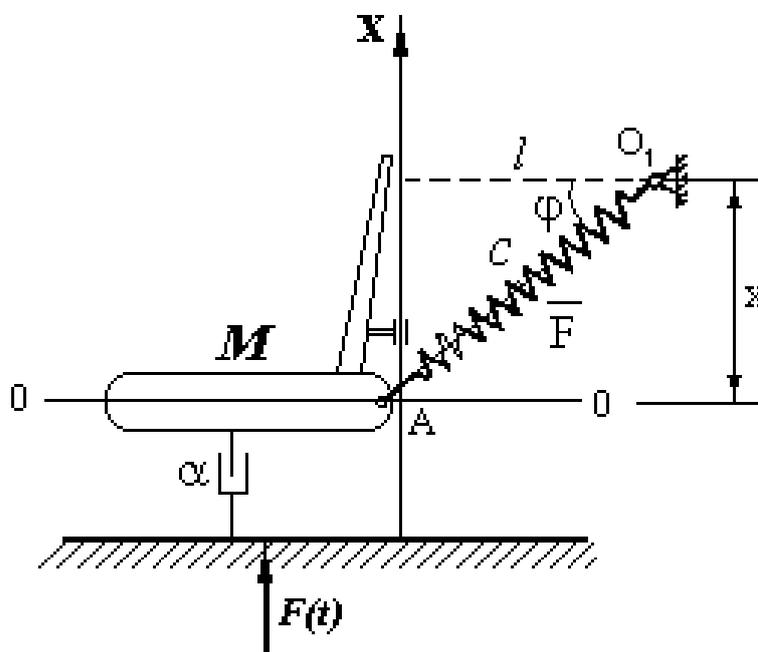


Рис. 6. Подвеска сиденья с консольным креплением упругого элемента

Разложив подкоренное выражение (7) в ряд Маклорена и ограничиваясь

первыми двумя членами ряда разложения, получим

$$F = c \cdot \left[l \cdot \left(1 + \frac{x^2}{2l^2} \right) \right] = \frac{c}{2} \cdot \frac{x^2}{l} . \quad (8)$$

Тогда дифференциальное уравнение малых колебаний подрессоренной массы имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot x - \frac{c}{2l^2} \cdot x^3 = 0 . \quad (9)$$

Для анализа системы построим фазовый портрет (рис. 7, а) с помощью дельта-метода. Дельта-функция имеет вид:

$$\delta = \delta(x) = \frac{\beta}{k^2} \cdot x^3 - x , \quad (10)$$

где $\beta = \frac{c}{2l^2}$.

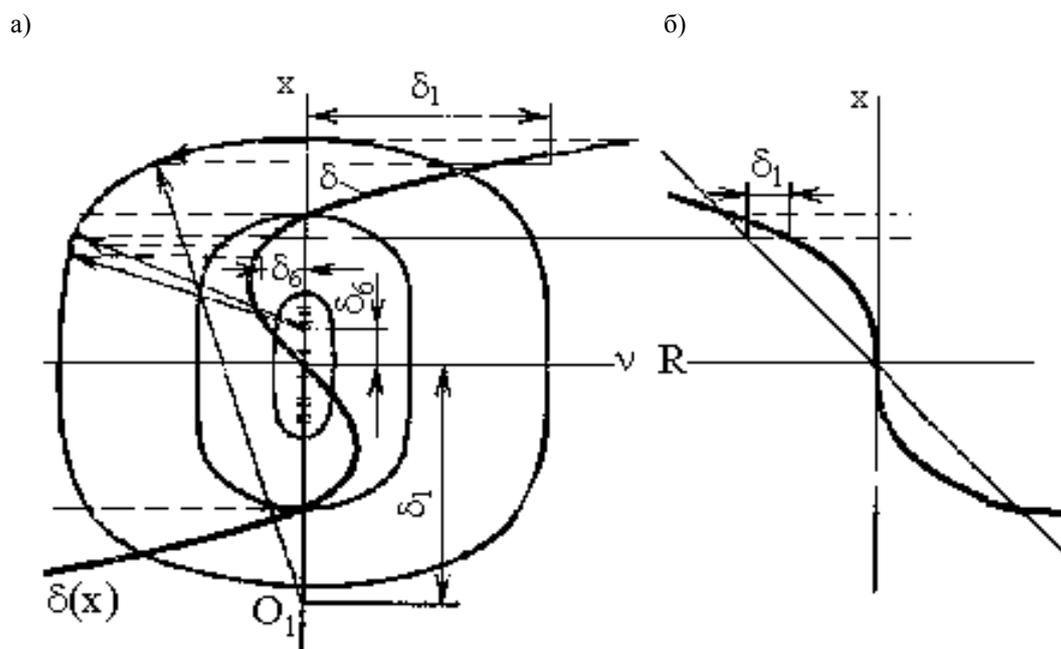


Рис. 7. Фазовый портрет колебания сиденья с нелинейной характеристикой подвески

Из уравнения (10) следует, что δ равно нулю при $x = \pm k \cdot \sqrt{\beta}$. Это означает, что в соответствующих точках центр дуги окружности, аппроксимирующий фазовую траекторию (см. рис. 7, а), лежит в начале координат. Начало координат на фазовой диаграмме является здесь особой точкой, однако движение фазовой точки около него происходит не по окружности. На рис. 7, б представлено изменение упругой силы в зависимости от деформации упругого элемента.

Частота колебаний подрессоренной массы отличается от частоты собственных колебаний системы и может

адаптироваться к частотам возмущающего воздействия в диапазоне частот 10...20 Гц при значительных деформациях упругого элемента и вертикальных перемещениях массы.

Для исследования гистерезиса упругого элемента подвески был разработан метод построения его фазовой характеристики. Для качественного анализа колебаний с гистерезисом был использован дельта-метод. Из анализа фазового портрета установлено, что трехкратная сила упругости вызывает вначале максимальную деформацию (в 22,3 раза больше начального смещения). Это может привести к тому, что дефор-

мация может превосходить деформацию упругого элемента по пределу упругости, что приведет систему к колебаниям с частотой, соответствующей остаточному смещению. Данное смещение представляет собой состояние статического равновесия. Гистерезис упругих элементов эффективен для гашения высокочастотных колебаний (от 20 Гц и более).

Наиболее привлекательным с точки зрения компоновки и эффективности является включение элемента релаксации демпфирования в подвеску сиденья.

Анализ моделирования колебательной системы с элементом релаксации демпфирования показал, что модуль передаточной функции в диапазоне низких частот гораздо меньше, чем у модели Ньютона, т. е. коэффициент передачи существенно снижается.

Модель Максвелла позволяет выводить колебательную систему из диапазона низкочастотного резонанса 1...8 Гц при скорости движения трактора 5...12 км/ч по поверхности различных полей (рис. 8).

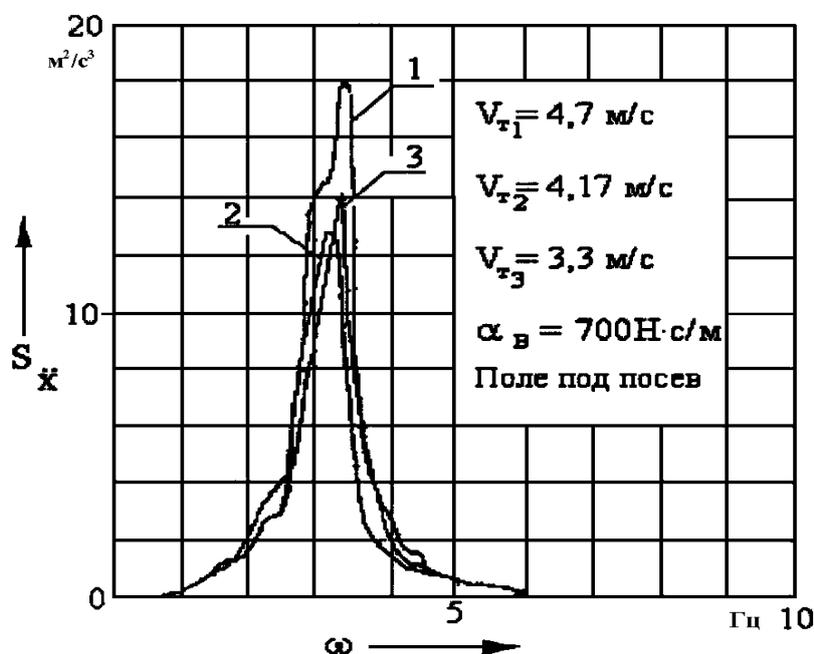


Рис. 8. Спектральная плотность ускорений на сиденье водителя

Для анализа эффективности применения модели Максвелла в системе поддрессоривания сиденья водителя был проведен анализ возможных вариантов размещения элемента релаксации демпфирования в зависимости от кинематики подвески сиденья. Обширный машинный эксперимент на ПЭВМ с использованием алгоритмического языка программирования Visual Basic проводился для исследования колебаний на сиденье водителя колесных тракторов

класса 1,4...4 тс. Результаты имитационного моделирования подтвердили эффективность включения элемента релаксации демпфирования в подвеску сиденья. Элемент релаксации демпфирования выводит низкочастотные колебания в область более высоких частот (см. рис. 8). Наиболее эффективный результат гашения колебаний был получен при размещении элемента релаксации демпфирования горизонтально (рис. 9).

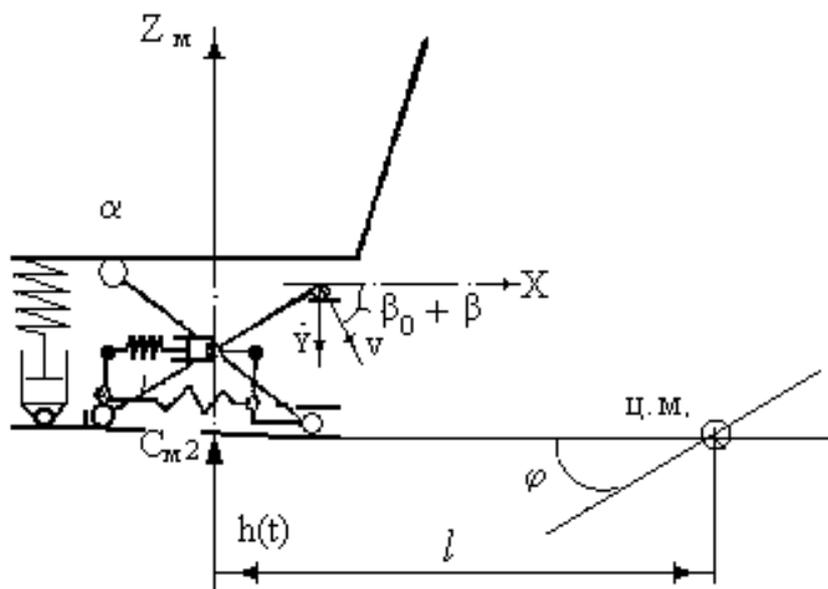


Рис. 9. Модель подвески сиденья с включенным элементом релаксации демпфирования

На основе анализа результатов теоретических исследований можно сделать следующий вывод: использование модели Максвелла в подвеске сиденья позволяет снизить среднеквадратичное ускорение на сиденье в 1,2...2,2 раза при рабочих скоростях движения трактора 5...12 км/ч. Для смещения зоны резонанса амплитудно-частотных характеристик ускорений в область более высоких частот 10...12 Гц найдены оптимальные значения упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования: коэффициент жесткости упругого элемента $c = 130$ Н/м, коэффициент вязкого сопротивления амортизатора $\alpha = 1,2$ Н·с/м. Смещение резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик ускорений сиденья водителя в транспортном режиме движения колесного трактора требует перенастройки частоты собственных колебаний системы поддрессоривания путем уменьшения статической деформации несущего упругого элемента подвески.

Для выбранных частот собственных колебаний подвески, упругодисси-

пативных характеристик элемента релаксации демпфирования предложена формула расчета сдвига фазы колебаний:

$$\beta = \arctg\left(\frac{\omega \cdot \alpha}{c_2}\right),$$

где ω – частота возмущающего воздействия; α – коэффициент вязкого сопротивления элемента релаксации; c_2 – коэффициент жесткости упругого элемента, входящего в элемент релаксации демпфирования.

В настоящее время на тракторах для гашения колебаний на сиденье водителя колесных тракторов ведущие мировые фирмы идут по пути вторичного поддрессоривания сиденья водителя. Создаются подвески кабин, имеющих достаточно высокий уровень комфорта. Например, фирма «Сэйм» (SAME) в моделях «DIAMOND-260» устанавливает кабину на автономную подвеску, представляющую собой пневмокамеры, работающие совместно с гидравлическими амортизаторами (рис. 10).

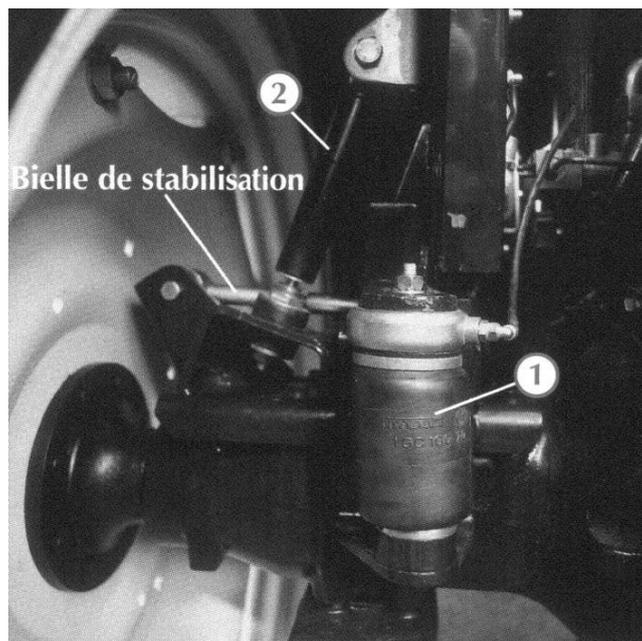


Рис. 10. Подвеска кабины колесного трактора фирмы «Сэйм» в моделях трактора «DIAMOND-260»

Создание эффективных подвесок кабин тракторов с комбинацией линейных упругодиссипативных элементов должно основываться на методах динамических гасителей колебаний.

Выводы

Разработаны методы теоретического анализа эффективности функционирования проектируемых подвесок сидений водителя колесного трактора, позволяющие:

- исследовать эффективность использования динамических гасителей колебаний в системе подрессоривания сиденья, которые обеспечивают гашение колебаний на частотах 10...20 Гц при транспортных скоростях движения трактора 15...35 км/ч по дорогам с искусственным покрытием;

- исследовать влияние гистерезиса упругодиссипативных элементов подвески типа «резина» на колебательный процесс сиденья. Применение упругого элемента с гистерезисной характеристикой позволяет обеспечить эффективное гашение высокочастотных колебаний (10...20 Гц) при транспортных скоро-

стях 15...35 км/ч по дорогам с искусственным покрытием;

- проектировать подвеску колесных тракторов для гашения низкочастотных колебаний с элементом релаксации демпфирования (модель Максвелла).

Получены формулы, позволяющие произвести расчет сдвига фаз колебаний в зависимости от упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования.

Использование модели Максвелла в подвеске сиденья позволяет снизить среднеквадратичное ускорение на сиденье в 1,2...2,2 раза при рабочих скоростях движения трактора 5...12 км/ч. Для смещения зоны резонанса амплитудно-частотных характеристик ускорений в область более высоких частот 10...12 Гц определены оптимальные значения упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования: коэффициент жесткости упругого элемента $c = 130$ Н/м, коэффициент вязкого сопротивления амортизатора $\alpha = 1,2$ Н·с/м. Смещение резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик ускорений сиденья водителя в

транспортном режиме движения колесного трактора требует перенастройки частоты собственных колебаний систе-

мы поддресоривания путем уменьшения статической деформации несущего упругого элемента подвески.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Deine, F.** Die Wirkung mechanischer Schwingungen in Kraftfahrzeugen auf den Menschen ATZ 59 / F. Deine, D. Dieckmann. – Зальцбург : Союз инженеров, 1957. – 302 с.
2. **Амельченко, Н. П.** Подвеска сиденья водителя колесного трактора / Н. П. Амельченко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 187 с.
3. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с.
4. **Ким, В. А.** О некоторых мерах гашения колебаний на сиденье колесного трактора / В. А. Ким, О. В. Билык, Н. П. Амельченко // Вестн. МГТУ. – 2001. – № 1. – С. 77–82.

Статья сдана в редакцию 9 сентября 2014 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00.

Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-33-71.

Наталья Петровна Амельченко, канд. техн. наук, Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники.

Ольга Валерьевна Билык, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-33-71.

Софья Юрьевна Билык, студент, Белорусско-Российский университет.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-61-00.

Valery Andreyevich Kim, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-33-71.

Natalia Petrovna Amelchenko, PhD (Engineering), Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics.

Olga Valeryevna Bilyk, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-33-71.

Sofya Yuryevna Bilyk, student, Belarusian-Russian University.

УДК 629.114.2:517.958

И. С. Сазонов, Ки-Йонг Чой, В. А. Ким, П. А. Амельченко, А. Г. Стасилевич

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ РАЗГОНА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

UDC 629.114.2:517.958

I. S. Sazonov, Ki-Young Choi, V. A. Kim, P. A. Amelchenko, A. G. Stasilevich

MATHEMATICAL MODELS OF DYNAMICS OF WHEELED TRACTOR ACCELERATION

Аннотация

Изложены методы составления математических моделей динамики разгона колесного трактора 4×2 и 4×4 с крюковой нагрузкой, основанные на регуляторных характеристиках двигателя, массо-геометрических параметрах, упругодиссипативных характеристиках шин и подвесок проектируемых колесных тракторов. Методы необходимы для определения масс колесных тракторов и передаточных отношений трансмиссии, выбора характеристик двигателя, обеспечивающих требуемую динамику разгона и топливную экономичность двигателя на стадии проектирования колесного трактора соответствующего класса. При разработке математических моделей использованы методы аналитической механики, позволяющие решение прямых и обратных задач динамики – определение кинематических параметров и сил в контакте колес колесного трактора с опорной поверхностью с различными значениями их коэффициентов сцепления.

Ключевые слова:

математическая модель, крюковая нагрузка, регуляторная характеристика, передаточное отношение, задачи динамики, кинематические параметры, расчетная модель, упругодиссипативные характеристики.

Abstract

The paper deals with the methods for making mathematical models of the dynamics of acceleration of 4×2 and 4×4 wheeled tractors with a hook load, which are based on using regulatory characteristics of the engine, mass and geometry parameters, elastic-dissipative characteristics of tires and suspensions of the deigned wheeled tractors. These methods are needed to determine weights of wheeled tractors, gear ratios of their transmission, and to select engine characteristics providing the required dynamics of acceleration and fuel efficiency at the design stage of a wheeled tractor of the corresponding class. While developing the mathematical models, methods of analytical mechanics have been used which solve direct and inverse problems of dynamics, namely determine kinematic parameters and forces in the area of contact between tractor wheels and the bearing surface with different values of their friction coefficients.

Key words:

mathematical model, hook load, regulatory characteristics, gear ratio, dynamics problems, kinematic parameters, design model, elastic-dissipative characteristics.

Для исследования тяговой динамики колесного трактора необходима разработка математической модели его движения. При исследовании динамики движения трактора особое внимание обращается на режим разгона трактора.

Характеристика этого режима во многом зависит от регуляторной характеристики двигателя.

С известными допущениями рассмотрим расчетную модель трактора, представленную на рис. 1.

Математическая модель движения трактора описывается шестью обобщенными координатами: X_c – координата поступательного перемещения корпуса трактора; Z_c – координата вертикального перемещения корпуса трактора; φ – координата углового перемещения корпуса трактора относительно центра его масс (галомирование); $\varphi_{пк}$ – координата вращательного движения переднего колеса трактора относительно его геометрического центра; $\varphi_{зк}$ – координата вращательного движения заднего колеса трактора относительно его геометрического центра; $Z_{пм}$ – координата вертикального перемещения центра масс переднего моста трактора.

Массы трактора связаны между собой упругодиссипативными связями, имеют следующие характеристики: $\alpha_{п}$ – приведенный коэффициент вязкого сопротивления передних амортизаторов подвески переднего моста трактора; $c_{п}$ – приведенный коэффициент жесткости упругих элементов подвески переднего моста трактора; $\alpha_{ш1}$ – приведенный коэффициент вязкого сопротивления передних шин трактора; $\alpha_{ш2}$ – приведенный коэффициент вязкого сопротивления задних шин трактора; $c_{ш1}$ – приведенный коэффициент жесткости передних шин трактора; $c_{ш2}$ – приведенный коэффициент жесткости задних шин трактора.

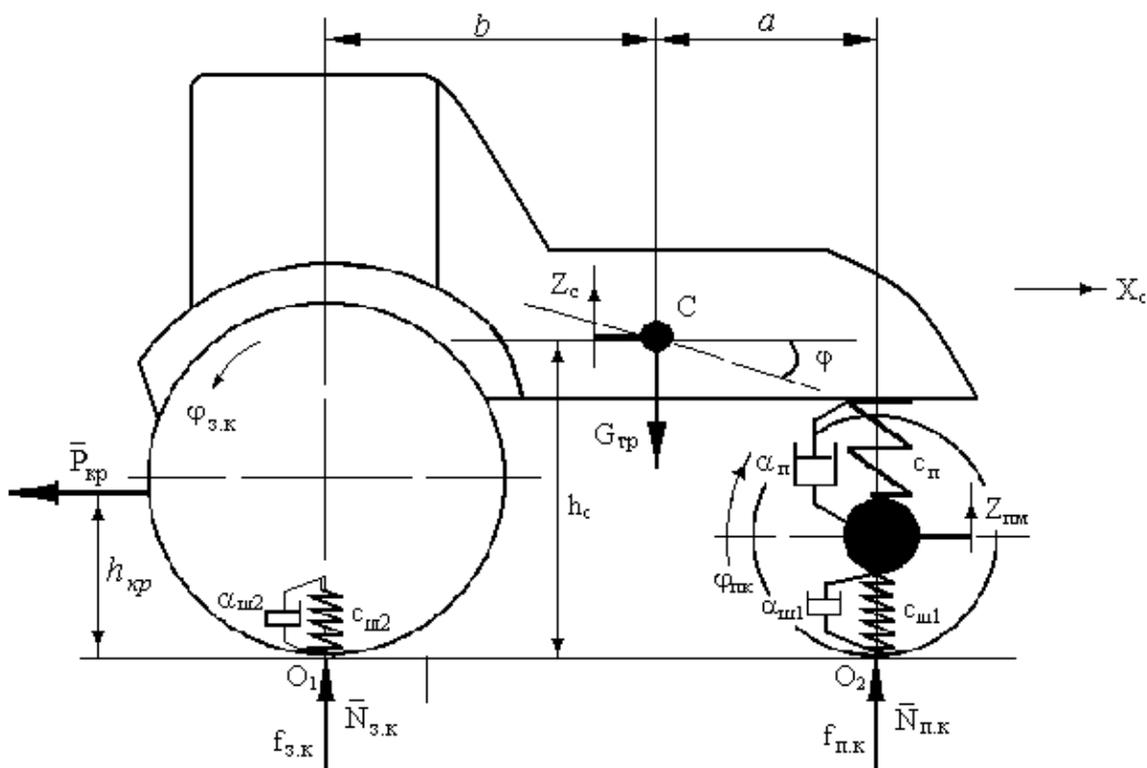


Рис. 1. Расчетная схема трактора

Как известно, любая колесная машина относится к классу неголономных механических систем с наложенными на них кинематическими связями [1–6].

Методы составления уравнений кинематических связей качения колеса зависят от постановки задач исследований. Так, например, если решается обратная

задача динамики, то использование уравнений неголономных связей является вынужденной необходимостью. Подобного рода исследования в настоящее время имеют большую перспективу [1], и связано это с созданием систем автоматического управления режимами движения колесных машин.

На самом деле наиболее адекватная идентификация динамического состояния колесной машины возможна только на основе силовой идентификации.

Для составления дифференциальных уравнений воспользуемся уравнением Лагранжа 1-го рода с неопределенными множителями [1–4], позволяющим исключить реакции связей между элементами машины:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \lambda_i \frac{\partial f_j}{\partial \dot{q}_i} + Q_{q_i}, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная энергия системы; q_i – обобщенные координаты масс системы; \dot{q}_i – обобщенные скорости масс системы; f_j – уравнение кинематических связей колес с опорной поверхностью; λ_i – неопределенные множители Лагранжа; Q_{q_i} – обобщенные силы.

Уравнения интегрируемых кинематических связей качения колеса для рассматриваемой модели можно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} \dot{x}_c - \dot{\phi}_{зк} = 0; \\ \dot{x}_c - \dot{\phi}_{пк} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Для получения динамических уравнений движения колесной машины для принятой расчетной схемы (см. рис. 1) воспользуемся уравнением Лагранжа 1-го рода.

Определим компоненты уравнения Лагранжа 2-го рода.

Кинетическая энергия системы

$$T_1 = \frac{1}{2} \left(\begin{array}{l} M_{тр} \cdot \dot{x}_c^2 + J_c \cdot \dot{\phi}^2 + \\ + M_{тр} \cdot \dot{z}_c^2 + M_{бм} \cdot \dot{z}_{бм}^2 + \\ + J_{бм} \cdot \dot{\phi}_{бм}^2 + J_{пк} \cdot \dot{\phi}_{пк}^2 + \\ + J_{зк} \cdot \dot{\phi}_{зк}^2 \end{array} \right), \quad (3)$$

где \dot{x}_c – скорость поступательного перемещения корпуса трактора; $\dot{\phi}$ – угол поворота корпуса трактора (галопирование); $\dot{\phi}_{бм}$ – угол поворота балки переднего моста трактора; \dot{z}_c – скорость вертикального перемещения центра масс корпуса трактора; $\dot{z}_{бм}$ – вертикальная скорость балки моста; $M_{бм}$ – масса балки переднего моста трактора; J_c – момент инерции корпуса трактора относительно оси, проходящей через его центр масс; $J_{бм}$ – момент инерции балки переднего моста трактора относительно оси, проходящей через его центр масс; $J_{пк}$ – приведенный момент инерции передних колес трактора относительно оси, проходящей через центр масс; $J_{зк}$ – приведенный момент инерции задних колес трактора относительно оси, проходящей через центр масс.

Потенциальная энергия системы при использовании упругого элемента, установленного на оси шарнира балансирующей балки переднего моста трактора, определяется как

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} \left[\begin{array}{l} c_{шпк} (f_{пк} - Z_{бп})^2 + \\ + c_{п} (Z_{б.л} + a \cdot \phi - Z_c)^2 + \\ + c_{шзк} (f_{зк} - b \cdot \phi - Z_c)^2 \end{array} \right], \quad (4)$$

где $c_{шпк}$ – приведенная жесткость шин передних колес трактора; $c_{шзк}$ – приведенная жесткость шин задних колес трактора; $c_{п}$ – приведенная жесткость передней подвески трактора; $Z_{бп}$ – ко-

ордината перемещения центра масс балки переднего моста.

Для пространственной модели потенциальная энергия системы при наличии подвески на каждом управляемом колесе с шарнирной балансирной балкой переднего моста трактора рассчитывается следующим образом:

$$\Pi_2 = \frac{1}{2} \left[c_{\text{шпкп}} \left(f_{\text{шпкп}} - Z_{\text{б.л}} - \right)^2 + \right. \\
 \left. + c_{\text{шпкл}} \left(f_{\text{шпкл}} - Z_c + \right)^2 + \right. \\
 \left. + c_{\text{шзк}} (f_{\text{зк}} - b \cdot \varphi - Z_c)^2 \right], \quad (5)$$

где $c_{\text{шпкл}}$ – коэффициент жесткости передней подвески левого управляемого колеса трактора; $c_{\text{шпкп}}$ – коэффициент жесткости передней подвески правого управляемого колеса трактора; $f_{\text{шпкл}}$ – случайное возмущение на левое управляемое колесо трактора; $f_{\text{шпкп}}$ – случайное возмущение на правое управляемое колесо трактора.

Диссипативная функция колебательной системы с совмещенной подвеской балки моста трактора

$$\Phi_1 = \frac{1}{2} \left[\alpha_{\text{шпк}} (\dot{f}_{\text{шпк}} - \dot{Z}_{\text{б.п}}) + \right. \\
 \left. + \alpha_{\text{п}} \cdot (\dot{Z}_{\text{бл}} + a \cdot \dot{\varphi}) + \right. \\
 \left. + \alpha_{\text{шзк}} (\dot{f}_{\text{зк}} - b \cdot \dot{\varphi} - \dot{Z}_c)^2 \right], \quad (6)$$

где $\alpha_{\text{шпк}}$ – приведенный коэффициент вязкого сопротивления передних шин трактора; $\alpha_{\text{шзк}}$ – приведенный коэффициент вязкого сопротивления задних шин трактора; $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент вязкого сопротивления приведенной подвески трактора; $\dot{f}_{\text{шпк}}$ – скорость случайного возмущения на передние колеса трактора; $\dot{f}_{\text{зк}}$ – скорость случайного возмущения на задние колеса трактора.

Диссипативная функция с подвесками управляемых колес определяется как

$$\Phi_2 = \frac{1}{2} \left[\alpha_{\text{шпк}} (\dot{f}_{\text{шпк}} - \dot{Z}_c - \right. \\
 \left. - 1 \cdot \alpha_{\text{б.м}} + a \cdot \dot{\varphi})^2 + \right. \\
 \left. + \alpha_{\text{шпкп}} (\dot{f}_{\text{шпкп}} - \dot{Z}_c + \right. \\
 \left. + 1 \cdot \dot{\varphi}_{\text{бм}} + a \cdot \dot{\varphi})^2 + \right. \\
 \left. + \alpha_{\text{шзк}} (\dot{f}_{\text{зк}} - b \cdot \dot{\varphi} - \dot{Z}_c)^2 \right]. \quad (7)$$

Далее при исследовании динамики и устойчивости движения трактора особое внимание будет уделено вертикальным реакциям опорной поверхности на колеса.

Статические реакции опорной поверхности на колеса трактора определяются из условий:

$$\sum M_{o1} = 0; \quad \sum M_{o2} = 0; \quad (8)$$

$$N_1 = \frac{M_{\text{тр}} \cdot b \cdot g}{a + b}; \quad N_2 = \frac{M_{\text{тр}} \cdot a \cdot g}{a + b}. \quad (9)$$

В реальных условиях движения трактора, в транспортном или тяговом режимах движения, со стороны опорной поверхности на колеса трактора воздействуют дорожные неровности, которые могут оказывать существенное влияние на нормальные реакции N_1 и N_2 .

С учетом дорожных возмущений вертикальные реакции

$$\left\{ \begin{aligned} N_1 &= \frac{M_{\text{тр}} \cdot b \cdot g}{a + b} - \frac{P_{\text{кр}} \cdot h_{\text{кр}}}{a + b} + \\ &+ c_{\text{шп}} \cdot (f_{\text{п}} - z_{\text{п}}); \\ N_2 &= \frac{M_{\text{тр}} \cdot a \cdot g}{a + b} + \frac{P_{\text{кр}} \cdot h_{\text{кр}}}{a + b} + \\ &+ c_{\text{шз}} \cdot (f_{\text{з}} - b \cdot \varphi - z_{\text{з}}), \end{aligned} \right. \quad (10)$$

где $f_{\text{п}}$, $f_{\text{з}}$ – случайные возмущения на колеса передней и задней осей трактора.

Предельно возможные значения касательных сил в контакте колес с опорной поверхностью по условиям их сцепления

$$\begin{cases} P_{к1} = N_1 \cdot \varphi_{цц1}; \\ P_{к2} = N_2 \cdot \varphi_{цц2}. \end{cases} \quad (11)$$

Данные предельные значения касательных сил $P_{к1}$ и $P_{к2}$ на ведущих колесах справедливы при отсутствии блокировки симметричных дифференциалов переднего и заднего мостов.

Соответствующие предельные моменты, которые можно приложить к ведущим колесам, определяются из условия их сцепления с опорной поверхностью:

$$\begin{cases} M_{к1} = N_1 \cdot \varphi_{цц1} \cdot r_{д1}; \\ M_{к2} = N_2 \cdot \varphi_{цц2} \cdot r_{д2}. \end{cases} \quad (12)$$

Условия максимального использования момента двигателя по сцеплению колес с опорной поверхностью, передаваемого двигателем к ведущим колесам, запишутся в виде

$$\begin{cases} M_{д} \cdot i_{тр1} = M_{к1}; \\ M_{д} \cdot i_{тр2} = M_{к2}, \end{cases} \quad (13)$$

где $M_{д}$ – момент, развиваемый двигателем; $i_{тр1}$, $i_{тр2}$ – передаточные числа трансмиссии.

В момент трогания трактора частота вращения двигателя рассчитывается по формуле

$$\omega_{xx} = \frac{\omega_n \cdot (2 + \delta_p)}{\delta_p}, \quad (14)$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора, $\delta_p = 0,08 \dots 0,06$; ω_n – номинальная частота вращения двигателя.

Так, например, при $\omega_n = 178 \text{ с}^{-1}$ и $\delta_p = 0,07$ частота вращения холостого хода

$$\omega_{xx} = \frac{178 \cdot (2 + 0,07)}{0,07} = 229,62 \text{ с}^{-1}.$$

Следовательно, разность угловых скоростей

$$\omega_{xx} - \omega_n = 229,62 - 178 = 51,62 \text{ с}^{-1}.$$

Тогда скорость нарастания момента

$$\text{tg}\alpha = \frac{M_n}{\omega_{xx} - \omega_n} = \frac{0,848}{51,62} = 0,01643,$$

где M_n – номинальный момент двигателя.

Закономерность изменения скорости нарастания момента двигателя в большей степени зависит от холостых оборотов и оказывает значительное влияние на динамику разгона трактора.

При теоретических исследованиях величина момента двигателя в момент движения трактора определяется по формуле

$$M_{д} = (\omega_{xx} - \omega) \cdot \text{tg}\alpha, \quad (15)$$

где $\text{tg}\alpha$ – скорость нарастания крутящего момента двигателя; ω – текущее значение угловой скорости вращения двигателя.

Обобщенная сила по координате поступательного перемещения

$$Q_{qi} = P_k - P_f = \frac{(\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{трв} \cdot \text{tg}\alpha}{r_{дз}} - M_{тр} \cdot f, \quad (16)$$

где P_f – сила сопротивления качению колес трактора; P_k – касательная сила тяги на ведущих колесах трактора; f – коэффициент сопротивления качению; $i_{трв}$ – передаточное отношение от двигателя к ведущим колесам; $r_{дз}$ – динамический радиус качения ведущих колес.

Для трактора значения f приведены в табл. 1.

Табл. 1. Коэффициент сопротивления качению f для колесных тракторов на пневматических шинах с одной ведущей осью

Характер поверхности	Значение коэффициента f
Цементобетонное покрытие: в отличном состоянии	0,14...0,018
в удовлетворительном состоянии	0,018...0,022
Ровное щебенчатое или гравийное покрытие: обработанное органическими вяжущими материалами	0,02...0,025
необработанное, с небольшими выбоинами	0,03...0,04
Булыжное покрытие	0,035...0,045
Грунтовая дорога: в удовлетворительном состоянии	0,03...0,05
неровная и грязная	0,05...0,1
Укатанная снежная дорога	0,03...0,20
Сухой плотный грунт, залежь, плотная почва	0,03...0,06
Стерня нормальной влажности, поле из-под кукурузы или подсолнечника, слежавшаяся пашня	0,10...0,15
Поле, подготовленное под посев, свежевспаханное или свежееубранное из-под картофеля	0,16...0,2
Влажный луг	0,08...0,1
Песок: влажный	0,08...0,1
сухой	0,15...0,3

Касательная сила тяги P_k не должна превышать силу тяги по сцеплению $P_{\phi_{сц}}$, которая для трактора с одним ведущим мостом рассчитывается следующим образом:

$$P_{\phi_{сц}} = N_3 \cdot \phi_{сц},$$

где $\phi_{сц}$ – коэффициент сцепления, зависящий от характеристик опорной поверхности.

При работе трактора на мягких грунтах коэффициент сопротивления качению для трактора с четырьмя ведущими колесами на 10...15 % меньше, чем для трактора с одной ведущей осью.

Из (2)...(7) с учетом кинематических связей

$$\dot{x}_c = \dot{\phi}_3 \cdot r_{дз}; \quad \dot{\phi}_п = \frac{\dot{\phi}_3 \cdot r_{дз}}{r_{дп}}. \quad (17)$$

Учитывая (17), определим компоненты уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3} \right) = \ddot{\phi}_3 \left(M_{тр} \cdot r_{дз}^2 + \frac{r_{дз}^2}{r_{дп}^2} + J_{зк} \right). \quad (18)$$

Тогда дифференциальное уравнение вращения ведущего колеса можно представить в виде

$$\ddot{\phi}_3 = \frac{M_n \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр}}{J_{зк}} - \left(M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр} \right) \times \frac{1}{(a + b) \cdot J_{зк}} \cdot r_{дз} \cdot \phi_{сц2}. \quad (19)$$

Трогание колесного трактора начинается с момента, когда выполняется следующее условие:

$$\frac{M_n}{\Delta\omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} = \left(M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр} \right) \times \frac{1}{a+b} \cdot r_{дз} \cdot \varphi_{сц2}. \quad (20)$$

Переходный процесс завершается при условии, что

$$\frac{M_n}{\Delta\omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} = M_n. \quad (21)$$

При выполнении условия (21) дальнейшие расчеты проводятся до достижения двигателем трактора максимального момента M_{max} .

$$\frac{M_n}{\Delta\omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} = M_{max}. \quad (22)$$

При выполнении условия (22) этап переходного процесса завершается. Дальнейший процесс разгона требует переключения коробки передач на высшую ступень, и процесс последующего моделирования начинается заново с новой характеристикой изменения момента двигателя (метод припасовывания).

Момент двигателя на новой передаче рассчитывается по формуле

$$M_{дi} = \frac{M_n}{\Delta\omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тp_i}. \quad (23)$$

На данном этапе моделирования текущая частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется в пределах от ω_{xx} до значения номинальной частоты вращения коленчатого вала ω_n .

Для нахождения угловой скорости вращения ведущего колеса при разгоне проинтегрируем дифференциальное уравнение вращения колеса (19) по времени:

$$\dot{\varphi}_3 = \left[\begin{array}{l} \frac{M_n}{2 \cdot \Delta\omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} - \\ - (M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр}) \times \\ \times \frac{1}{a+b} \cdot r_{дз} \cdot \varphi_{сц2} - P_f \cdot r_{дз} \end{array} \right] \cdot \frac{1}{J_{зк}} \cdot t. \quad (24)$$

Угловая скорость вращения колеса сама по себе не определяет динамику разгона колесного трактора с крюковой нагрузкой, т. к. может присутствовать полное его буксование и скорость поступательного движения остова машины равна нулю.

Условие чистого качения колеса (качение без скольжения) можно записать в следующем виде:

$$\dot{\varphi}_3 \cdot r_{дз} = \dot{x}_c. \quad (25)$$

Идеальное условие разгона корпуса трактора можно определить, решив дифференциальное уравнение поступательного движения, которое можно записать в следующем виде:

$$\ddot{x}_c = \left\{ \left[\begin{array}{l} [(M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр}) \times \\ \times \frac{1}{a+b} + c_{шз} \times \\ \times (f_3 - b \cdot \varphi - z_c)] \times \\ \times \varphi_{сц2} - P_f \end{array} \right] \right\} \cdot \frac{1}{M_{тр}}. \quad (26)$$

Интегрируя уравнение (26) по времени, получим

$$\ddot{x}_c = \left\{ \left[\begin{array}{l} [(M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр}) \times \\ \times \frac{1}{a+b} + c_{шз} \times \\ \times (f_3 - b \cdot \varphi - z_c)] \cdot \varphi_{сц2} - P_f \end{array} \right] \right\} \times \frac{1}{M_{тр}} \cdot t + C, \quad (27)$$

где C – постоянная интегрирования.

Разность скоростей, полученных по формулам (27) и (24), соответствует буксованию ведущих колес трактора.

Разность скоростей можно записать как

$$\begin{aligned} \Delta V = & \left\{ \left[\left(M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр} \right) \times \right. \right. \\ & \times \frac{1}{a + b} + c_{шз} \cdot (f_3 - b \cdot \varphi - z_c) \left. \right] \times \\ & \times \left. \left. \left. \left. \varphi_{сц2} - P_f \right\} \cdot \frac{1}{M_{тр}} \cdot t - \right. \right. \\ & - \left[\frac{M_H}{2 \cdot \Delta \omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} - \right. \\ & \left. \left. \left. \left. - \left(M_{тр} \cdot a \cdot g + P_{кр} \cdot h_{кр} \right) \times \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. \left. \times \frac{1}{a + b} \cdot r_{дз} \cdot \varphi_{сц2} - P_f \cdot r_{дз} \right] \times \right. \right. \\ & \left. \left. \times \frac{1}{J_{зк}} \cdot t \cdot r_{дз} \right. \right. \end{aligned} \quad (28)$$

Мощность, затраченная на потерю скорости от буксования ведущих колес трактора,

$$N_f = \frac{\Delta V \cdot M_{зк}}{r_{дз}}, \quad (29)$$

где $M_{зк}$ – момент на ведущих колесах колесного трактора.

Общее уравнение баланса мощности можно представить в виде

$$N_{зк} = N_f + N_p + N_{кр} + N_{\delta}, \quad (30)$$

где $N_{зк}$ – мощность, подведенная от двигателя к ведущим колесам; N_p – мощность, необходимая для придания заданной скорости движения в процессе интервала времени разгона.

Компоненты уравнения баланса мощности:

$$\begin{aligned} N_{зк} &= \frac{M_H}{\Delta \omega} \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} \cdot \dot{\varphi}_{зк}; \\ N_f &= M_{тр} \cdot f \cdot g \cdot \dot{x}; \quad N_p = M_{тр} \cdot \ddot{x} \cdot \dot{x}; \end{aligned}$$

$$N_{\delta} = \frac{\Delta V \cdot M_{зк}}{r_{дз}}; \quad N_{кр} = P_{нкр} \cdot \dot{x}. \quad (31)$$

Разделим члены уравнения (30) на $N_{зк}$, получим

$$\eta_{кр} = 1 - \eta_f - \eta_{\delta} - \eta_p, \quad (32)$$

где $\eta_{кр}$ – крюковой КПД; η_f – коэффициент, характеризующий потерю энергии от сопротивления движению; η_{δ} – коэффициент, характеризующий потерю энергии от буксования ведущих колес.

Уравнения КПД с учетом уравнений (31) и (32) для трактора с ведущими задними колесами можно представить в виде

$$\begin{cases} \eta_f = \frac{M_{тр} \cdot f \cdot g \cdot \dot{x} \cdot \Delta \omega}{M_H \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} \cdot \dot{\varphi}_{зк}}; \\ \eta_{\delta} = \frac{\Delta V \cdot M_{зк} \cdot \Delta \omega}{r_{дз} \cdot M_H \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} \cdot \dot{\varphi}_{зк}}; \\ \eta_p = \frac{M_{тр} \cdot \ddot{x} \cdot \dot{x} \cdot \Delta \omega}{M_H \cdot (\omega_{xx} - \omega) \cdot i_{тр} \cdot \dot{\varphi}_{зк}}. \end{cases} \quad (33)$$

По предлагаемой методике можно также определить коэффициент использования сцепления.

В процессе моделирования в каждый момент времени находят коэффициент сцепления с целью возможности максимальной его реализации по формуле

$$\varphi_{сц} \leq \frac{J_{зк} \cdot \ddot{\varphi}_3}{N_2 \cdot r_{дз}}. \quad (34)$$

Полученные результаты являются некоторым уточнением известных методов исследования динамики разгона колесного трактора с задними ведущими колесами при наличии крюковой нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лурье, А. И.** Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с.
2. Динамика колесных машин: монография / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с.
3. **Гоздек, В. С.** Об уравнениях качения упругой шины / В. С. Гоздек // Ученые записки ЦАГИ. – 1970. – Т. 1, № 4. – С. 84–91.
4. **Неймарк, Ю. Н.** Динамика неголономных систем / Ю. Н. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1967. – 520 с.
5. **Гуськов, В. В.** Тракторы. Ч. 2 : Теория / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1977. – 384 с.
6. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз [и др.] ; под общ. ред. В.И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 240 с.

Статья сдана в редакцию 9 сентября 2014 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00

Ки-Йонг Чой, начальник отдела, Могилевский филиал физико-технического института НАН Беларуси.

Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-33-71

Петр Адамович Амельченко, д-р техн. наук, проф., Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. Тел.: 8-017-284-15-62.

Андрей Григорьевич Стасилевич, генеральный конструктор, РУП МТЗ. Тел.: 8-017-284-15-62.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-61-00.

Ki-Young Choi, Head of the Department, Mogilev branch of the Institute of Physics and Technology of the NAN of Belarus.

Valery Andreyevich Kim, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-33-71.

Petr Adamovich Amelchenko, DSc (Engineering), Prof., Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAN of Belarus. Phone: 8-017-284-15-62.

Andrey Grigoryevich Stasilevich, General Designer, RUP MTZ. Phone: 8-017-284-15-62.

УДК 629.114.2.004.5

А. Ф. Скадорва, А. Н. Карташевич

КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА «БЕЛАРУС-2103»

UDC 629.114.2.004.5

A. F. Skadorva, A. N. Kartashevich

CRITERIA FOR EVALUATING THE PERFORMANCE OF THE FRICTION CLUTCH OF «BELARUS-2103» CRAWLER TRACTOR TRANSMISSION

Аннотация

В работе приведен анализ физико-механических свойств материала с пористым порошковым фрикционным слоем с маслоотводящими каналами, используемого в механической коробке передач (КП) гусеничного трактора «Беларус-2103» с переключением без разрыва потока мощности для выбора критерия оценки качества функционирования фрикционной муфты (ФМ). На основе анализа экспериментальных характеристик фрикционных элементов определена пороговая скорость относительного скольжения поверхностей трения ФМ КП трактора «Беларус-2103». Сформулирована концепция создания бортовой системы контроля качества функционирования ФМ, основанная на разработке метода идентификации диапазона интенсивного износа фрикционного слоя ФМ КП трактора «Беларус-2103».

Ключевые слова:

гусеничный трактор, коробка передач, поток мощности, фрикционная муфта, пороговая скорость, системы контроля, износ, фрикционный слой.

Abstract

The paper presents the analysis of physical and mechanical properties of the material with a porous powder friction layer having oil off-take channels, which is used in the mechanical gearbox of the «Belarus-2103» crawler tractor with shifting without breaking power flow, with the purpose of selecting the criteria for evaluating the performance of the friction clutch (FC). Based on the analysis of the experimental characteristics of friction elements, the threshold velocity of relative slip for FC friction surfaces of the «Belarus-2103» tractor transmission has been defined. The paper formulates the concept of the on-board system for controlling the FC performance, which is based on developing the method to identify the range of intensive wear of the FC friction layer of the «Belarus-2103» tractor transmission.

Key words:

crawler tractor, transmission, power flow, friction clutch, threshold speed, control systems, wear, friction layer.

Данные, приведенные в [1], свидетельствуют о том, что наибольшая трудоёмкость восстановления одного дефекта – это трудоёмкость восстановления элементов трансмиссии. В относительных единицах трудоёмкость устранения отказа сборочных единиц трансмиссии в 2 раза превышает среднее значение по машине. Средние затраты на восстановление одного отказа элемен-

тов трансмиссии распределились следующим образом: на восстановление коробки передач в среднем затрачивалось 286,76 у. е.; на восстановление бортовых передач – 178,94 у. е.; на восстановление сцепления – 149,4 у. е. Стоимость восстановления и число отказов основных элементов трансмиссии приведены в табл. 1.

Табл. 1. Стоимость восстановления работоспособности сборочных единиц трансмиссии

Сборочная единица	Число отказов	Стоимость восстановления, у. е.	Средняя стоимость устранения одного отказа, у. е.
Сцепление	35	5228,94	149,4
Коробка передач	60	17206,06	286,8
Бортовые передачи	50	8947,06	178,9
Итого	145	31382,06	216,4

В коробках перемены передач современных энергонасыщенных тракторов «Беларус-2103, -2522, -3022, -3023» используются гидродожимные ФМ. Работоспособность таких КП напрямую зависит от технического состояния фрикционных муфт. В процессе эксплуатации фрикционный слой на дисках может изнашиваться до критических размеров. Поэтому основной задачей обеспечения работоспособности тракторов, оснащённых ФМ, является непрерывный контроль износа фрикционного элемента в процессе эксплуатации трактора. В тракторах семейства «Беларус» величина хода поршня ФМ до начала передачи крутящего момента на ведомую шестерню находится в пределах 1,65...4,05 мм, а с учетом износа фрикционного слоя на глубину маслоотводящих канавок – 2,85...6,05 мм. Ход поршня при износе ФМ на весь фрикционный слой составляет 4,97...8,25 мм. Если предположить, что создаваемая система контроля износа фрикционных элементов (ФЭ) должна отслеживать предельную величину износа по толщине, равную 4,97...8,25, то такая постановка задачи может быть ошибочной с точки зрения физической сути передачи момента, зависящего от коэффициента трения (передача момента основана, как известно, на использовании сил трения между поверхностями ФЭ ФМ гусеничного трактора). В свою очередь, коэффициент трения между поверхностями ФЭ ФМ зависит от рода материалов, эксплуатационных режимов трактора, толщины ФЭ, изменяющей температурный градиент распро-

странения тепла, и многих других факторов. В связи с этим в работе проведен анализ физико-механических свойств материала с пористым порошковым фрикционным слоем с маслоотводящими каналами, используемого в механической КП гусеничного трактора «Беларус-2103» с переключением без разрыва потока мощности для выбора критерия оценки качества функционирования ФМ. На основе анализа экспериментальных характеристик фрикционных элементов определена пороговая скорость относительного скольжения поверхностей трения ФМ КП трактора «Беларус-2103» (0,2...1,6 м/с), характеризующая интенсивным износом фрикционного слоя ФМ в диапазоне 0,8...1,0 мм и нарастанием скорости падения коэффициента трения.

Таким образом, концепция создания бортовой системы контроля качества функционирования ФМ должна быть основана на разработке метода идентификации диапазона, характеризующего начало интенсивного износа фрикционного слоя ФМ КП трактора «Беларус-2103».

Как известно, работоспособность ФЭ определяется:

- стабильностью физико-механических свойств ФЭ при значительных температурных изменениях;
- стабильностью коэффициента трения ФЭ при значительных скоростях относительного скольжения поверхностей трения фрикционных материалов;
- конструктивными особенностями, обеспечивающими интенсивность теплоотвода с поверхностями тре-

ния ФЭ.

Исследования ученых кафедры «Тракторы» МАМИ [16] и других ученых [3–5] показали, что работа ФЭ во многом зависит от удельной работы трения, создаваемого поверхностями, давления в масляной магистрали и температуры нагрева поверхностных слоев ФЭ. Кроме того, было установлено, что по мере удаления от диска давление между трущимися поверхностями становится меньше и, следовательно, моменты, передаваемые дисками, разные. Характер взаимодействия между ведущими и ведомыми дисками в процессе включения, т. е. единичное пятно касания, образовавшееся при одновременном действии нормальных и касательных нагрузок, и комплекс процессов, протекающих в поверхностных слоях и микрообъемах, существенно зависят от геометрических, механических, физических и химических факторов. Определяющим является геометрический фактор, характеризуемый толщиной фрикционного слоя, уменьшение которого неизбежно ведет к увеличению времени перекрытия передач, работы буксования и температуры поверхностей трения, что подтверждается исследованиями [3, 6–10].

Техническая сложность создания бортовой системы качества функционирования ФМ КП трактора связана с тем, что ФЭ совершает сложное движение (поступательное и вращательное), и с критерием оценки его работы по износу ФЭ. Авторами предлагается использовать косвенный критерий оценки качества функционирования ФМ КП, основанный на экспериментальных данных [2, 9, 11], указывающий пороговую величину ускоренного износа фрикционных элементов ФМ КП. При этом наблюдается нарастание скорости спада коэффициента трения, что чаще всего приводит к автоколебаниям крутильной колебательной системы трансмиссии трактора [12]. Таким образом, продление срока эксплуатации машины будет в целом зависеть от получения предупреж-

дающей информации о возникновении автоколебаний, связанной с изменением коэффициента трения фрикционных элементов ФМ КП и стадии ускоренного износа ФЭ.

Как известно, уровни динамической нагруженности узлов и деталей машин определяются реакцией системы на внешнее воздействие. В зависимости от частоты собственных колебаний и частоты возмущающего воздействия колебательной системы могут возникнуть резонансные режимы колебаний, при которых вероятность выхода элементов трансмиссии трактора существенно повышается. Частота собственных колебаний трансмиссии трактора определяется инерционными, упругими и диссипативными характеристиками элементов трансмиссии. В то же время частота возмущающих воздействий зависит от режимов работы трактора и случайных характеристик опорной поверхности. Поэтому определение резонансных частот колебаний крутильных масс трансмиссии представляет собой задачу, решение которой необходимо при разработке бортовой системы контроля качества функционирования ФМ КП.

Условия возникновения автоколебаний многие авторы [12, 13] связывают с изменениями коэффициента трения в фрикционных парах, связанного с износом фрикционного слоя. Например, исследованиями В. А. Кима установлено, что при износе тормозных накладок происходит возникновение вибраций, при которых отмечается возрастание динамических нагрузок в тормозном механизме на 120 % от номинального значения.

Экспериментальные данные (рис. 1) показывают, что частота собственных колебаний элементов тормоза с износом тормозных колодок возрастает.

Результаты исследования, полученные И. С. Сазоновым (рис. 2), для процесса торможения полноприводного автомобиля (ВАЗ-2121 «Нива») с блокированным межосевым дифференциалом

лом по сухому асфальту также подтверждают возникновение автоколебаний в трансмиссии автомобиля при малых изменениях коэффициентов сцепления в контакте колес машины с опор-

ной поверхностью. Отмечается, что траектория предельного цикла имеет синусоидальный характер. При этом частота автоколебаний близка к собственной частоте колебаний системы.

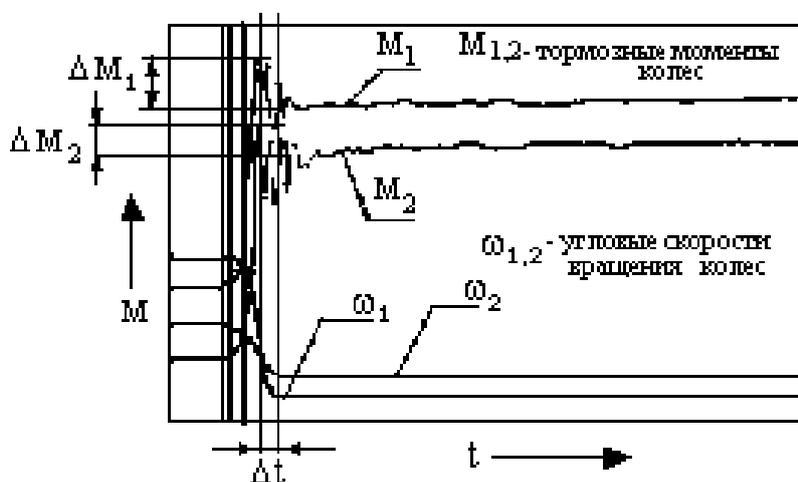


Рис. 1. Осциллограмма записи параметров экстренного торможения автомобиля ВА3-2108 (опорная поверхность – сухой асфальт; начальная скорость торможения – 100 км/ч)

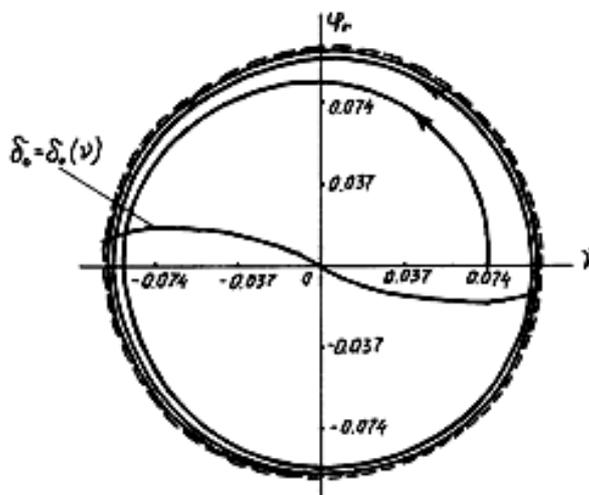


Рис. 2. Фазовая диаграмма автоколебаний сил в контакте колес с опорной поверхностью

Экспериментальные исследования показали, что частота автоколебаний касательных сил в пятне контакта шины равна 21 Гц.

Появление колебаний при износе фрикционного слоя подтверждают и испытания РУП МТЗ (рис. 3), проведенные с фрикционным материалом MF

фирмы «Миба Фритек» (MIBA FRICTEC, Австрия).

Процесс переключения передачи сопровождается временем перекрытия $\Delta_1 = 0,3 \dots 0,5$ с при неизношенных фрикционных накладках. Изменение давления выключаемой P_3 и включаемой P_2 передач в данном случае происходит без зна-

чительных колебаний. Износ фрикционного слоя на 25 % приводит к увеличению времени перекрытия Δ_2 на 35...40 %, а удельной работы трения – до

120 Дж/см². Одновременно с этим происходит увеличение колебаний при переключении, что видно из рис. 3.

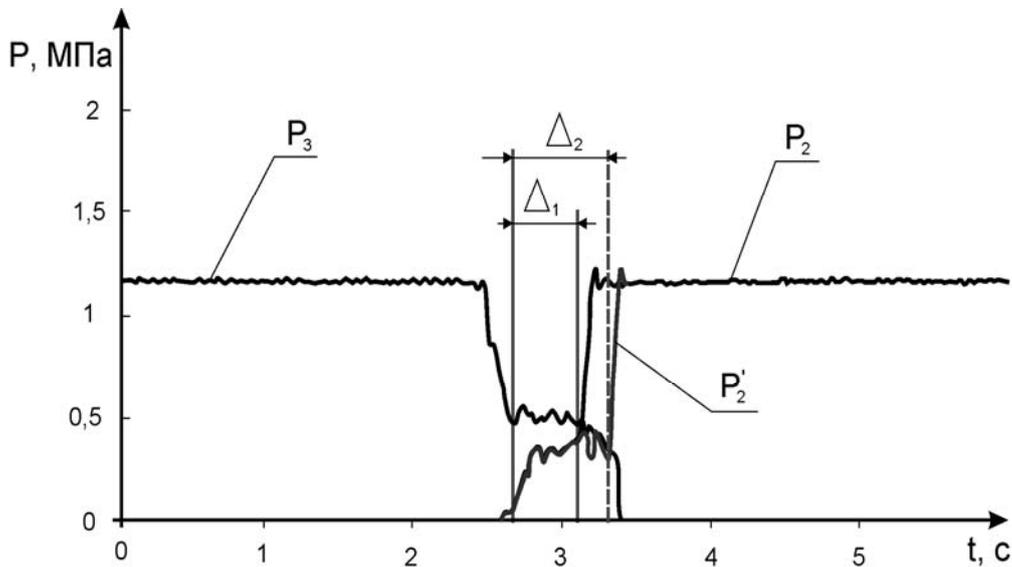


Рис. 3. Процесс переключения передач по схеме 3–2 с использованием новых и имеющих износ на 25 % пар трения

Анализ вышеизложенных исследований показывает, что основной причиной возникновения вибрационных явлений (автоколебаний) во фрикционных механизмах в основном является их износ. В то же время сложный характер изменений сил на поверхности в контакте пар трения ФМ наименее всего изучен. Характер изменения силовых факторов в контакте пар трения ФМ обусловлен влиянием массогеометрических параметров, упругих и демпфирующих связей в тракторе, характеристик двигателя и опорной поверхности, закона формирования тормозных моментов в ФМ оператором, конструктивных особенностей ФМ и т. д. Все это приводит к необходимости исследования динамики крутильных колебаний и их частотному анализу (спектральный анализ).

Весьма важным параметром для фрикционных дисков является коэффициент колебания момента трения ($a = M_{\min} / M_{\max}$), особенно выраженный

при реализации трактором номинальных крутящих усилий и оказывающий существенное влияние на возникновение пиковых динамических нагрузок в трансмиссии трактора. Изменения данного коэффициента хорошо изучены Молодечненским заводом порошковой металлургии. На заводском инерционном стенде ИМ-58 были проведены испытания экспериментальных образцов различных фрикционных материалов: МК-5, HS43 (Hoerbiger, Германия), ШАДЕФ и нового материала ФМ-12 [9].

Анализ результатов показал, что увеличение скорости скольжения поверхностей трения приводит к уменьшению коэффициента трения, который изменяется от наибольшего своего статического значения до установившегося динамического (рис. 4). Чем меньше разница этих значений, тем меньше динамические нагрузки. Установлено, что малое изменение коэффициента трения может провоцировать автоколебания [2],

следствием которых являются значительные динамические нагрузки. Снижение коэффициента трения приводит к увеличению времени замыкания фрикциона и тем самым к возрастанию удельной работы трения, превышающей допустимое значение 120 Дж/см^2 . Кроме того, пороговый диапазон скорости скольжения фрикционов муфты коробки передач находится в пределах

$0,2 \dots 1,6 \text{ м/с}$. Скорость скольжения поверхностей трения ФМ КП в диапазоне $0,2 \dots 1,6 \text{ м/с}$ наблюдается в начальный момент включения фрикционной муфты и характеризуется высокой скоростью спада коэффициента трения на контактируемых поверхностях ФМ [9] трансмиссии и повышенным износом фрикционных накладок [2].

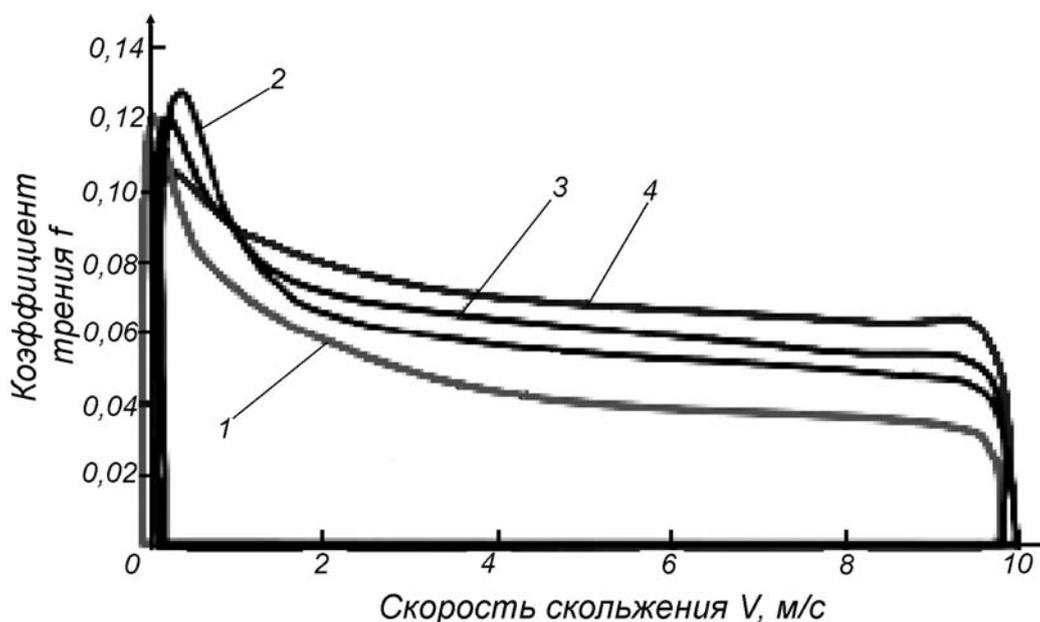


Рис. 4. Изменение коэффициента трения фрикционных материалов в зависимости от скорости скольжения поверхностей трения для различных материалов: 1 – МК-5; 2 – HS43; 3 – ШАДЕФ; 4 – ФМ-12

Чем больше угол наклона кривой, тем более плавно будет работать ФМ в процессе включения. Можно сказать, что увеличение износа приводит к увеличению этого угла и тем самым жесткости включения ФМ, что вызывает дополнительные автоколебания. При последующем увеличении износа фрикционного слоя ФМ происходит прогрессирующий износ поверхностей трения ФМ КП из-за возрастания градиента температуры по толщине фрикционных накладок ФМ. Следовательно, идентификация данного диапазона износа фрикционного слоя является весьма важной для косвенной оценки качества

функционирования ФМ КП – предупреждающей о возникновении пиковых динамических нагрузок в трансмиссии трактора «Беларус-2103», вызывающих выход из строя элементов его трансмиссии, и о необходимости проведения своевременных профилактических мероприятий по устранению неисправностей ФМ, что продлит срок службы дорогостоящей трансмиссии трактора вследствие меньшей ее подверженности динамическим нагрузкам. Косвенный критерий оценки качества функционирования ФМ ПК может быть положен в основу создания электронной бортовой системы, осуществляющей непрерыв-

ный контроль износа фрикционов ФМ КП трактора «Беларус-2103» и источника ее первичной информации.

На рис. 5 представлены образцы

фрикционных дисков с маслоотводящими каналами, а влияние профиля этих каналов на коэффициент трения – на рис. 6.

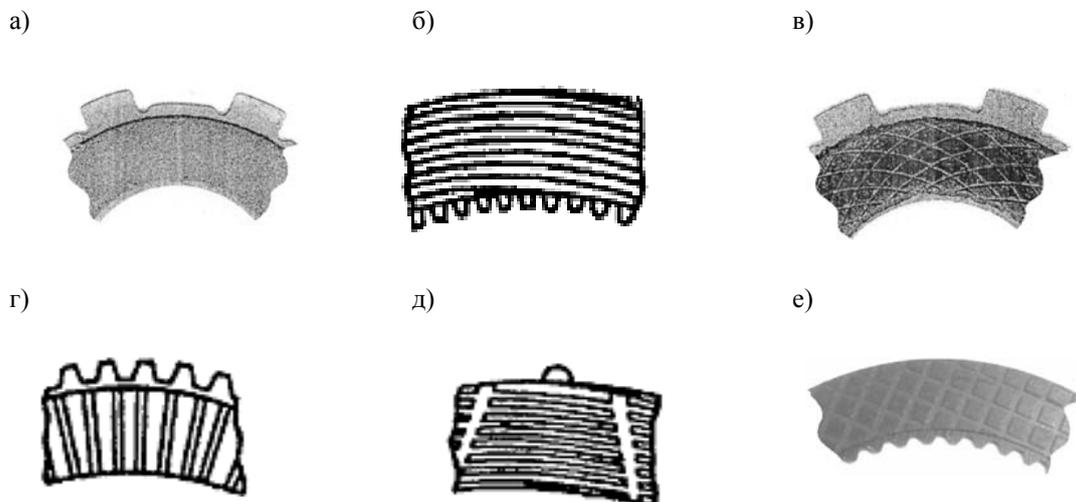


Рис. 5. Фрикционные диски с различными профилями масляных канавок: а – без канавок; б – спиральные канавки; в – «солнечные» канавки; г – радиальные канавки; д – спирально-радиальные канавки; е – квадратные канавки

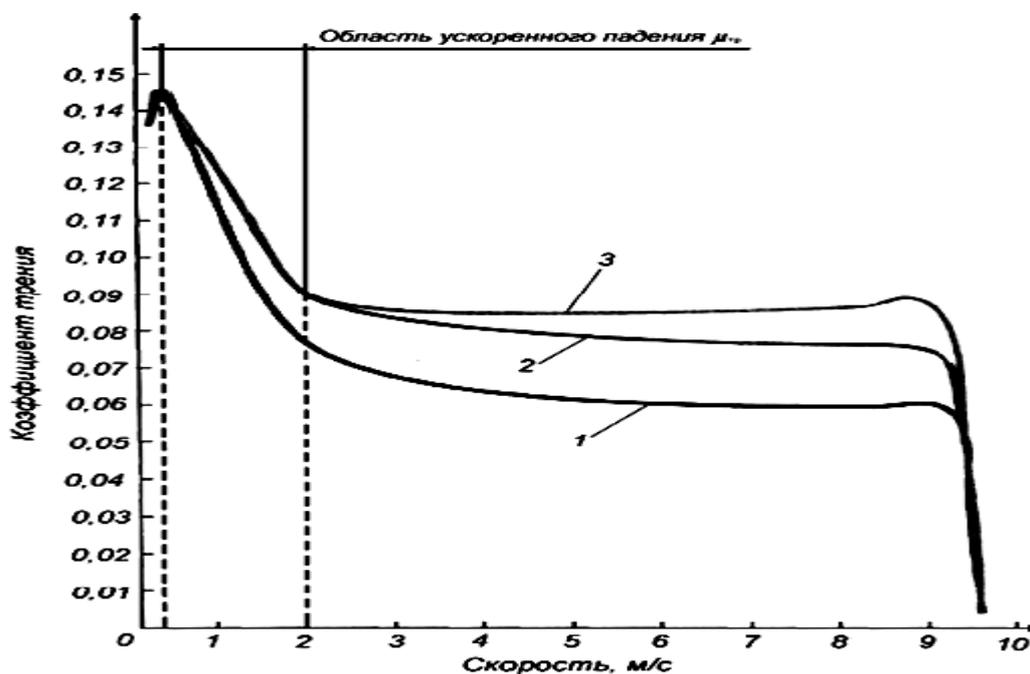


Рис. 6. Изменение коэффициента трения фрикционного материала ФМ-12: 1 – без канавок; 2 – «солнечные» канавки; 3 – «солнечные» канавки в сочетании с взаимно-перпендикулярными пазами

Диски с гладкими поверхностями (см. рис. 5, а) имеют низкий коэффициент трения ввиду того, что при включении муфты затруднено выдавливание

масла из зазоров между трущимися поверхностями. Плохой подвод масла к поверхностям трения при буксовании дисков приводит к недостаточно эффек-

тивному охлаждению и их большому износу.

В дисках со спиральными канавками (см. рис. 5, б) затрудняется движение масла под действием центробежных сил в радиальном направлении. Такие канавки обеспечивают высокий коэффициент трения, но ухудшают отвод теплоты с поверхностей трения потоком масла. В результате повышается интенсивность изнашивания дисков [14–17].

Дополнение такой формы канавок взаимно-перпендикулярными пазами (см. рис. 5, д) позволяет повысить коэффициент трения за счёт сокращения пути движения масла от внутреннего края диска к внешнему, что приводит к снижению температуры на поверхностях трения в процессе буксования.

Использование только радиальных канавок (см. рис. 5, г) приводит к образованию масляного клина за счёт движущегося от центра к периферии масла, что снижает коэффициент трения. Такая форма каналов обеспечивает более эффективное охлаждение дисков и минимальные их износы вследствие хорошего подвода масла к поверхностям трения [14–16, 18].

«Солнечные» канавки (см. рис. 5, в) обеспечивают высокий коэффициент трения, а также хороший подвод масла к поверхностям трения.

Наибольшее распространение в современных конструкциях ФМ получили диски с канавками типа «квадрат» (см. рис. 5, е), обладающие несколькими лучшими фрикционно-износными свойствами по сравнению с остальными.

При износе фрикционного слоя на величину масляных канавок для КП трактора «Беларус-2103», по данным РУП МТЗ, эта величина составляет 0,8...1,0 мм, наблюдается уменьшение на 35 % динамического коэффициента трения [9] (см. рис. 6, кривая 1), приводящего к увеличению работы трения, повышению температуры нагрева фрикционной муфты и, следовательно, к уменьшению её ресурса.

Увеличение температуры поверхностей трения при уменьшении толщины слоя масляных канавок происходит также вследствие ухудшения отвода тепла и продуктов износа от поверхностей трения.

Повышенная скорость падения коэффициента трения может привести к возникновению автоколебаний, вызывающих значительные динамические нагрузки в трансмиссии, повышенную диссипацию полезной мощности, снижающей КПД трактора. Падение коэффициента трения фрикционных муфт трактора зависит от многих других факторов, в том числе от износа фрикционных, режимов работы трактора и т. п. Износ фрикционных элементов КП приводит к увеличению времени переключения передач, которое, в свою очередь, приводит к значительному возрастанию работы трения во фрикционных парах, а также создает предпосылки к возникновению автоколебаний, характерных для любых фрикционных пар. Например, в тормозных механизмах автомобилей значительный износ фрикционных накладок колодок вызывает скрип тормозов и значительные динамические нагрузки на элементы тормоза. Практика эксплуатации трактора «Беларус-2103» показывает, что существует определенное пороговое значение износа фрикционных элементов его КП, зависящее от эксплуатационных нагрузок, условий эксплуатации и т. п., после которого наблюдается прогрессирующий износ фрикционных, снижающий КПД трансмиссии и выход трактора из строя. Теоретически нагруженность фрикционных можно установить по известным критериям путём определения пороговых значений удельной работы трения и температуры нагрева фрикционных элементов за время переключения передачи, зависящих от рода используемых материалов пар трения, конструктивных особенностей фрикционной муфты и изменений моментов. Эти параметры косвенно зависят от значения износа

фрикционного слоя муфты, которое на кафедре «Тракторы и автомобили» УО БГСХА было предложено замерять с помощью электромагнитного датчика износа [19].

Устройство измерения толщины фрикционного слоя в муфтах КП функционально выполнено в виде системы питания датчика, собственно датчика и системы обработки информации.

Согласно функциональной схеме, в состав системы питания датчика (Д) входят следующие функциональные блоки: источник питания (ИП); регулятор напряжения (РН). В состав системы обработки информации входят: источник тока (ИТ); оптопара (ОП); операци-

онный усилитель (ОУ); аналого-цифровой преобразователь (АЦП); бортовой компьютер (БК).

ИП предназначен для обеспечения питания Д, ОУ и ИТ, позволяющего стабилизировать значение тока при изменении параметров схемы. Выходной сигнал постоянного тока, пропорциональный величине линейного перемещения подвижного элемента Д, поступает на вход ОП. Выходной сигнал с ОП усиливается в ОУ и подаётся через АЦП на БК.

Функциональная схема метода измерения износа элементов фрикционной муфты КП представлена на рис. 7.

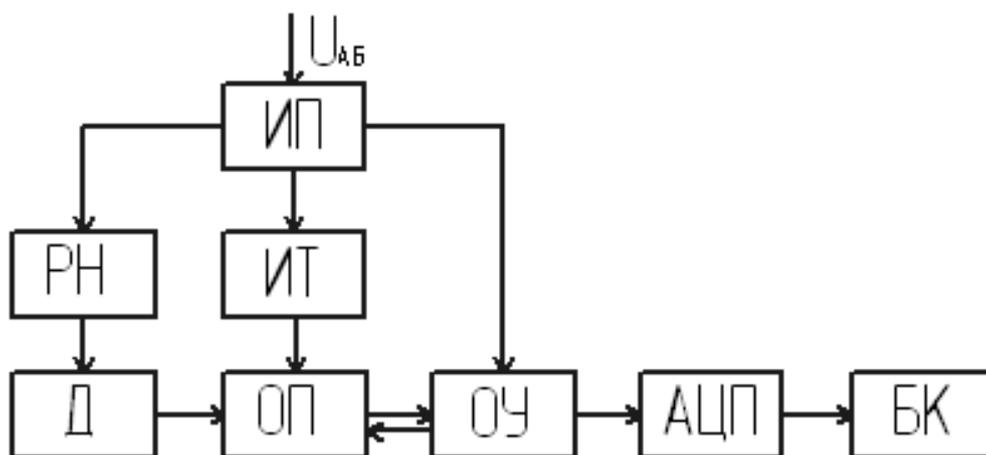


Рис. 7. Функциональная схема метода измерения износа элементов фрикционной муфты КП

Магнитная система 4 (рис. 8), состоящая из двух магнитов различной полярности, образует вокруг себя постоянное магнитное поле. При неизношенных фрикционных накладках пакета фрикционных дисков 1 поршень 5 перемещается на величину b . Магнитная система 4 при этом располагается одним из полюсов магнитов ближе к датчику Холла 2, расположенному в концевике преобразователя. Датчик Холла вырабатывает падение потенциалов, равное U_1 , которое преобразуется светодиоидом 7 в оптическое излучение, падающее на фо-

торезистор 8. При данных условиях величина сопротивления фоторезистора минимальна.

В данной схеме стабилизатор тока содержит операционный усилитель 11, работающий в режиме повторителя напряжения, стабилитрон 10, обеспечивающий опорное напряжение U_2 , полевой транзистор 9 и фоторезистор 8. Напряжения на стабилитроне 10 и фоторезисторе 8 одинаковы и противоположно направлены, а стабилизируемый ток равен U_2/R_2 .

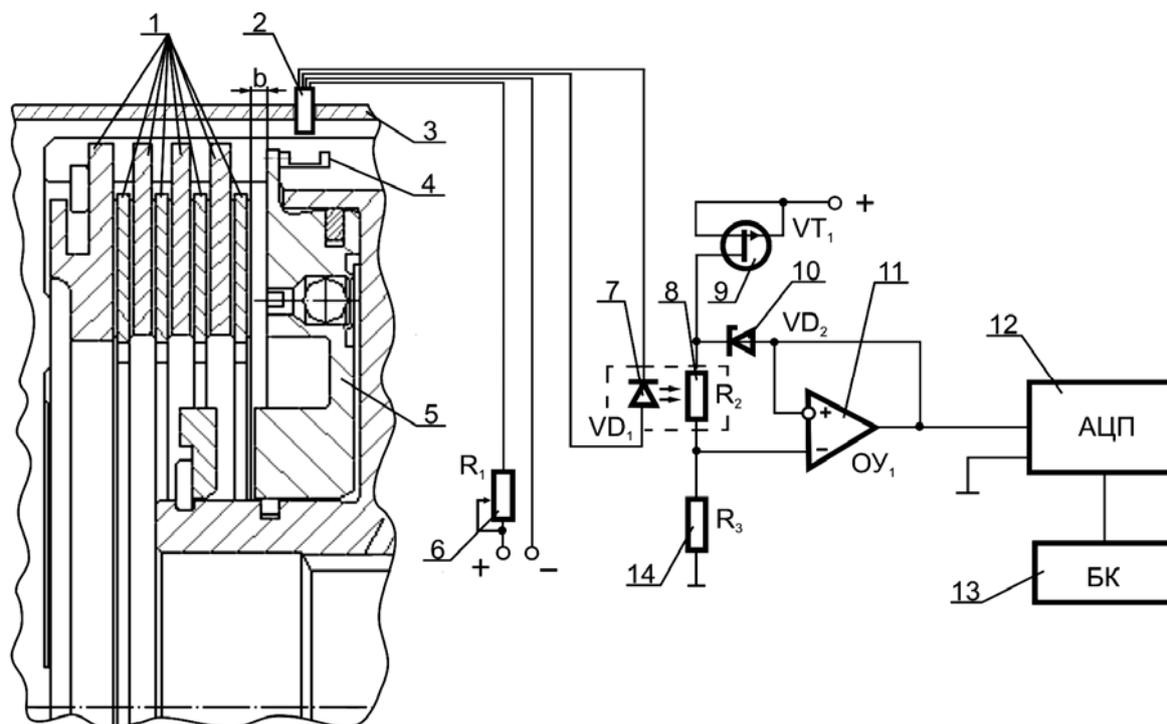


Рис. 8. Схематехническая реализация электронного датчика измерения зазора между фрикционными гидроподжимной муфты: 1 – пакет фрикционных дисков; 2 – датчик Холла; 3 – корпус КП; 4 – магнитная система; 5 – поршень; 6 – переменный резистор; 7 – светодиод; 8 – фоторезистор; 9 – полевой транзистор; 10 – стабилитрон; 11 – операционный усилитель; 12 – аналого-цифровой преобразователь; 13 – бортовой компьютер

Суммарный ток через стабилитрон 10 и фоторезистор 8 задаются источником тока, построенном на полевом транзисторе 9, затвор которого соединен с истоком. Выходное напряжение, снимаемое с операционного усилителя 11, имеющее величину R_3/R_2 , подается на вход аналого-цифрового преобразователя 12 и преобразуется в цифровой сигнал, поступающий в бортовой компьютер 13.

С помощью переменного резистора 6 происходит установка электрической схемы датчика износа фрикционных накладок гидроподжимной муфты в исходное положение, и на дисплее бортового компьютера горит надпись «Износ фрикционных накладок 0 %».

Во время эксплуатации фрикционные накладки пакета фрикционных дисков 1 изнашиваются, при этом увеличивается величина хода поршня b , что вызывает изменение положения магнитной

системы 4 относительно датчика Холла и, соответственно, магнитного поля вокруг него. Происходит изменение падения потенциалов, вырабатываемое датчиком Холла. Это приводит к изменению оптического излучения светодиода 7 и изменению сопротивления фоторезистора 8, вследствие чего изменяется выходное напряжение операционного усилителя 11. Аналого-цифровой преобразователь 12 фиксирует данное изменение цифровым сигналом подаваемым на бортовой компьютер 13.

Геометрические размеры магнитной системы подбираются таким образом, чтобы при полном износе фрикционных накладок пакета фрикционных дисков 1 на экране бортового компьютера 13 горела надпись «Износ тормозных накладок 100 %».

Выводы

1. Анализ результатов исследований показал, что износ фрикционного слоя ФМ КП гусеничного трактора «Беларус-2103» на величину 0,8...1,0 мм приводит к падению коэффициента трения накладок ФМ на 35 % при реализации трактором номинального крутящего усилия, к возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии на 120 % от номинального значения за счет возникновения автоколебаний. Поэтому в качестве критерия оценки качества функционирования ФМ КП трактора «Беларус-2103» принят пороговый износ фрикционного слоя ФМ, составляющий не более 0,8...1,0 мм. Превышение порогового износа ФМ приводит к увеличению удельной работы трения ФМ, превышающий допустимое значение 120 Дж/см² для используемых ФМ КП трактора «Бела-

рус-2103», и температуры нагрева более 25 °С.

2. Прогноз прогрессирующего возрастания опасной динамической нагрузки в трансмиссии трактора «Беларус-2103» можно осуществить с помощью идентификации порогового износа фрикционных ФМ, применяя бортовую электронную систему, осуществляющую непрерывный контроль порогового износа фрикционных с использованием бесконтактного индукционного датчика [13].

3. Сформулирована концепция создания электронной системы контроля зазора между поверхностями трения ФМ трактора «Беларус-2103», заключающаяся в использовании магнитной системы, состоящей из двух магнитов различной полярности, размещенных на выступающей части нажимного поршня ФМ КП трактора «Беларус-2103», и работающей на основе эффекта Холла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Реализация импульсного метода диагностирования трансмиссий СДМ / А. Н. Максименко, Б. М. Моргалюк, В. В. Кутузов // Механизация строительства. – 2010. – № 3. – С. 20–23.
2. **Барский, И. Б.** Конструирование и расчёт тракторов : учебник / И. Б. Барский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 335 с. : ил.
3. **Мошкин, Н. И.** Разработка автоматизированной технологии и средств технического диагностирования узлов и агрегатов автотранспортных средств сельскохозяйственного назначения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Н. И. Мошкин. – Новосибирск : 2007. – 43 с.
4. **Исакова, К. С.** Разработка эффективности метрологического обеспечения инструментального диагностирования технического состояния автотранспортных средств в эксплуатации : автореф. ... дис. канд. техн. наук : 05.22.10 / К. С. Исакова. – Владимир : 2007. – 16 с.
5. **Воронин, В. В.** Разработка и исследование концептуальной диагностической модели технических объектов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.01 / В. В. Воронин. – Хабаровск : 2007. – 34 с.
6. **Бабченко, Л. А.** Повышение надёжности сельскохозяйственных тракторов / Л. А. Бабченко // Проблемы стабилизации и развития сельскохозяйственного производства Сибири, Монголии и Казахстана в XXI веке : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф., Новосибирск, 20–23 июля 1999 г. – Новосибирск : СО РАСХН. 1999. – Ч. 3. – С. 17–18.
7. **Сафонов, В. В.** Метод повышения долговечности автотракторных трансмиссий / В. В. Сафонов, В. И. Цыпцын // Диагностика, надёжность и ремонт машин : сб. науч. тр. – М. : Москов. гос. агроинж. ун-т, 2001. – С. 11–16.
8. **Зельцерман, И. М.** Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Оношко. – М. : Машиностроение, 1965. – 240 с.
9. **Ильющенко, А. Ф.** Спеченные металлокерамические фрикционные композиционные материалы и изделия / А. Ф. Ильющенко, А. А. Дмитриевич, А. В. Лешок // Изв. Нац. акад. наук Беларуси. – 2011. – № 2. – С. 10–17.
10. **Антипенко, Г. Л.** Алгоритмы компьютерного диагностирования элементов трансмиссий строительно-дорожных машин / Г. Л. Антипенко, В. А. Роговцева // Вестн. Белорус.-Рос. ун-т. – 2005. – № 2. – С. 17–20.

11. Исследование возможности диагностирования состояния фрикционных элементов гидроподжимных муфт тракторных КП / А. Н. Карташевич [и др.] // Вестн. БГСХ. – 2009. – № 3. – С. 113–117.
12. **Ким, В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС) на основе анализа сил : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / В. А. Ким. – Минск : 2004. – 42 с. : ил.
13. **Сазонов, И. С.** Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин / И. С. Сазонов. – Минск : БГА, 2001. – 185 с. : ил.
14. **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчёт тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с.
15. **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчёт тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2009. – 752 с.
16. **Шарипов, В. М.** Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъёмных передач тракторов / В. М. Шарипов.. – М. : МАМИ, 2002. – 300 с.
17. **Сергеев, Л. В.** Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин / Л. В. Сергеев, В. В. Кадобнов. – М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.
18. **Хренов, О. В.** Металлокерамические фрикционные материалы : учеб.-метод. пособие / О. В. Хренов, А. А. Дмитриевич, А. В. Лешок. – Минск : БНТУ, 2011. – 42 с.
19. **Пат. 6607 РБ, МПК F 16 D 66/00.** Электромагнитный датчик износа фрикционных накладок гидроподжимной муфты / А. Н. Карташевич, А. Ф. Скадорва, А. А. Рудашко, О. В. Понталёв, В. А. Коробкин, Ю. А. Андрияненко ; заявитель и патентообладатель Белорус. гос. сельскохозяйств. акад. – № u20100160 ; заявл. 18.02.10 ; опубл. 29.06.10, Бюл. № 5 – 3 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 14 июня 2014 года

Андрей Феликсович Скадорва, ассистент, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: andrei-blr@mail.ru.

Анатолий Николаевич Карташевич, д-р техн. наук, проф., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Тел.: +375-296-62-19-88.

Andrei Feliksovich Skadorva, assistant lecturer, Belarusian State Agricultural Academy. E-mail: andrei-blr@mail.ru.

Anatoly Nikolayevich Kartashevich, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agricultural Academy. Phone: +375-296-62-19-88.

УДК 621.83.06

Е. С. Фитцова

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ СФЕРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

E. S. Fittsova

A POWER ANALYSIS OF SPHERICAL TRANSMISSIONS WITH INTERMEDIATE ROLLER ELEMENTS

Аннотация

Исследуются редукторные механизмы сферического типа с промежуточными телами качения. Рассмотрены конструкция и модель передачи с постоянным мгновенным передаточным отношением. Приведены уравнения центровых кривых различных типов, расположенных на сферических поверхностях. Исследованы углы подъема центровых кривых кулачковых профилей. Определены силы, действующие на основные элементы передачи.

Ключевые слова:

сферический механизм, редуктор, передача, тело качения, центровая кривая, сила, угол подъема кривой.

Abstract

This article discusses speed reduction mechanisms of spherical type with intermediate rolling elements. The design and model of transmission with a constant instantaneous reduction ratio is given. The equations of centering curves of different types located on a spherical surface are resulted. The slopes of centering curves of cam profiles are investigated. The forces acting on the basic elements of the transmission are calculated.

Key words:

spherical mechanism, speed reducer, transmission, rolling element, centering curve, force, curve slope.

Введение

Сферические механизмы часто используют в качестве шарниров, для передачи вращения под углом, а также при динамически изменяющемся значении угла между осями валов в процессе работы привода. Характерным примером являются шарниры равных угловых скоростей типа Рцеппа [1]. Также актуальна задача повышения нагрузочной способности и надежности передач с пересекающимися осями валов (конических зубчатых передач), т. к. они широко применяются в приводах сельскохозяйственной техники и технологическо-

го оборудования. Для указанных целей перспективными являются механические передачи сферического типа из класса передач с промежуточными телами качения (ППТК). Передачи плоского и цилиндрического типов (с расположением центров масс тел качения на плоскости и цилиндрической поверхности) исследованы достаточно широко [2–4]. Информация о работах по проектированию и расчету сферических передаточных механизмов ограничена. Известны исследования, приведенные в [5], где речь идет о передачах с пересекающимися осями валов. Работа посвя-

щена исследованию точностных свойств сферической передачи с шариковыми промежуточными телами, выбору её рациональных геометрических параметров и элементам технологии нарезания профилей зубьев колес. Телами качения являются шарики, что снижает нагрузочную способность. В [6] исследуется оригинальный роликовый механизм для робототехнических комплексов, однако он кинематический, а не силовой. В работе исследована геометрия, рассмотрена конструкция механизма и не приводится анализ силового взаимодействия его элементов.

Были проведены исследования по сферическим ППТК [7–8], разработаны новые конструктивные схемы механизмов, определены кинематические параметры их основных звеньев. Целью являлось определение степени нагруженности элементов передач, что позволит провести расчеты на прочность и оценить долговечность сферических ППТК.

Конструкция, модель передачи и принцип ее работы

Конструкция сферической передачи показана на рис. 1. Передача состоит из ведущего вала 1, на консоли которого размещена сферическая поверхность с косым пазом (однопериодная замкнутая беговая дорожка), ведомого вала 2, на консоли которого сконструирована промежуточная сферическая обойма (сепаратор) с меридианными пазами, равномерно расположенными относительно оси вращения, наружных кулачков 3, закрепленных в корпусе и образующих неподвижную многопериодную беговую дорожку, и тел качения 4.

При вращении ведущего вала 1 тела качения 4 перемещаются по беговой дорожке консольного внутреннего кулачка и одновременно по беговой дорожке, образованной наружными кулачками 3.

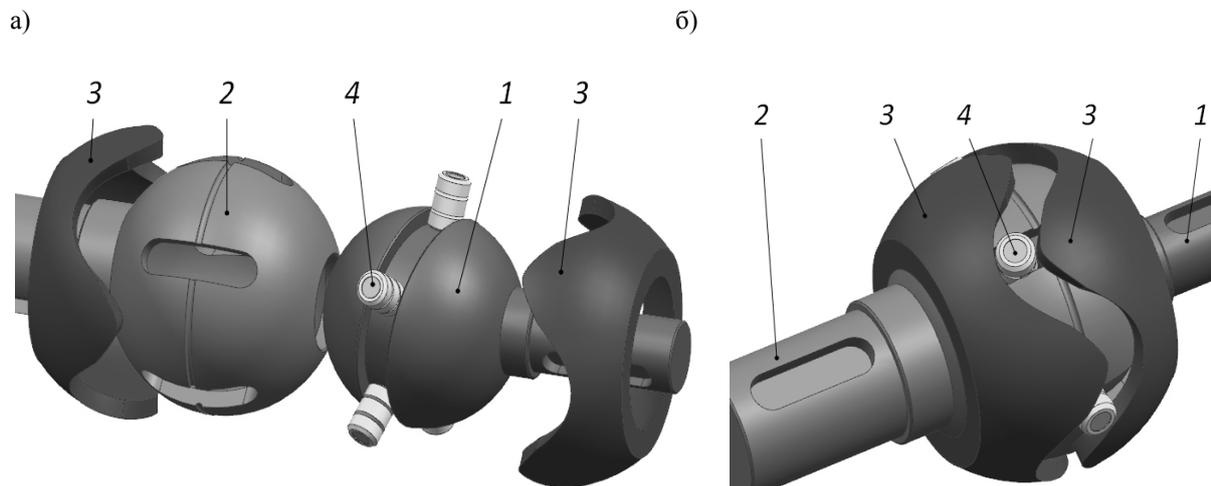


Рис. 1. ППТК сферического типа: а – основные элементы передачи; б – передача в сборе; 1 – ведущий вал с внутренним кулачком; 2 – ведомый вал – сепаратор; 3 – наружные кулачки; 4 – составные тела качения

Результирующим движением является их вращение относительно оси передачи вместе с сепаратором 2 с измененной угловой скоростью. Передаточное отношение i_p данного механизма зависит от соотношения чисел периодов беговых дорожек внутреннего Z_1 и наружного Z_3 кулачков. Для рассматриваемого механизма $i_p = Z_3 / Z_1 + 1 = 4 / 1 + 1 = 5$. Тела качения 4 выполнены в виде роликов, состоящих из трех элементов качения. Это позволяет обеспечить качение без проскальзывания при взаимодействии промежуточных элементов с беговыми дорожками и сепаратором и снизить таким образом потери на трение [9]. Для обеспечения сборки механизма сепаратор 2 должен изготавливаться разборным.

Модель передачи показана на рис. 2. Беговые дорожки представлены в виде кривых, промежуточные тела качения (их центры масс) – в виде точек

пересечения этих кривых. Замкнутые периодические кривые (центровые кривые) 1 и 3 являются центровыми профилями кулачков 1 и 3 соответственно (рис. 1). Точки 4 пересечения кривых 1 и 3 совпадают с центрами масс тел качения. Существуют две группы этих точек: точки пересечения P_1, P_2, \dots, P_n , в которых углы подъема центровых кривых α_1 и α_3 имеют разные знаки, и L_1, L_2, \dots, L_k , в которых знаки этих углов одинаковы. Далее рассматриваем только первую группу точек пересечения, т. к. условия клинового взаимодействия звеньев передачи с точки зрения максимального КПД для нее лучше. Линии 2, равномерно расположенные относительно оси Oz , являются траекториями центров масс тел качения в относительном движении вдоль пазов сепаратора. В рассматриваемой модели не учитываются толщины кулачков и сепаратора и, соответственно, высота роликов.

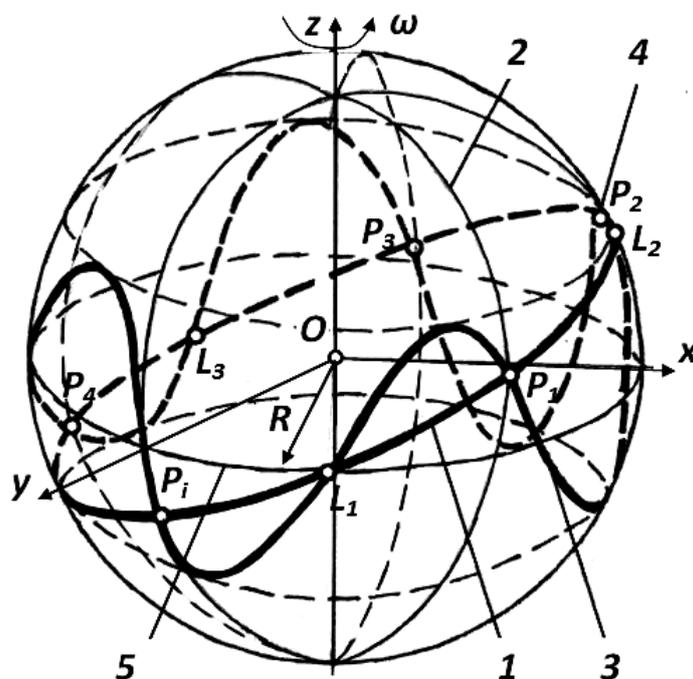


Рис. 2. Модель сферической ППТК: 1 – однопериодная центровая кривая; 2 – траектории движения центров масс тел качения вдоль пазов сепаратора; 3 – многопериодная центровая кривая; 4 – центры масс тел качения; 5 – средняя линия (окружность)

Средняя линия 5 является окружностью радиусом R . Элементы 1, 2 и 3 передачи (см. рис. 1) с соответствующими центровыми кривыми в модели (см. рис. 2) могут вращаться относительно оси Oz со скоростями ω_j ($j = 1 \dots 3$). Тела качения с центрами масс, совпадающими с точками пересечения 4 центровых кривых соответствующей группы, вынуждают ведомый элемент

(1, 2 или 3) перемещаться с измененной скоростью. Угловые расстояния между точками пересечения центровых кривых одной группы (в плоскостях, перпендикулярных оси передачи) постоянны.

В [2] были получены параметрические уравнения сферической синусоиды. Преобразуем данные уравнения для определения координат центров масс тел качения:

$$\begin{cases} x_{sfi}(s) = R \cdot \cos\left(\left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right) \cdot \cos\left(\left(A/R\right) \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)\right); \\ y_{sfi}(s) = R \cdot \sin\left(\left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right) \cdot \cos\left(\left(A/R\right) \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)\right); \\ z_{sfi}(s) = R \cdot \sin\left(\left(A/R\right) \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)\right), \end{cases} \quad (1)$$

где i – номер тела качения, $i = 1 \dots n$; n – количество тел качения, $n = Z_1 + Z_3$; s – дуговая координата, измеряемая вдоль средней окружности ($s = 0 \dots 2 \cdot \pi \cdot R$); R – радиус окружности; Z_j – число периодов j -й центральной кривой, размещенных на средней окружности ($j = 1$ или 3);

A – амплитуда центровых кривых.

По аналогии также рассмотрим уравнения координат центров масс тел качения для передачи, где однопериодная центровая кривая представляет собой окружность:

$$\begin{cases} x_{sfi}(s) = \frac{R \cdot \cos(A/R) \cdot \cos\left(\left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)}{\sqrt{\cos^2(A/R) \cdot \cos^2\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right) + \sin^2\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)}}; \\ y_{sfi}(s) = \frac{R \cdot \cos(A/R) \cdot \sin\left(\left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)}{\sqrt{\cos^2(A/R) \cdot \cos^2\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right) + \sin^2\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)}}; \\ z_{sfi}(s) = \frac{R \cdot \sin(A/R) \cdot \sin\left(Z \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)}{\sqrt{\cos^2(A/R) \cdot \cos^2\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right) + \sin^2\left(Z_3 \cdot \left(s - \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{Z_3} \cdot i\right) / R\right)}}. \end{cases} \quad (2)$$

Передача, координаты центров масс которых описаны системой уравнений (2), отличается повышенной технологичностью изготовления, т. к. беговая дорожка на внутреннем кулачке представляет собой кольцевой паз, в отличие от синусоидального типа центральных кривых (система уравнений (1)), где однопериодная дорожка имеет сложный пространственный характер.

Силовой анализ передачи

Силовой анализ передачи проводится с учетом предположения, что нагрузка равномерно распределяется по всем телам качения, контактирующим с поверхностями пазов сепаратора. Рассмотрим модель передачи, приведенную на рис. 3. Цифровые обозначения кривых соответствуют обозначениям, показанным на рис. 2.

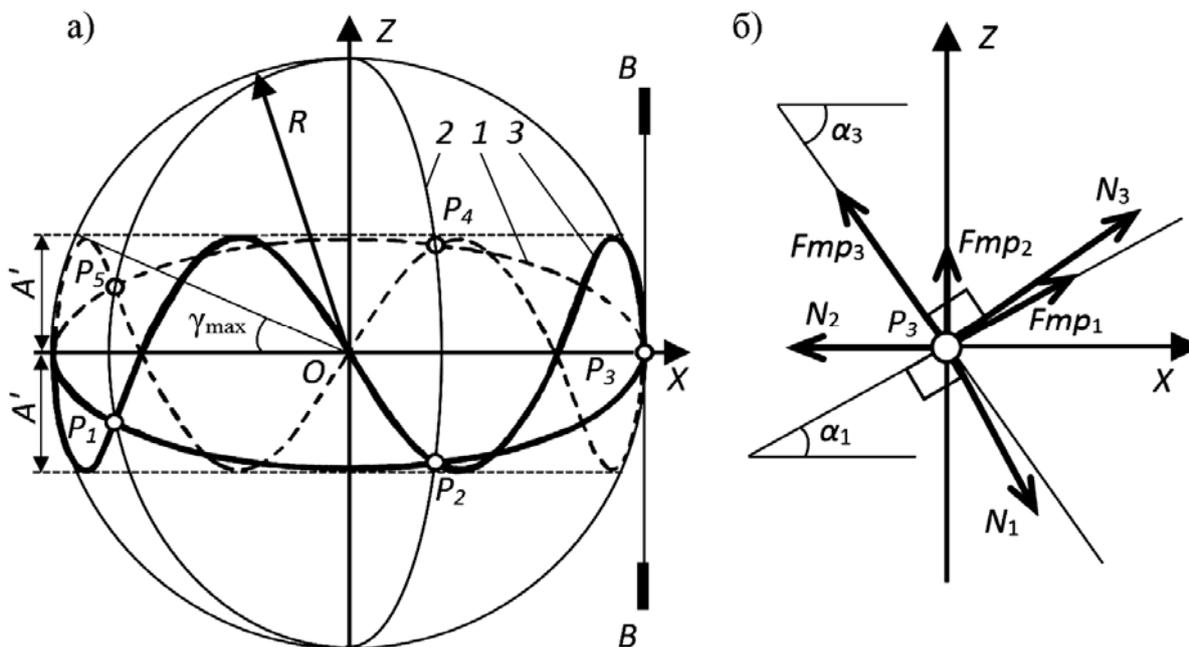


Рис. 3. К силовому анализу сферических ППТК: а – модель передачи (проекция на плоскость xOz); б – проекция системы сил, действующих на тело качения, на плоскость $B-B$; 1 – однопериодная центровая кривая; 2 – траектории центров масс тел качения относительно сепаратора; 3 – многопериодная центровая кривая

На рис. 3 параметр A' – проекция амплитуды центральных кривых на плоскость $B-B$. Сама амплитуда определяется как $A = R \cdot \gamma_{\max}$, где γ_{\max} – максимальное значение угла γ . Угол γ измеряется между отрезком, соединяющим центр системы координат $OXYZ$ с центром масс тела качения, и проекцией этого отрезка на плоскость XOY .

На тело качения действуют реакции со стороны внутреннего кулачка N_1 , сепаратора N_2 и наружного кулачка N_3 , а также силы трения F_{mp1} , F_{mp2} и F_{mp3} соответственно. В свою очередь,

$F_{mpj} = f \cdot N_j$, где f – коэффициент трения. Заданным является значение крутящего момента M_2 на ведомом валу. При этом

$$M_2 = \sum_{i=1}^n N_{2i} \cdot r_{ki}, \quad (3)$$

где N_2 – нормальная реакция в контакте тела качения и сепаратора; r_{ki} – расстояние от центра масс тела качения до оси Oz вращения валов ППТК.

Из геометрических построений (см. рис. 3)

$$r_{ki}(s) = R \cdot \cos(\gamma_i(s)) = R \cdot \sqrt{1 - \frac{(z_{sfi}(s))^2}{R^2}}. \quad (4)$$

вых синусоидального типа (описываемых системой уравнений (1)) после подстановки в уравнение (3) значения $z_{sfi}(s)$ из третьего уравнения системы (1) и преобразований получим

При рассмотрении центровых кри-

$$N_2 = \frac{M_2}{R \cdot \sum_{i=0}^{n-1} \sqrt{1 - \sin^2((A/R) \cdot \sin((Z/R) \cdot (s - 2 \cdot \pi \cdot R \cdot i / n)))}}. \quad (5)$$

На рис. 4 показано изменение значения силы N_2 в зависимости от положения центра масс тела качения, перемещающегося по центральной кривой (от дуговой координаты s , измеряемой вдоль средней линии). При этом исследовалась передача с параметрами

$R = 40$ мм, $A = 10$ мм, $Z_3 = 4$ и крутящим моментом на ведомом валу $M_2 = 100$ Н·м. На рис. 4 также приведено значение силы N_2 для передачи цилиндрического типа, определенное по формуле $N_2 = M_2 / (R \cdot n)$.

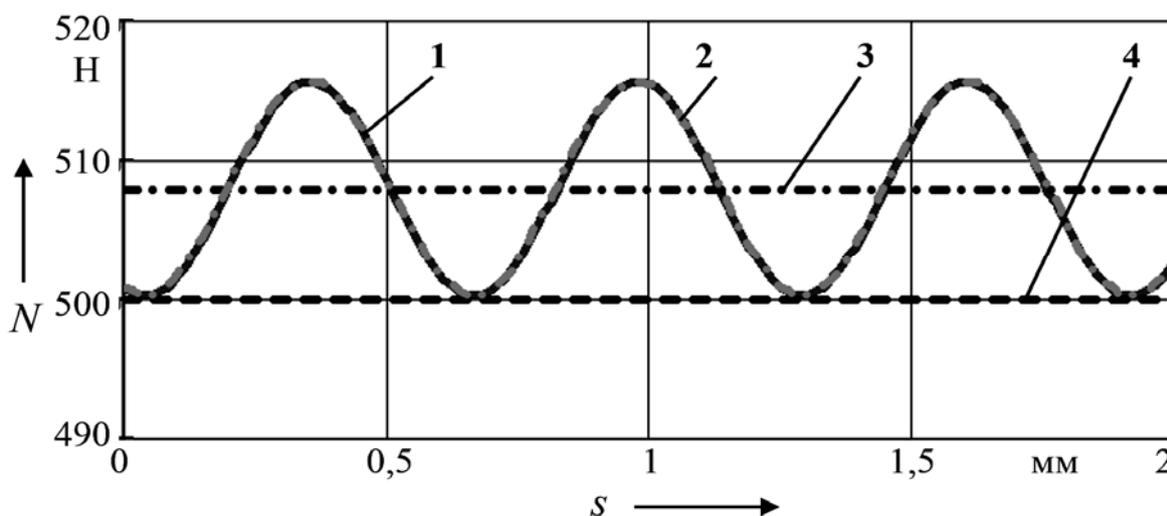


Рис. 4. Значения сил N_2 в сферической передаче: 1 – мгновенные значения для кривых по уравнениям (1); 2 – мгновенные значения для кривых по уравнениям (2); 3 – среднее значение для сферической ППТК; 4 – среднее значение для цилиндрической ППТК

Значение силы N_2 у сферических передач больше. Это связано с уменьшением расстояний от центров масс тел качения до оси Oz при их приближении к полюсам сферы. Для определения среднего значения сил в сферической передаче необходимо найти приведенный радиус R' средней окружности сферической передачи, учитывающий максимальное и минимальное значения r_{ki} :

$$R' = 0,5 \cdot (R + R \cdot \cos(\gamma)).$$

Таким образом, для определения среднего значения силы N_2 в сферической передаче можно использовать выражение $N_2 = K_{Nsf} \cdot M_2 / (R \cdot n)$, где K_{Nsf} – коэффициент, который находят по формуле

$$K_{N_{sf}} = \left(0,5 \cdot \left(1 + \cos \left(\frac{A}{R} \right) \right) \right)^{-1}. \quad (6)$$

При одинаковых параметрах передачи ($R = 40$ мм, $A = 10$ мм, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$) реакция N_2 в сферической передаче на 1,6 % выше, чем в цилиндрической. При увеличении значения амплитуды вдвое ($A = 20$ мм) данная реакция у сферической ППТК оказалась больше на 6,12 %.

Для анализа прочности деталей и оценки КПД передач из условия кинестатического равновесия получены выражения для определения средних значений сил, действующих на кулачки со стороны тела качения:

$$N_1 = N_2 \cdot (C_1/C_2 - f) / (C_3 + C_1 \cdot C_4/C_2);$$

$$N_3 = (N_2 - N_1 \cdot C_4) / C_2, \quad (7)$$

где $C_1 \dots C_4$ – коэффициенты:

$$C_1 = \cos(\alpha_{m3}) + f \cdot \sin(\alpha_{m3});$$

$$C_2 = \sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3});$$

$$C_3 = \cos(\alpha_{m1}) - f \cdot \sin(\alpha_{m1});$$

$$C_4 = \sin(\alpha_{m1}) + f \cdot \cos(\alpha_{m1}), \quad (8)$$

где α_{m1} и α_{m3} – средние значения углов подъема центровых кривых внутреннего и наружного кулачков соответственно ($\alpha_{mj} = \arctg(2Z_j \cdot A / (\pi \cdot R))$).

В выражениях (1) и (2) присутствуют углы подъема. В [2] были получены выражения для их определения для центровых кривых кулачков ППТК цилиндрического типа.

В общем случае угол подъема кривой, описываемой функциями $x(s)$, $y(s)$, $z(s)$, измеряется как угол между касательной к данной кривой в некоторой ее точке и касательной в горизонтальной плоскости к соответствующей поверхности в рассматриваемой точке. Для измерения данного угла используем формулу

$$\alpha = \arccos(\vec{a} \cdot \vec{\tau} / (|\vec{a}| \cdot |\vec{\tau}|)), \quad (9)$$

где \vec{a} – вектор касательной к пространственной кривой (см. рис. 3); $\vec{\tau}$ – вектор касательной к несущей поверхности в горизонтальной плоскости (к средней окружности).

Анализ углов подъема производился средствами компьютерного моделирования для передачи с параметрами $R = 40$ мм, $A = 10$ мм, $Z_3 = 4$. Результаты подтвердили совпадение графиков изменения углов подъема для сферических кривых и для их разверток на плоскость. С помощью программы Mathcad был определен характер изменения углов подъема для двух типов центровых кривых (рис. 5), описываемых системами параметрических уравнений (1) и (2).

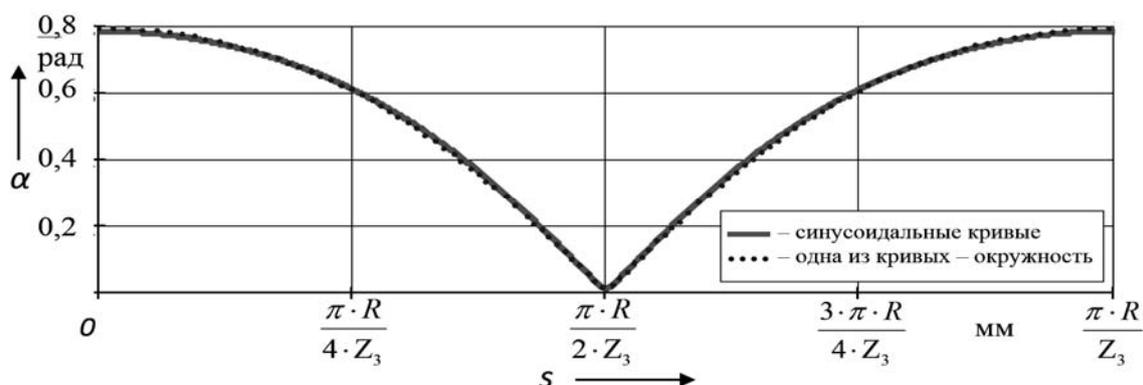


Рис. 5. Зависимость углов подъема в точках центровых кривых от дуговой координаты: 1 – для синусоидальных кривых; 2 – для кривых, одна из которых является окружностью

Совпадение кривых (см. рис. 5) свидетельствует о том, что для определения средних значений углов подъема центральных кривых сферических передач можно использовать известные формулы для передач цилиндрического типа и для разверток центральных кривых на плоскость.

Выводы

Разработана конструктивная схема сферической передачи с промежуточными телами качения. В сравнении с известной передачей [10] механизм отличается использованием принципа геометрического (а не силового) замыкания высших пар, а также применением в качестве тел качения составных роликов. Проведен силовой анализ передачи, на основе которого установлено, что средние значения сил, дейст-

вующих на основные элементы сферических передач с промежуточными телами качения, на 1,5...6,5 % выше, чем в ППТК цилиндрического типа. Выявлено, что законы изменения углов подъема центральных кривых для ППТК различных типов одинаковы. При вычислении сил, действующих на основные звенья сферического механизма, можно использовать выражения, полученные для ППТК цилиндрического типа, с учетом коэффициента K_{Nsf} .

Работа выполнена в рамках темы аспирантского гранта «Теоретическое и экспериментальное обоснование параметров механизма с изменяющимся углом осей валов на основе сферической передачи с промежуточными телами качения» (гос. рег. № 20141077 от 30.05.2014 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кравченко, В. И.** Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк ; под общ. ред. В. А. Струка. – Минск : Тэхналогія, 2006. – 409 с. : ил.
2. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы : монография / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.
3. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИТИ, 1992. – 248 с.
4. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
5. **Горбенко, М. В.** Исследование влияния погрешностей на кинематику и динамику сферической передачи с шариковыми промежуточными телами и выбор рациональных параметров : автореф. дис. ... канд. техн. наук / М. В. Горбатенко. – Томск : 2000. – 23 с.
6. **Bai1, S.** The design of spherical multilobe-cam mechanisms / S. Bai1, J. Angeles // J. Mechanical Engineering Science. – 2009. – Vol. 223, part C. – S. 473–482.
7. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1 (41). – С. 46–50.
8. Методология расчета и проектирования передач с составными промежуточными телами качения / И. С. Сазонов [и др.] // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 60–70.
9. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
10. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи: особенности прочностных расчетов / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.

Статья сдана в редакцию 2 сентября 2014 года

Екатерина Сергеевна Фитцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-10-91.

Ekaterina Sergeevna Fittsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-10-91.

УДК 629.114.2:517.93

Ки-Йонг Чой, И. С. Сазонов, В. А. Ким

УРАВНЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ КАЧЕНИЯ И МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ

UDC 629.114.2:517.93

Ki-Young Choi, I. S. Sazonov, V. A. Kim

EQUATIONS OF KINEMATIC CONSTRAINTS OF ROLLING AND METHODS OF DETERMINING THEIR COEFFICIENTS EXPERIMENTALLY

Аннотация

В работе получены новые дифференциальные уравнения кинематических связей качения упругого пневматика второго порядка, не требующие дифференцирования при их совместном решении с динамическими уравнениями движения колесных машин, что позволяет решать прямые и обратные задачи динамики колесных машин. Разработана методика экспериментального определения коэффициентов, входящих в новые уравнения кинематических связей качения упругого пневматика по недеформируемой опорной поверхности.

Ключевые слова:

упругий пневматик, кинематические связи, неголономные связи, дифференциальные уравнения, задачи динамики, опорная поверхность, динамика, колесные машины.

Abstract

The paper presents the new second order differential equations of kinematic constraints of rolling of a resilient pneumatic element, requiring no differentiation if solved together with dynamic equations of motion of wheeled vehicles, which allows solving direct and inverse problems of dynamics of wheeled vehicles. The technique has been developed to determine experimentally the coefficients in the new equations of kinematic constraints of rolling of a resilient pneumatic element over the non-deformable bearing surface.

Key words:

resilient pneumatic element, kinematic constraints, nonholonomic constraints, differential equations, problems of dynamics, bearing surface, dynamics, wheeled machines.

Рассмотрим сущность гипотезы качения колеса по недеформируемой опорной поверхности. Пусть K_{O_1} – кривизна линии качения деформированного пневматика в центре пятна контакта O_1 ; K_{C_0} – кривизна проекции линии движения центра деформированного пневматика на опорную плоскость в соответствующей центру пятна контакта точке; K'_{O_1} – кривизна линии качения недеформированного пневматика; K'_{C_0} – кривизна проекции

линии движения центра недеформированного пневматика на опорную плоскость (рис. 1).

Для устранения недостатков, имеющих в теории качения колеса по недеформируемой опорной поверхности, предлагается рассмотреть качение колеса по произвольной криволинейной траектории, дополняющей известную теорию М. В. Келдыша. Предлагаемая теория опирается на несколько гипотез [1]. В общем случае будем считать, что угол наклона колеса χ^* к вертикальной

плоскости не равен параметру угловой деформации вокруг продольной оси, а определяется по соотношению

$$\chi^* = \chi' + \chi, \quad (1)$$

где χ' – угол наклона плоскости колеса к вертикали в случае отсутствия угловой деформации вокруг продольной оси; χ – параметр угловой деформации вокруг продольной оси колеса.

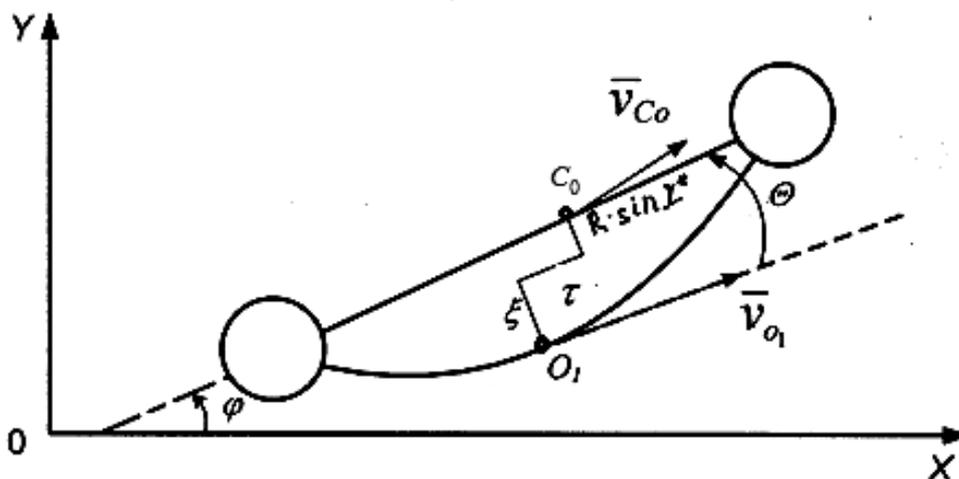


Рис. 1. Проекция пневматика на опорную плоскость

В частном случае качения пневматика можно считать, что параметр угловой деформации пневматика вокруг продольной оси совпадает с углом наклона колеса, тогда равенство (1) упрощается:

$$\chi^* = \chi. \quad (2)$$

Сформулируем новые гипотезы для общего случая качения колеса.

1. Касательная к линии качения и касательная к проекции центральной окружности деформированного пневматика в центре пятна контакта совпадают, т. е. касательная к линии качения образует с проекцией горизонтального диаметра на опорную плоскость угол, равный параметру угловой деформации вокруг нормали к опорной поверхности (первая гипотеза Келдыша).

2. Разность изохронных вариаций кривизны, линии качения пятна контакта пневматика и геометрического центра обода колеса при внезапной деформации пневматика однозначно оп-

ределяется значениями параметров деформации.

Рассмотрим гипотезы 1 и 2.

Изохронные вариации можно представить в виде разностей:

$$\delta \cdot K'_{O_1} = K_{O_1} - K'_{O_1}; \quad (3)$$

$$\delta \cdot K'_{C_0} = K_{C_0} - K'_{C_0}. \quad (4)$$

Из геометрического соотношения (см. рис. 1) следует, что

$$K'_{O_1} = K'_{C_0} + R_c \sin \chi', \quad (5)$$

где R_c – радиус недеформированного пневматика.

Таким образом, согласно гипотезам 1 и 2, а также равенствам (3) и (4) получаем

$$\begin{aligned} \delta \cdot K'_{O_1} &= K_{O_1} - K'_{C_0} - R \sin \chi' = \\ &= f_1(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta); \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \delta \cdot K'_{C_0} &= K_{C_0} - K'_{C_0} = \\ &= f_2(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta), \end{aligned} \quad (7)$$

где ξ, τ, δ – параметры боковой, касательной и нормальной деформаций соответственно; θ – параметр угловой деформации вокруг нормали; χ – параметр угловой деформации вокруг продольной оси.

Из рис. 1 следует, что

$$\chi' = \chi^* - \chi, \quad (8)$$

где χ^* – полный угол наклона деформированного пневматика относительно продольной плоскости; χ' – угол наклона недеформированного пневматика.

Поскольку диск колеса недеформируемый, а шина деформируемая, то гипотезы 1 и 2 можно объединить в одну. Действительно, из равенств (3)...(5) с учетом (8) имеем

$$\begin{aligned} \delta \cdot K'_{O_1} - \delta \cdot K'_{C_0} &= \delta(K'_{O_1} - K'_{C_0}) = \\ &= K_{O_1} - K'_{C_0} - R \sin(\chi^* - \chi) - \\ - K_{C_0} + K'_{C_0} &= K_{O_1} - K_{C_0} - R \sin(\chi^* - \chi) \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \delta \cdot K'_{O_1} - \delta \cdot K'_{C_0} &= \\ &= K_{O_1} - K_{C_0} - R \sin(\chi^* - \chi). \end{aligned} \quad (9)$$

С другой стороны,

$$\begin{aligned} \delta \cdot K'_{O_1} - \delta \cdot K'_{C_0} &= f_1(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) - \\ - f_2(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) &= f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta). \end{aligned} \quad (10)$$

На основании (9) и (10) получим

$$\begin{aligned} K_{O_1} - K_{C_0} - R \sin(\chi^* - \chi) &= \\ &= f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) \end{aligned} \quad (11)$$

или

$$\begin{aligned} K_{O_1} - K_{C_0} &= \\ &= R \sin(\chi^* - \chi) + f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta). \end{aligned} \quad (12)$$

Уравнение (12) соответствует гипотезам 1 и 2. Разность между кривизной линии качения центра пятна контакта колеса и кривизной траектории геометрического центра колеса однозначно определяется параметрами деформаций шины и углом его наклона колеса к плоскости. В формуле (12) R – динамический радиус колеса. В случае, когда угол наклона колеса совпадает с параметрами угловой деформации вокруг продольной оси $\chi^* = \chi = \chi'$, уравнение (12) имеет вид:

$$K_{O_1} - K_{C_0} = f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) + R \sin \chi. \quad (13)$$

В таком виде уравнение используется далее. В случае недеформируемого колеса будем полагать, что

$$\xi = \theta = \chi = \tau = \delta = 0$$

и

$$f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) = 0.$$

Тогда уравнение (13) примет вид:

$$K_{O_1} - K_{C_0} = R \sin \chi', \quad (14)$$

где χ' – угол наклона плоскости колеса к продольной плоскости.

Функция $f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta)$ обладает свойством непрерывности при условии отсутствия скольжения и отрыва колеса от опорной плоскости. В случае существования отрыва колеса от опорной плоскости и наличия скольжения возникают разрывы конечного рода. Разложив функцию $f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta)$ в ряд Тейлора в нулевой точке и ограничиваясь линейными членами, уравнение (14) приближенно можно представить в виде

$$\begin{aligned} K_{O_1} - K_{C_0} &= R \sin \chi^* + A\xi + \\ &+ B\theta + C\chi + D\tau + E\delta \end{aligned} \quad (15)$$

или, полагая, что $\sin \chi^* = \chi, R = R(\delta)$,

$$\begin{aligned} K_{O_1} - K_{C_0} &= A\xi + B\theta + \\ &+ C\chi + D\tau + E\delta, \end{aligned} \quad (16)$$

где A, B, C, D, E – коэффициенты кривизны, переменные в общем случае (их следует определять экспериментально).

Предлагаемая гипотеза позволяет получить уравнение кинематической связи относительно первых и вторых производных от обобщенных скоростей и координат в виде

$$K = \frac{\dot{x} \cdot \ddot{y} - \dot{y} \cdot \ddot{x}}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{3/2}}, \quad (17)$$

где $\dot{x}, \ddot{x}, \dot{y}, \ddot{y}$ – текущие производные обобщенных координат.

Для составления уравнения кинематической связи с помощью гипотез 1 и 2 необходимо установить связь между координатами центра пятна контакта x_{O_1}, y_{O_1} и координатами проекции центра колеса на опорную плоскость x_{C_0}, y_{C_0} . Для этого рассмотрим проекцию пневматика на опорную плоскость ОХУ (см. рис. 1), где φ – курсовой угол, \bar{v}_{C_0} – проекция скорости центра на опорную плоскость, v_{O_1} – скорость перемещения центра пятна контакта.

Согласно рис. 1 можно получить следующие уравнения:

$$\begin{cases} x_{O_1} = x_{C_0} + R \sin \chi^* \cdot \sin \varphi - \\ - \tau \cos(\varphi - \theta) + \xi \sin(\varphi - \theta); \\ y_{O_1} = y_{C_0} + R \sin \chi^* \cdot \cos \varphi - \\ - \tau \sin(\varphi - \theta) - \xi \cos(\varphi - \theta), \end{cases} \quad (18)$$

где x_{O_1}, y_{O_1} – координаты центра пятна контакта; x_{C_0}, y_{C_0} – координаты центра колеса; R – динамический радиус центра колеса.

Динамический радиус центра колеса и его свободный радиус связаны формулой

$$R = R_C - \delta / \cos \chi^*, \quad (19)$$

где R_C – свободный радиус колеса; δ – нормальная деформация пневматика.

Таким образом, система (18) с уче-

том (19) примет вид:

$$\begin{cases} x = x_{C_0} + \left(R_C - \frac{\delta}{\cos \chi^*} \right) \sin \chi^* \times \\ \times \sin \varphi - \tau \cos(\varphi - \theta) + \xi \sin(\varphi - \theta); \\ y_{O_1} = y_{C_0} - \left(R_C - \frac{\delta}{\cos \chi^*} \right) \sin \chi^* \times \\ \times \cos \varphi - \tau \sin(\varphi - \theta) - \xi \cos(\varphi - \theta). \end{cases} \quad (20)$$

Продифференцировав систему уравнений (20) по времени дважды, определим зависимость между скоростями и ускорениями точек O_1 и C_0 .

Полученные выражения с учетом равенства (17) подставляются в уравнение (15). При этом получается линейное уравнение кинематической связи относительно производных второго порядка:

$$\begin{aligned} & a_1 \ddot{x}_{C_0} + a_2 \ddot{y}_{C_0} + a_3 \ddot{\varphi} + a_4 \ddot{\xi} + \\ & + a_5 \ddot{\Theta} + a_6 \ddot{\tau} + a_8 \ddot{\delta} = b_1 \dot{\xi} + \\ & + b_2 \dot{\Theta} + b_3 \dot{\chi} + b_4 \dot{\tau} + b_5 \dot{\delta} + b_6 \dot{\chi}^*, \end{aligned} \quad (21)$$

где $a_1 \dots a_8, b_1 \dots b_6$ – коэффициенты, в которые входят координаты, курсовой угол, параметры деформации и их первые производные по времени.

В случае, когда угол наклона колеса к плоскости качения равен нулю, уравнение (21) запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} & a_1 \ddot{x}_{C_0} + a_2 \ddot{y}_{C_0} + a_3 \ddot{\varphi} + a_4 \ddot{\xi} + a_5 \ddot{\Theta} + \\ & + a_6 \ddot{\tau} + a_8 \ddot{\delta} = b_1 \dot{\xi} + b_2 \dot{\Theta} + b_3 \dot{\chi} + \\ & + b_4 \dot{\tau} + b_5 \dot{\delta}. \end{aligned} \quad (22)$$

Следует отметить, что уравнения (21) и (22) считаются уравнениями кинематической связи второго порядка и являются новыми. В литературе подобные уравнения не встречаются применительно к процессу эластичного колеса, поэтому уравнение будем называть новым уравнением кинематической связи [1].

Обычно при теоретических исследованиях параметры деформаций χ , τ , δ рассматривают как обобщенные координаты и энергию их скоростей учитывают, а энергией скоростей деформации $\dot{\xi}$ и $\dot{\theta}$ пренебрегают – для определения этих параметров служат уравнения кинематических связей.

Рассмотрим методику экспериментального определения коэффициентов кинематических связей, входящих в уравнение (22).

Пусть колесо, имеющее пневматическую шину, шарнирно закреплено к кривошипу (рис. 2).

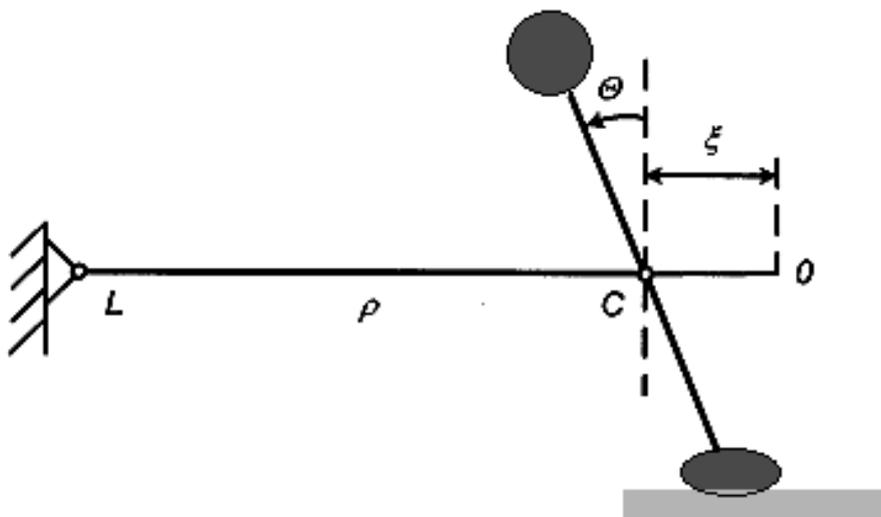


Рис. 2. Схема стэнда для определения коэффициентов кинематических связей качения колеса

Для определений коэффициентов кинематических связей качения колеса проведены следующие серии экспериментов.

1. Колесо устанавливалось так, что его плоскость была перпендикулярна кривошипу LC и опорной плоскости, при этом $\theta = 0$; $\chi = 0$. Кривошип вращался с постоянной угловой скоростью ω при постоянной нормальной нагрузке на колесо и постоянным давлением в шине.

Тогда

$$K_C = \frac{1}{\rho}; \quad K_O = \frac{1}{\rho + \xi}.$$

Согласно гипотезе

$$K_C - K_O = A\xi$$

или

$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho + \xi} = A\xi.$$

Откуда

$$A = \frac{1}{\rho(\rho + \xi)}. \quad (23)$$

В формуле (23) боковая деформация ξ определялась путем измерения.

2. Колесо устанавливалось в вертикальной плоскости под углом $\frac{\pi}{2} - \theta$ к кривошипу (см. рис. 2), определялся угол θ (он являлся параметром угловой деформации вокруг вертикальной оси), следовательно, $\xi = 0$, $\theta = 0$, $\chi = 0$. Кривошип вращался с постоянной угловой скоростью ω .

Тогда, согласно гипотезе,

$$K_C - K_O = A\xi + B\theta.$$

Кроме того,

$$K_C = \frac{1}{\rho}; \quad K_O \approx \frac{1}{\rho + \xi}.$$

Таким образом,

$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho + \xi} = A\xi + B\theta.$$

Откуда

$$B = \frac{\xi}{\theta} \left(\frac{1}{\rho(\rho + \xi)} - A \right). \quad (24)$$

Следует заметить, что в формулах (23) и (24) параметры деформации ξ имеют одинаковые значения.

3. Колесо устанавливалось под углом $\frac{\pi}{2} - \chi$ к опорной плоскости (рис. 3), следовательно, $\xi \neq 0$, $\theta \neq 0$, $\chi \neq 0$. Причем угол χ являлся параметром угловой деформации вокруг продольной оси. Кривошип вращался с постоянной угловой скоростью ω .

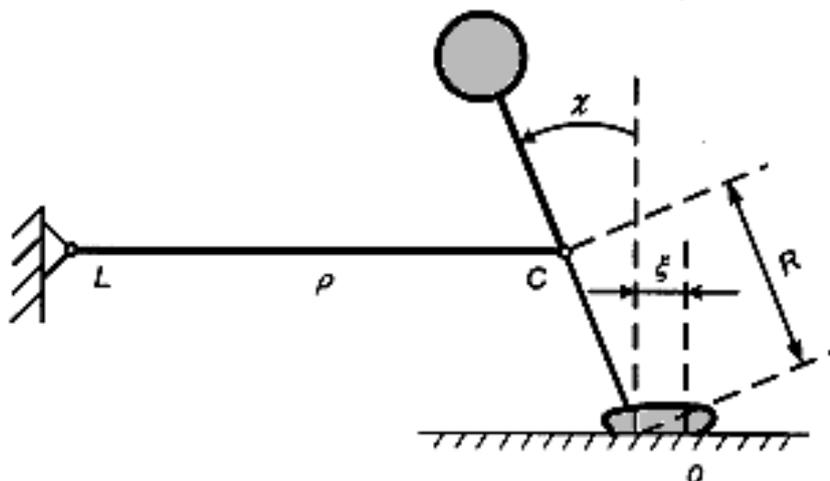


Рис. 3. Кинематическая схема стенда для определения коэффициентов уравнений кинематических связей качения колеса

Согласно предлагаемой гипотезе

$$K_C - K_O = A\xi + B\theta + C\chi.$$

Кроме того,

$$K_C = \frac{1}{\rho}; \quad K_O = \frac{1}{\rho + \xi + R \sin \chi},$$

где R – динамический радиус колеса.

Таким образом,

$$C = \frac{1}{\chi} \left(\frac{\xi + R \sin \chi}{\rho(\rho + \xi + R \sin \chi)} - A\xi \right). \quad (25)$$

В рассмотренной методике измеряемым параметром является параметр ξ , все остальные величины назначаются.

Кинематические коэффициенты A и B можно определить и другим методом, используя коэффициенты кривизны Келдыша.

1. *Определение коэффициента A .* Пусть $\theta = 0$, $\chi = 0$, тогда $K_O = a_1\xi$, где $K_O = 1/\rho$ и $a_1 = 1/\rho\xi$, отсюда $\xi = 1/\rho a_1$.

По предлагаемой гипотезе

$$K_C - K_O = A\xi,$$

отсюда

$$A = \frac{1}{\xi}(K_C - K_O).$$

Кроме того,

$$K_C = \frac{1}{\rho}; \quad K_O = \frac{1}{\rho + \xi}.$$

Следовательно,

$$A = \frac{1}{\xi} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho + \xi} \right) = \frac{1}{\rho(\rho + \xi)},$$

но по теории Келдыша

$$\xi = \frac{1}{\rho \cdot a_1},$$

тогда

$$A = \frac{1}{\rho \left(\rho + \frac{1}{\rho \cdot a_1} \right)} = \frac{a_1}{\rho^2 a_1 + 1}.$$

Таким образом,

$$A = \frac{a_1}{\rho^2 a_1 + 1}. \quad (26)$$

2. Определение коэффициента В.

Пусть $\xi \neq 0$, $\theta \neq 0$, $\chi \neq 0$. Согласно гипотезе Келдыша

$$K_O = a_1 \xi - a_2 \theta,$$

при этом $K_O = 1/\rho$.

Следовательно,

$$\frac{1}{\rho} = a_1 \xi - a_2 \theta$$

или

$$a_2 = -\frac{1}{\theta} \left(\frac{1}{\rho} - a_1 \xi \right). \quad (27)$$

С другой стороны,

$$a_2 = \psi_{ш} 2\sqrt{a_2}; \quad (28)$$

$$-\frac{\xi}{\theta} = \frac{K_6}{C_\xi}, \quad (29)$$

где K_6 – коэффициент сопротивления уводу; C_ξ – боковая жесткость шины; $\psi_{ш}$ – коэффициент относительного затухания переходного процесса в шине, зависящий только от конструкции шины, $\psi_{ш} = 0,917 \dots 1,28$ [1–3].

Из (29) имеем

$$\xi = -\theta \frac{K_6}{C_\xi}. \quad (30)$$

Из (30) имеем

$$\theta = -\frac{1}{a_2} \left(\frac{1}{\rho} - a_1 \xi \right).$$

Подставляя в эту формулу выражение для ξ , получим

$$\theta = -\frac{1}{a_2} \left(\frac{1}{\rho} - a_1 \theta \cdot \frac{K_6}{C_\xi} \right).$$

Отсюда

$$\theta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{1}{a_1 \frac{K_6}{C_\xi} + a_2} \right). \quad (31)$$

По предлагаемой гипотезе

$$K_C - K_O = A\xi + B\theta,$$

где $K_C = \frac{1}{\rho}$; $K_O = \frac{1}{\rho + \xi}$.

Отсюда

$$B = \frac{\xi}{\theta} \left(\frac{1}{\rho(\rho + \xi)} - A \right). \quad (32)$$

Это равенство с учетом (28)...(30) перепишем в следующем виде:

$$B = -\frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \left\{ \frac{1}{\rho \left(\rho + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + 2\psi_{ш} \sqrt{a_1}} - A \right)} - A \right\} = \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \left\{ A - \frac{1}{\rho^2 + \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + 2\psi_{ш} \sqrt{a_1}}} \right\} \quad (33)$$

или, окончательно,

$$B = -\frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \left\{ \frac{a_1}{a_1 \rho^2 + 1} - A - \frac{1}{\rho^2 + \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + 2\psi_{ш} \sqrt{a_1}}} \right\}. \quad (34)$$

Результаты расчета коэффициентов А и В при различных радиальных

нагрузках приведены в табл. 1.

Табл. 1. Результаты определения коэффициентов уравнений кинематических связей колеса с плоскостью его качения

Тип шины	C_{ξ} , Н/м	K_{δ} , Н/рад	$\psi_{ш}$	A_1 , м ⁻²	a_2 , м ⁻¹	A , м ⁻²	B , м ⁻¹	ρ , м
14,00–22е HD	<u>594860</u>	<u>224420</u>	<u>0,917</u>	<u>23,8</u>	<u>8,9</u>	<u>0,960</u>	<u>0,00563</u>	1
	594860	177380	0,918	37,9	11,4	0,980	0,00743	
9,00–20е HD	<u>387100</u>	<u>168560</u>	<u>1,150</u>	<u>28,2</u>	<u>12,5</u>	<u>0,965</u>	<u>0,00217</u>	1
	387100	146020	1,180	39,1	14,8	0,975	0,00378	
9,00–20е HDx	<u>279300</u>	<u>199920</u>	<u>1,150</u>	<u>10,3</u>	<u>7,4</u>	<u>0,980</u>	<u>0,03230</u>	1
	279300	159740	1,280	20,0	11,5	0,950	-0,00134	

На рис. 4 представлено изменение коэффициента А в зависимости от радиальной нагрузки N и давления воздуха P в шине.

Выводы

1. Сформулирована новая гипотеза качения упругого пневматика по недеформируемой опорной поверхности, позволяющая получить уравнения кинематических связей качения пневмати-

ка в виде дифференциальных уравнений второго порядка.

2. Гипотеза позволяет установить функциональную связь между вертикальной, боковой и угловой деформациями пневматической шины с жестким ободом, оказывающую влияние на угол увода колеса.

3. Дифференциальные уравнения

кинематических связей качения колес второго порядка позволяют совместное решение с динамическими уравнениями движения колесной машины без дифференцирования, тем самым исключая потерю начальных условий при решении прямой и обратной задач динамики движения автомобиля.

4. Разработана методика определения коэффициентов уравнений кинематических связей колеса, основанная на использовании метода изохронной вариации кривизны линии качения центра пятна контакта пневматика с опорной поверхностью.

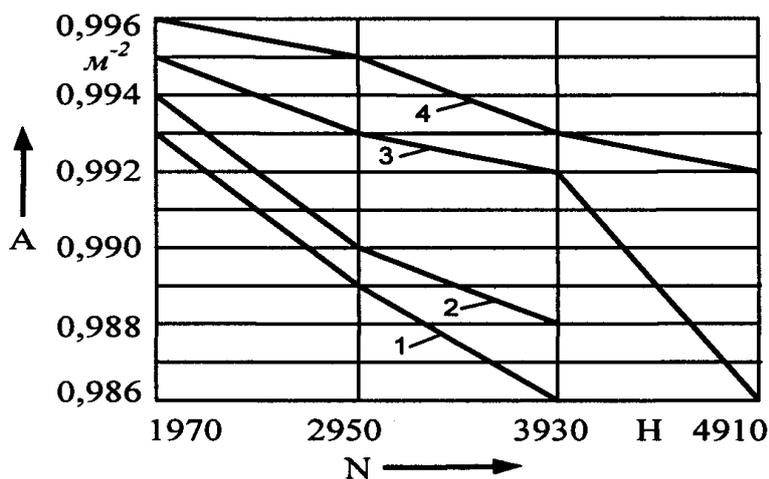


Рис. 4. Изменение коэффициента A в зависимости от радиальной нагрузки N и давления воздуха в шине P: 1 – при N = 44300 Н; 2 – при N = 24500 Н; 3 – при N = 24500 Н; 4 – при N = 14600 Н

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Неймарк, Ю. И.** Динамика неголономных систем / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1967. – 519 с. : ил.
2. **Ким, В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе анализа сил / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 347 с. : ил.
3. **Сазонов, И. С.** Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин / И. С. Сазонов. – Минск : БГПА, 2001. – 185 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 9 сентября 2014 года

Ки-Йонг Чой, начальник отдела, Могилевский филиал физико-технического института НАН Беларуси.
Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
 Тел.: 8-0222-26-61-00.
Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
 Тел.: 8-0222-26-33-71.

Ki-Young Choi, Head of the Department, Mogilev branch of the Institute of Physics and Technology of the NAN of Belarus.

Igor Sergeevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-61-00.
Valery Andreyevich Kim, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-33-71.

УДК 621.9.047:669:538.8

А. Л. Шеменкова, Ф. Г. Ловшенко, В. М. Шеменков

ВЛИЯНИЕ ТЛЕЮЩЕГО РАЗРЯДА НА ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И МИКРОТВЕРДОСТЬ ЦЕМЕНТИРОВАННОЙ ХРОМОНИКЕЛЕВОЙ СТАЛИ 20ХН3А

UDC 621.9.047:669:538.8

A. L. Shemenkova, F. G. Lovshenko, V. M. Shemenkov

EFFECT OF GLOW DISCHARGE ON THE PHASE COMPOSITION AND MICROHARDNESS OF 20XN3A CHROMIUM-NICKEL CEMENTED STEEL

Аннотация

Представлены результаты исследования фазового состава цементруемой стали 20ХН3А промышленной плавки в исходном состоянии и подвергнувшей обработке при различных энергетических характеристиках тлеющего разряда.

Ключевые слова:

тлеющий разряд, фазовый состав, плавка, цементруемая сталь, модифицирующая обработка, поверхностный слой.

Abstract

The paper presents the results of the study of phase composition of the industrially melted cemented steel of 20XN3A grade in its initial state and after being treated at different energy characteristics of glow discharge.

Key words:

glow discharge, phase composition, melting, cemented steel, modifying treatment, surface layer.

Введение

Цементуемые хромоникелевые стали находят широкое применение при производстве ответственных деталей, работающих под действием высоких контактных и ударных нагрузок, трения, абразивной среды и отрицательных температур, что приводит к необходимости поиска новых методов повышения их эксплуатационных характеристик [1]. Одним из перспективных способов такого повышения является процесс модифицирующей обработки тлеющим разрядом [2]. Особенность обработки заключается в том, что она осуществляется в плазме тлеющего разряда постоянного тока, возбуждаемого в среде остаточных атмосферных газов

давлением от 1,33 до 13,33 Па, напряжением горения 1...5 кВ при плотности тока от 0,15 до 0,35 А/м², частоте импульсов от 20 до 30 КГц ± 20 % и отношении площади анода к площади катода от 0,01 до 0,05 [3].

В результате воздействия низкотемпературной плазмы на поверхности инициируются механизмы, сходные с процессами, протекающими при низкоэнергетической ионной имплантации, с разницей в том, что в качестве источника ионов используется среда остаточных атмосферных газов.

Целью работы являлось изучение влияния модифицирующей обработки тлеющим разрядом на фазовые превращения, протекающие в поверхностном

слое цементируемой хромоникелевой стали, и их воздействия на повышение эксплуатационных характеристик поверхностного слоя в условиях трибомеханического нагружения.

В качестве объекта исследования выступала сталь 20ХНЗА промышленной плавки, содержащая: 0,18...0,20 С; 0,68...0,78 Cr; 2,90...3,10 Ni; 0,11...0,14 Mo; 0,24...0,28 Si; 0,43...0,44 Mn; 0,01 P мас. %; остальное – Fe. Образцы размером 15×15×15 мм были подвергнуты цементации в твердом карбюризаторе при температуре 920 °С, охлаждению на воздухе от 890 °С, закалке в масле от 800 °С (выдержка 1 ч 30 мин), отпуску при 180 °С в течение 2 ч.

**Методика исследования.
Результаты исследования
и их обсуждение**

Рентгеноструктурный анализ проводился на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3.0 в монохроматизированном $\text{CoK}\alpha$ -излучении. Дифрагированный вторичный пучок монохроматизировался с помощью графитового монохроматора НПП. Съёмка образцов осуществлялась при ускоряющем напряжении на рентгеновской трубке 30 кВ и анодном токе 15 мА; интенсивность рассеянного рентгеновского излучения – в режиме сканирования (по точкам) с фиксированным временем счета 10 с на точку. Шаг сканирования составлял 0,10. Проводилась съёмка дифракционных линий в диапазоне углов рассеяния $2\theta = 30...130^\circ$.

Фрагменты дифрактограмм исходного образца стали 20ХНЗА и образцов, подвергнутых обработке с различными удельными мощностями, представлены на рис. 1.

При анализе полученного фрагмента дифрактограммы исходного образца стали 20ХНЗА видно, что он со-

держит две системы отражений, одна из которых принадлежит γ -Fe, а другая – α -Fe. Межплоскостные расстояния и распределение интенсивности регистрируемых линий соответствуют данным стандартной картотеки PDF.

Величина межплоскостных расстояний определялась из соотношения Вульфа–Брегга

$$2d \sin \theta = n\lambda, \quad (1)$$

где d – межплоскостное расстояние; λ – длина волны излучения; θ – угол дифракции.

Абсолютная погрешность определения межплоскостного расстояния Δd вычислялась по формуле

$$\frac{\Delta d}{d} = -\text{ctg} \theta \Delta \theta. \quad (2)$$

Расчет параметров кристаллической решетки проводился по формуле

$$a = d_{hkl} \sqrt{h^2 + k^2 + l^2}, \quad (3)$$

где a – параметр кубической решетки; h, k, l – индексы дифракционной линии.

Погрешность определения параметров решетки находилась из уравнения

$$\frac{\Delta a}{a} = \frac{\Delta d}{d}. \quad (4)$$

Определение количества остаточного аустенита проводилось методом внутреннего эталона, который основан на сопоставлении интегральных интенсивностей линий анализируемых фаз. Для анализа использовались линии (111) γ -Fe и (110) α -Fe (рис. 2).

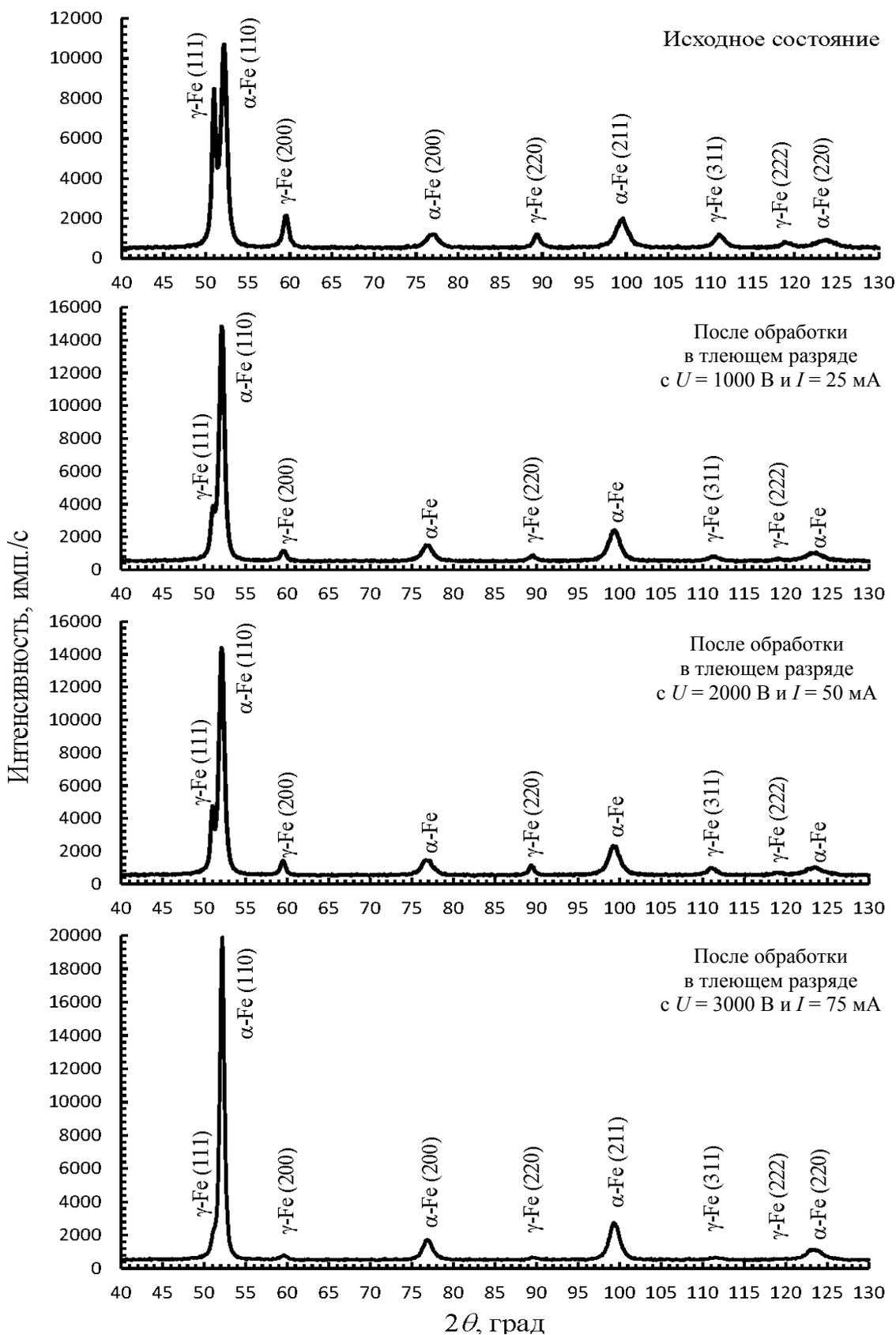


Рис. 1. Фрагменты дифрактограммы стали 20ХН3А в исходном состоянии и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения

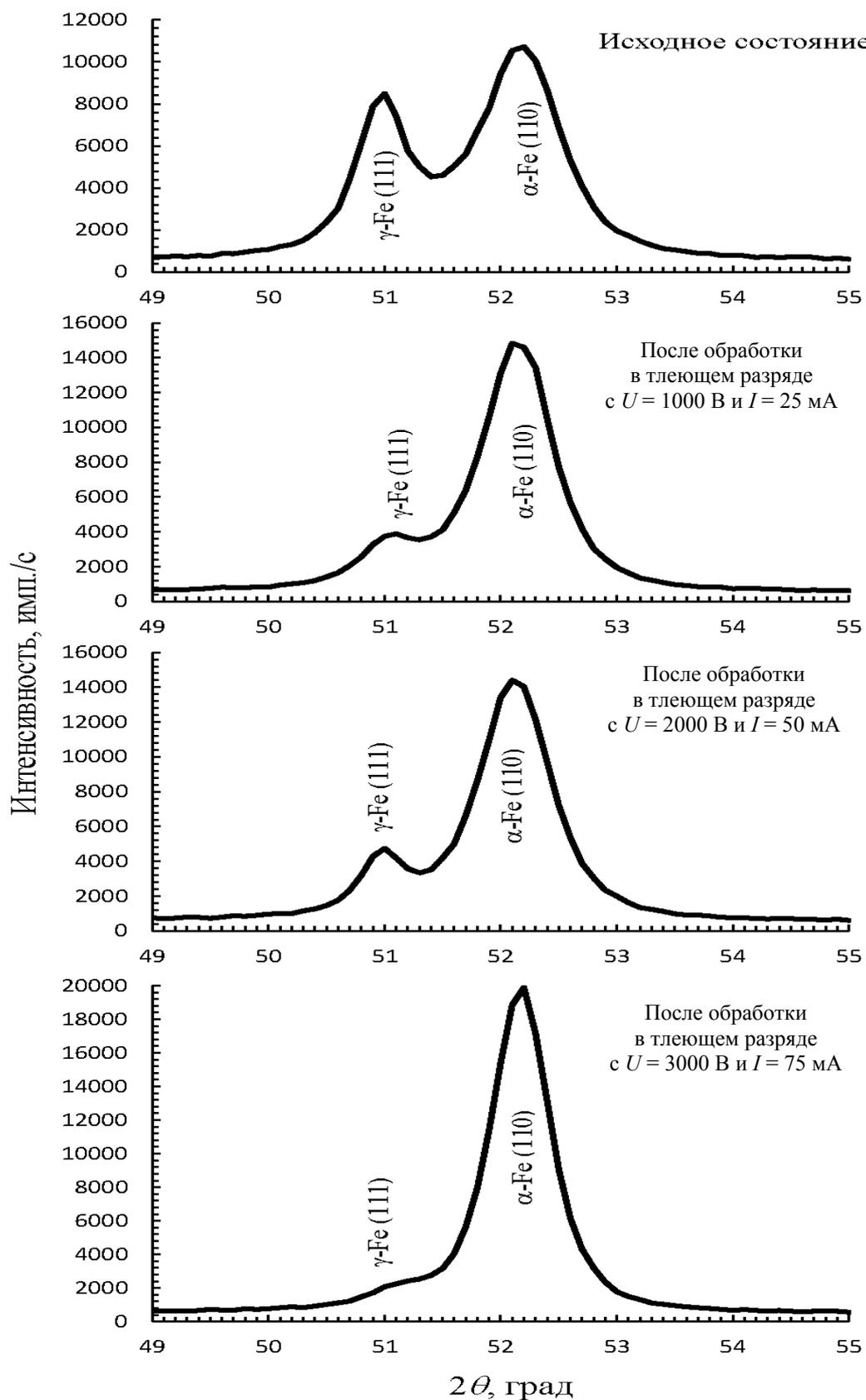


Рис. 2. Вид профиля линий (111) γ -Fe и (110) α -Fe стали 20ХН3А в исходном состоянии и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения

В общем случае интенсивность I_{hkl} рентгеновских лучей, отраженных единичным объемом кристалла для дифракционной линии с индексами hkl ,

$$I_{hkl} = \text{const} \frac{1}{v^2} \cdot F_{hkl}^2 \times \\ \times n \cdot L \cdot P \cdot e^{-2M} \cdot A(\theta), \quad (5)$$

где const – постоянная, не зависящая от состава и количества фазы, содержащейся в образце; v – объем элементарной ячейки; F_{hkl} – структурный фактор; n – фактор повторяемости; L – фактор Лоренца; P – поляризационный фактор; e^{-2M} – температурный фактор; $A(\theta)$ – абсорбционный фактор.

Интенсивность рентгеновских лучей, отраженных объемом V_α α -фазы, можно представить в виде

$$I_{hkl}^\alpha = \text{const} \frac{1}{v_\alpha^2} \cdot F_{hkl_\alpha}^2 \cdot n_\alpha \times \\ \times L_\alpha \cdot P_\alpha \cdot e^{-2M_\alpha} \cdot A(\theta)_\alpha \cdot V_\alpha. \quad (6)$$

Рассмотрим характер распределения интенсивности в дифракционных линиях железа и в особенности изменения их профиля после обработки тлеющим разрядом с различными энергетическими характеристиками. Обратимся вначале к определяющим линиям (111) γ -Fe и (110) α -Fe.

Как видно из фрагментов дифрактограмм, представленных на рис. 2, обработка тлеющим разрядом приводит к значительному уменьшению интенсивности линии (111) γ -Fe, что может свидетельствовать об уменьшении количества данной фазы.

Для лучей, отраженных объемом V_γ γ -фазы?

$$I_{hkl}^\gamma = \text{const} \frac{1}{v_\gamma^2} \cdot F_{hkl_\gamma}^2 \cdot n_\gamma \times \\ \times L_\gamma \cdot P_\gamma \cdot e^{-2M_\gamma} \cdot A(\theta)_\gamma \cdot V_\gamma. \quad (7)$$

Входящий в эти уравнения абсорбционный фактор

$$A(\theta) = \frac{a}{\mu} \frac{\sin(2\theta - \psi)}{\sin(2\theta - \psi) + \sin \psi}, \quad (8)$$

где a – площадь поперечного сечения рентгеновского пучка. Для случая съемки на дифрактометре при фокусировке по Бреггу–Брентано $\theta = \psi$, поэтому

$$A(\theta) = \frac{a}{2\mu}. \quad (9)$$

Структурный фактор (структурная амплитуда) F_{hkl} определяется выражением

$$F_{hkl} = \sum_j f_j \cdot e^{-M_j} \cdot e^{-2\pi i(hm_j + kp_j + lq_j)}, \quad (10)$$

где f – атомный рассеивающий фактор; m, p, q – координаты j -го узла базиса; e^{-M_j} – член, учитывающий ослабление интенсивности вследствие тепловых колебаний атомов в j -м узле решетки.

При расчете атомного рассеивающего фактора f необходимо ввести поправку на аномальную дисперсию рентгеновских лучей, которая вызвана поглощением рентгеновских лучей k -электронами[^]

$$f = f_0 + \Delta f'_k + \frac{1}{2} \frac{(\Delta f''_k)^2}{(f_0 + \Delta f'_k)}, \quad (11)$$

где f_0 – атомный множитель рассеяния.

$$\Delta f'_K = \frac{2^7 e^{-4}}{9} \left[\frac{4 \omega_K^2}{(1 - \delta_K)^2 \omega^2} \ln \left| \frac{\omega^2}{\omega_K^2} - 1 \right| - \frac{1}{(1 - \delta_K)^3} \left(\frac{2\omega_K^2}{\omega^2} + \frac{\omega_K^3}{\omega^3} \ln \left| \frac{\frac{\omega}{\omega_K} - 1}{\frac{\omega}{\omega_K} + 1} \right| \right) \right]; \quad (12)$$

$$\Delta f''_K = \frac{2^7 e^{-4}}{9} \pi \left[\frac{4\omega_K^2}{\omega^2(1 - \delta_K)^2} - \frac{\omega_K^3}{\omega^3(1 - \delta_K)^3} \right], \quad (13)$$

где ω и ω_K – частота падающего излучения и края поглощения K -уровня соответственно; δ_K – параметр рассеяния для атома данного элемента.

Величина поляризационного фактора P определяется выражением

$$P = \frac{1 + \cos^2 2\alpha \cos^2 2\theta}{2}. \quad (14)$$

Фактор Лоренца

$$L = \frac{1}{\sin^2 \theta \cos \theta}. \quad (15)$$

Таким образом,

$$I_\alpha = \text{const } N_\alpha \cdot V_\alpha \cdot \frac{a}{2\mu_\alpha}; \quad (16)$$

$$N_\alpha = \frac{1}{v_\alpha^2} \cdot F_{hkl_\alpha}^2 \cdot n_\alpha \cdot L_\alpha \cdot P_\alpha \cdot e_\alpha^{-2M}; \quad (17)$$

$$I_\gamma = \text{const } N_\gamma \cdot V_\gamma \cdot \frac{a}{2\mu_\gamma}; \quad (18)$$

$$N_\gamma = \frac{1}{v_\gamma^2} \cdot F_{hkl_\gamma}^2 \cdot n_\gamma \cdot L_\gamma \cdot P_\gamma \cdot e_\gamma^{-2M}. \quad (19)$$

Поскольку площадь сечения a рентгеновского пучка постоянна, а коэффициенты ослабления рентгеновских лучей для исследуемых фаз практически одинаковы ($\mu_\alpha \approx \mu_\gamma$), то

$$\frac{V_\gamma}{V_\alpha} = \frac{I_\gamma N_\alpha}{I_\alpha N_\gamma}. \quad (20)$$

Расчет объемной доли остаточного аустенита V_γ проводился по формуле

$$V_\gamma = \frac{A}{1 + A}. \quad (21)$$

$$A = 1,43 \cdot \frac{I_\gamma}{I_\alpha}, \quad (22)$$

где I_γ и I_α – интегральные интенсивности дифракционных линий (111) γ -Fe и (110) α -Fe соответственно.

Определение интегральной интенсивности дифракционных линий осуществлялось с помощью программного приложения Toras.

Физическое уширение дифракционных линий определяли методом аппроксимации. В качестве эталона использовался образец электрополированной меди.

Из табл. 1, в которой представлены результаты исследования, видно, что обработка тлеющим разрядом оказывает влияние на изменение параметров кристаллической решетки обеих фаз. Также обработка приводит к значительному снижению степени искажения кристаллической решетки α -Fe и объемному уменьшению γ -фазы, что свидетельствует о протекании в процессе обработки полиморфного превращения γ -Fe \rightarrow α -Fe.

Табл. 1. Объемная доля остаточного аустенита V_γ , параметр кубической решетки α -Fe (a_α) и γ -Fe (a_γ), физическое уширение β дифракционных линий (110) и (220) α -Fe

Образец	Объем γ -Fe, %	a_α , нм	a_γ , нм	$\beta_{110}^\alpha, 10^{-3}$ рад	$\beta_{220}^\alpha, 10^{-3}$ рад
Исходный	43,5	0,28723	0,35985	18,0	62,3
$U = 1000$ В и $I = 25$ мА	20,7	0,28751	0,35955	15,0	62,5
$U = 2000$ В и $I = 50$ мА	21,1	0,28748	0,35992	15,6	58,9
$U = 3000$ В и $I = 75$ мА	9,9	0,28745	0,35898	11,8	56,1

Исследовалась зависимость приращенной поверхностной твердости от основных факторов процесса модифицирующей обработки в тлеющем разряде с удельной мощностью горения от 0,20 до 0,88 кВт/м², которая была аппроксимирована полиномом второй степени, отвечающим требованию ротатбельности и адекватно представляю-

щим эксперимент.

Измерение микротвердости рабочей поверхности образцов по методу Виккерса производилось в соответствии со стандартной методикой при нагрузке 0,98 Н, приложенной в течение 10 с.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получено следующее:

$$\begin{aligned}
 H'_{HV} = & 104,3 - 0,7 \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) + 1,6 \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) - 3,3 \left(\frac{T - 30}{10} \right) + \\
 & + 1,9 \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) - 1,3 \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) \left(\frac{T - 30}{10} \right) + \\
 & + 2,9 \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) \left(\frac{T - 30}{10} \right) + 1,2 \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right)^2 + 0,8 \left(\frac{T - 30}{10} \right)^2. \quad (23)
 \end{aligned}$$

На рис. 3 приведены зависимости, показывающие изменения твердости от двух факторов модифицирующей обработки при значении третьего, находящегося на основном уровне.

На базе анализа представленных результатов моделирования были определены значения основных параметров модифицирующей обработки в тлеющем разряде, соответствующие наибольшим значениям приращения поверхностной твердости (до 10...15 %). Максимальное приращение поверхностной микротвердости наблюдается при обработке образцов в тлеющем разряде с напряжением горения $U = 2$ кВ, силой тока $I = 25$ мА и временем обработки

$T = 15$ мин.

Наибольшее влияние на приращение поверхностной твердости оказывают энергетические характеристики тлеющего разряда, такие как напряжение горения разряда и сила тока.

Заключение

Обработка цементированной хромоникелевой стали 20ХН3А в тлеющем разряде вызывает повышение поверхностной твердости до 15 %, что в большей степени обусловлено снижением степени искажения кристаллической решетки α -Fe и полиморфным превращением γ -Fe \rightarrow α -Fe.

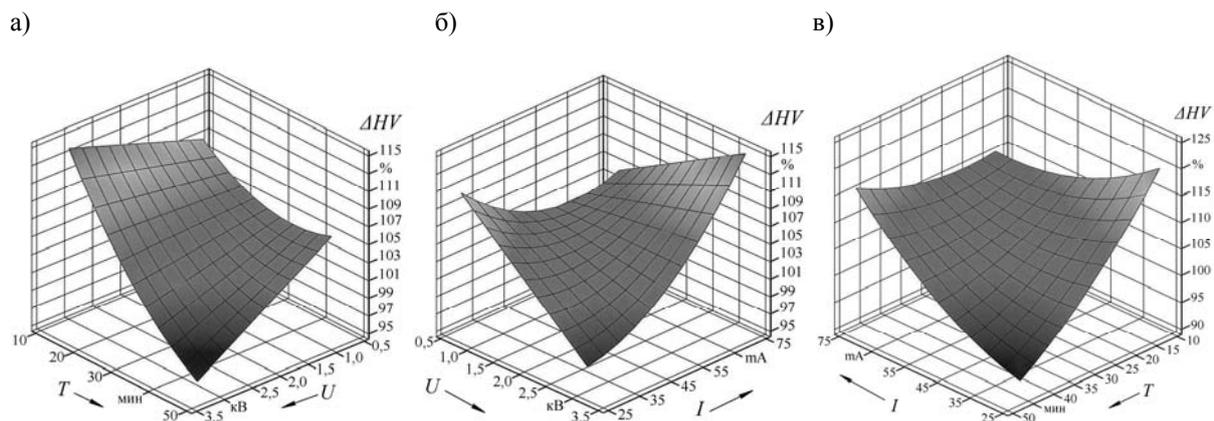


Рис. 3. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и силы тока I (б), силы тока I и времени обработки T (в) на приращение поверхностной твердости образцов из стали 20ХН3А

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стали и сплавы. Марочник / Под ред. В. Г. Сорокина, М. А. Гервасьева. – М. : Интермет Инжиниринг, 2003. – 608 с.
2. Способ упрочнения изделий из металла или сплава, или сверхтвердого или графитсодержащего материала : пат. № 14716 ВУ, U C 21 D 1/78 / В. М. Шеменков, А.Ф. Короткевич; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20091136 ; заявл. 27.07.09 ; опубл. 10.05.11. – 3 с.
3. **Ходырев, В. И.** Прогрессивные электрофизические методы упрочнения твердосплавного инструмента / В. И. Ходырев, А. Ф. Короткевич, В. М. Шеменков // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 2. – С. 159–163.
4. **Лысак, Л. И.** Определение истинной ширины рентгеновских интерференционных линий с применением стандартного образца / Л. И. Лысак // Вопросы физики металлов и металловедения : сб. тр. – Киев, 1955. – № 6. – С. 40–53.
5. **Горелик, С. С.** Рентгенографический и электронно-оптический анализ : учеб. пособие для вузов / С. С. Горелик, Ю. А. Скаков, Л. Н. Расторгуев. – 4-е изд., доп. и перераб. – М. : МИСИС, 2002. – 360 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 2 сентября 2014 года

Алла Леонидовна Шеменкова, ведущий инженер, МОФО «Красный металлист».

Федор Григорьевич Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-25-21-26.

Владимир Михайлович Шеменков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-40-06-64.

Alla Leonidovna Shemenkova, principal engineer, MOFO «Krasny Metallist».

Fedor Grigoryevich Lovshenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-25-21-26.

Vladimir Mikhailovich Shemenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-447-40-06-64.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 620.179.13.05

И. С. Мельникова, В. И. Борисов

ВЫЯВЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДОРОЖНЫХ ПОКРЫТИЙ МЕТОДОМ ТЕПЛОВИЗИОННОГО КОНТРОЛЯ

UDC 620.179.13.05

I. S. Melnikova, V. I. Borisov

DETECTION OF ROAD PAVEMENT DAMAGES USING THERMAL CONTROL METHOD

Аннотация

Рассматриваются результаты теоретических и экспериментальных исследований по обнаружению дефектов дорожных асфальтобетонных покрытий методом тепловизионного контроля. Большое внимание уделяется проблеме обнаружения поверхностных трещин шириной раскрытия от 1 до 20 мм, которые с трудностью выявляются при диагностике дорог широко распространенным методом визуального линейного сканирования, осуществляемого фото- и видеокамерами. Показано, что тепловизионный контроль состояния асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог имеет определенные преимущества перед визуально-оптическим.

Ключевые слова:

тепловизор, метод конечных элементов, асфальтобетон, дефект, трещина.

Abstract

The results of the research based on the detection of surface damages of road asphalt concrete using the method of thermal control are presented in the article. Attention has been paid to the problem of detection of surface cracks with width from 1 to 20 mm, which are hard to detect using widely used method of visual linear scanning (using photo and video cameras). The advantages of the thermal control method over the visual and optical control method in road pavements diagnostics are presented in the article.

Key words:

thermal camera, finite element method, asphalt concrete, defect, crack.

Введение

Циклическое действие транспортной нагрузки и погодно-климатических факторов вызывает появление поверхностных повреждений дорожных асфальтобетонных покрытий уже в первые пять лет периода эксплуатации автомобильной дороги [1]. Выявление и устранение дефектов в виде трещин, ко-

леи на ранней стадии их возникновения, которые впоследствии негативно сказываются на эффективности работы автомобильного транспорта и безопасности движения, позволило бы избежать развития крупных повреждений в виде выбоин, просадок и дорогостоящего ремонта в будущем.

В Республике Беларусь при диаг-

ностике дорожных покрытий широкое распространение получило применение георадарного оборудования «Око», установки ИПМ-1 для оперативного определения физико-механических характеристик асфальтобетонов, системы визуального сканирования с помощью камеры линейного сканирования LineScan [2, 3]. Однако визуально-оптический контроль дорожного покрытия не обеспечивает достаточного контраста между изображениями дефектной и бездефектной областей, что связано с небольшой разницей коэффициентов отражения света в этих областях и возникновением ложных дефектов, обусловленных неровностями дорожного покрытия [4]. Поэтому разработка других методов дефектоскопии дорожных покрытий является актуальной задачей. Одним из таких методов может служить тепловизионный, основанный на регистрации теплового поля поверхности дорожного покрытия с помощью тепловизора. Он также находит применение в дорожном строительстве при контроле температуры асфальтобетонной смеси при ее укладке, при этом отмечается его преимущество перед визуально-оптическим при выявлении таких дефектов, как мелкие трещины с раскрытием 1...2 мм [5]. Однако использование метода тепловизионного контроля состояния дорожных асфальтобетонных покрытий при диагностике дорог требует обоснования и подробного изучения [6].

***Теоретическое обоснование
применения метода термографии
для обнаружения дефектов дорожных
покрытий***

Предлагаемая работа посвящена количественному анализу теплового поля асфальтобетонного дорожного покрытия с целью определения возможности использования тепловизора для вы-

явления поверхностных дефектов в виде трещин и раковин, а также подповерхностных дефектов в виде пор. Как известно, метод термографии основан на применении тепловизора для съемки и визуализации теплового поля поверхности нагретого физического объекта благодаря его собственному тепловому излучению в инфракрасной области спектра. С помощью тепловизора строится изображение теплового поля, яркость или цвет которого однозначно определяется энергетической яркостью контролируемой поверхности объекта контроля. Энергетическая яркость зависит от температуры объекта T или его коэффициента излучения ε [7, 8].

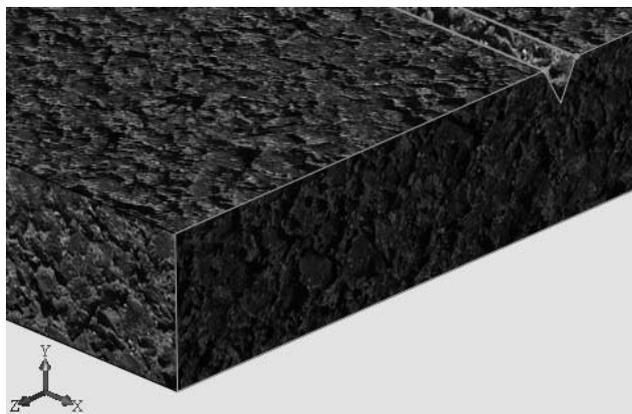
Для обоснования целесообразности применения тепловизионного метода при диагностике поверхностных повреждений дорожных асфальтобетонных покрытий на ранней стадии их появления было проведено математическое моделирование дефектной области асфальтобетонного дорожного покрытия. Схема расчетной модели слоя асфальтобетонного покрытия из горячей плотной асфальтобетонной смеси типа Б толщиной 40 мм с поверхностной трещиной приведена на рис. 1, а, вид расчетной конечно-разностной схемы – на рис. 1, б.

В расчетах рассматривались наиболее распространенные повреждения покрытия в виде трещин раскрытием от 2 до 20 мм и глубиной от 10 до 20 мм. При этом определялось распределение температуры по глубине слоя и внутри трещин. Температуры покрытия на поверхности и на глубине 40 мм задавались в зависимости от времени года и с учетом суточных колебаний температуры покрытия на основании экспериментальных измерений на автомобильной дороге М-3 Минск–Витебск дорожно-измерительной станцией в поселке Раубичи по данным РУП «Белорусский дорожный инженерно-технический центр» для апреля.

Результаты математического моделирования распределения температу-

ры в слое асфальтобетонного покрытия представлены в табл. 1.

а)



б)

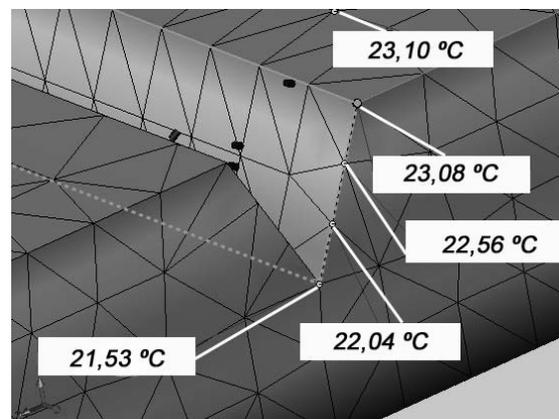


Рис. 1. Моделируемый слой покрытия с трещиной (а) и результаты расчета температурного поля (б)

Табл. 1. Расчетные значения температуры асфальтобетонного слоя с трещинами

Трещина	Размер трещины		Температура, °С, на глубине, мм			
	Ширина раскрытия, мм	Глубина, мм	0	5	10	20
1	2	10	23,32	23,09	22,65	–
2	5	10	23,31	22,94	22,44	–
3	10	10	23,09	22,70	22,31	–
4	20	20	23,08	22,56	22,30	21,53

В расчетах температура поверхности покрытия задавалась в соответствии с данными дорожно-измерительных станций для теплого времени года и составляла 23,10 °С, температура нижней грани слоя на расстоянии 40 мм от поверхности слоя – 20,00 °С.

Из полученных расчетов видно, что различие в абсолютных значениях температуры на поверхности дорожного покрытия и на дне трещин составляет от 0,7 до 1,5 °С, что достаточно для применения тепловизора для диагностики таких дефектов в теплое время года.

Также были проведены тепловизионные экспериментальные исследования асфальтобетонных образцов с ис-

кусственными дефектами в лабораторных условиях и натурные исследования дефектов на автомобильной дороге.

Экспериментальные исследования по выявлению дефектов дорожных асфальтобетонных покрытий

Были проведены лабораторные исследования асфальтобетонных образцов с различными дефектами и экспериментальные исследования на дорожном асфальтобетонном покрытии с трещинами. При испытаниях использовался тепловизор длинноволнового спектра с неохлаждаемой матрицей EasIR™-4.

Исследовались асфальтобетонные образцы цилиндрической формы диа-

метром и высотой 80 мм и образцы в форме прямоугольного параллелепипеда сечением 40×40 мм и высотой 100 мм. В прямоугольных образцах путем их разлома на две части были устроены трещины шириной от 0,7 до 5 мм и глубиной от 5 до 10 мм (в зависимости от высоты образца). Трещины в цилиндрических образцах моделировались в виде пропилов шириной 4...5 мм и глубиной 10...20 мм.

Предполагалось, что обеспечить наиболее благоприятные условия для выявления поверхностных дефектов образцов можно при их нагреве снизу, моделируя таким образом возникающий температурный градиент в теплое летнее время года. С целью реализации этого условия была разработана и изготовлена экспериментальная установка с нагревательным элементом.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.

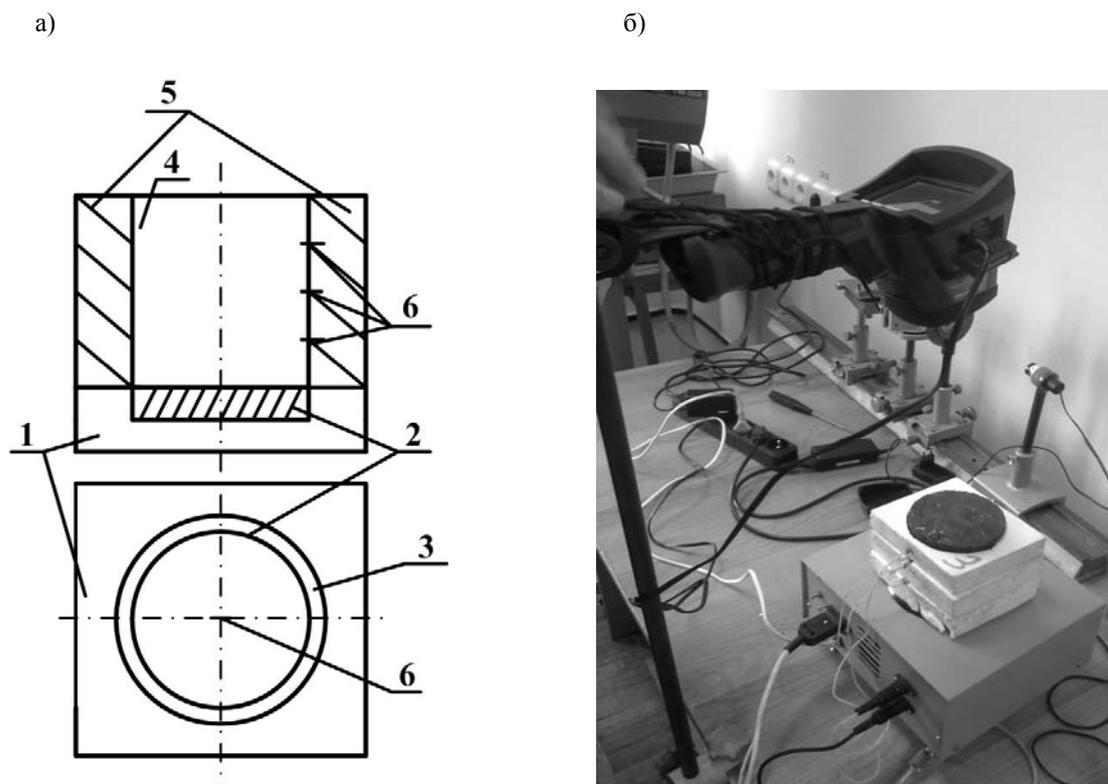


Рис. 2. Конструктивное исполнение установки для выполнения лабораторных исследований (а) и фотография лабораторной установки с установленным контролируемым образцом цилиндрической формы (б)

В металлический короб 1 помещен нагревательный элемент 2 мощностью 450 Вт, работающий от стандартной сети 220 В, над которым находится пластина с ободом 3 из алюминиевого сплава для обеспечения хорошей теплопроводности. Нагрев и поддержание постоянной средней температуры на пластине осуществлялись за счет цикла

«нагрев–охлаждение». Для этого использовался микроконтроллерный блок терморегулирования, который обеспечивал регулирование нагрева образца (стабилизацию температуры на нижней поверхности образца) и измерение температуры образца в трех точках. Управление блоком терморегулирования и измерения температур осуществлялось с

помощью ЭВМ. Посредством ЭВМ на блок терморегулирования, связанный с нагревательным элементом и установленным на пластине температурным датчиком, передавалось значение температуры, которое необходимо поддерживать постоянным. Далее происходил нагрев пластины до заданной температуры. Затем обеспечивался отвод тепла от нагревателя с помощью вмонтированного в короб 1 вентилятора, и цикл повторялся. Испытуемый образец 4 устанавливался непосредственно на пластину над нагревательным элементом. Для исключения отвода тепла по боковым граням образцов устанавливались коробки 5 из теплоизолирующего материала. Для контроля температуры на нагреваемой пластине и по высоте образца использовались датчики 6 температуры BS 1820. Температура нагревательной пластины задавалась таким образом, чтобы был обеспечен такой градиент температуры по высоте образца, какой проявляется на реальной автомобильной дороге [9]. Контроль температуры на пластине и внутри образца на разной его глубине осуществлялся датчиками температуры, а температура верхней поверхности контролируемого образца – тепловизором. Непрерывное изменение температуры в контрольных точках регистрировалось в виде графической временной зависимости на ЭВМ, а температурный контроль поверхности образцов тепловизором осуществлялся каждые 10 мин.

Лабораторные измерения на экспериментальной установке по выявлению поверхностных дефектов асфальтобетонных образцов проводились в следующей последовательности:

1) асфальтобетонный образец комнатной температуры помещают на пластину установки над нагревательным элементом, на образец надевают короб из теплоизолирующего материала, внутри образца устанавливают датчики температуры (при необходимости);

2) тепловизор закрепляют на шта-

тиве на высоте 45...50 см над поверхностью образца (см. рис. 2, б);

3) на ЭВМ задают температуру для поддержания на нагревательном элементе в пределах от 25 до 40 °С (не выше 40 °С во избежание превышения предела текучести битума, входящего в состав асфальтобетона);

4) включают нагревательный элемент, дожидаются стабилизации температурного поля образца в течение 20...40 мин для образца высотой до 50 мм и в течение 50...60 мин для образца высотой от 50 мм;

5) выполняют съемку поверхности образца с дефектами тепловизором;

6) обрабатывают полученные изображения на ЭВМ с применением программного обеспечения Guide IrAnalyser или другого.

Для проверки соответствия полученных экспериментальных данных было проведено исследование, результаты которого сопоставлялись с результатами измерений температуры по глубине асфальтобетонного слоя покрытия на существующей автомобильной дороге. На рис. 3 представлены результаты измерений датчиками температуры в ходе эксперимента при определении температурного градиента по высоте цилиндрического образца при его нагреве. Высота образца – 80 мм. Датчик 1 был установлен на расстоянии 20 мм от низа образца, датчик 2 – посередине образца на расстоянии 40 мм от низа, датчик 3 – на высоте 60 мм от нижнего края образца. На нагревателе посредством блока терморегулирования была установлена температура 27 °С, в течение часа температурное поле образца стабилизировалось. По прошествии 60 мин устанавливался требуемый температурный градиент, моделирующий ситуацию утренних часов летнего периода года, когда асфальтобетон снизу прогрет больше, чем на поверхности, а разность температур «низ–поверхность» составляет около 8 °С.

Из рис. 3 следует, что температура внутри контролируемого образца моно-

тонно увеличивается со временем нагрева. При этом градиент температур по высоте образца почти не зависит от времени нагрева.

Результаты лабораторных измерений по истечении 60 мин и результаты измерений с существующей автомобильной дороги представлены в табл. 2.



Рис. 3. Показания термодатчиков при нагреве цилиндрического образца высотой 80 мм: 1 – термостат; 2 – датчик 1; 3 – датчик 2; 4 – датчик 3

Табл. 2. Результаты исследования температурного поля асфальтобетонного образца

Высота образца (снизу вверх), мм	Температура, °C	
	По результатам измерений на дороге [9]	По результатам лабораторных измерений
20	20,44	20,13
40	16,84	16,37
60	15,61	15,37
80	13,78	13,51

Таким образом, полученное в лабораторных условиях с помощью разработанной установки распределение температуры внутри асфальтобетонных образцов соответствует физическим процессам распространения тепловых потоков, происходящим в реальном асфальтобетонном дорожном покрытии, что свидетельствует о высокой степени адекватности физической модели реальному дорожному покрытию.

Результаты экспериментальных исследований по выявлению тепловизо-

ром дефектов асфальтобетонных образцов, а также исследований на существующей автомобильной дороге представлены далее.

Результаты регистрации термограмм приведены на рис. 4, а для образца в форме прямоугольного параллелепипеда высотой 40 мм и на рис. 5, а для цилиндрического образца высотой 80 мм. Для примера на рис. 4, б и 5, б приведены фотографии контролируемых поверхностей тех же образцов соответственно. В первом случае темпера-

тура поверхности образца составила в среднем 22,2 °С, а температура поверхностной трещины в образце шириной 0,7 мм – 22,8 °С. Во втором случае (цилиндрический образец с пропилами) средняя температура поверхности образца составила 19,0 °С, а в области пропилов шириной 4 мм и глубиной 10 мм – 19,9 °С.

Сравнение анализа цветных термограмм и анализа фотографических изображений показало, что контраст изображения термограмм в дефектной и бездефектной областях для обоих образцов значительно выше, чем контраст

фотографического изображения (однако при черно-белой печати термограмм это различие выглядит не столь существенным).

По термограммам можно сделать вывод об удовлетворительном выявлении трещин шириной раскрытия от 0,7 мм.

Для примера на рис. 6 приведено изображение одной из полос поверхности дороги М-6 Минск–Гродно, полученное в ходе проведения сканирования поверхности дороги системой LineScan (зафиксировано фотокамерой).

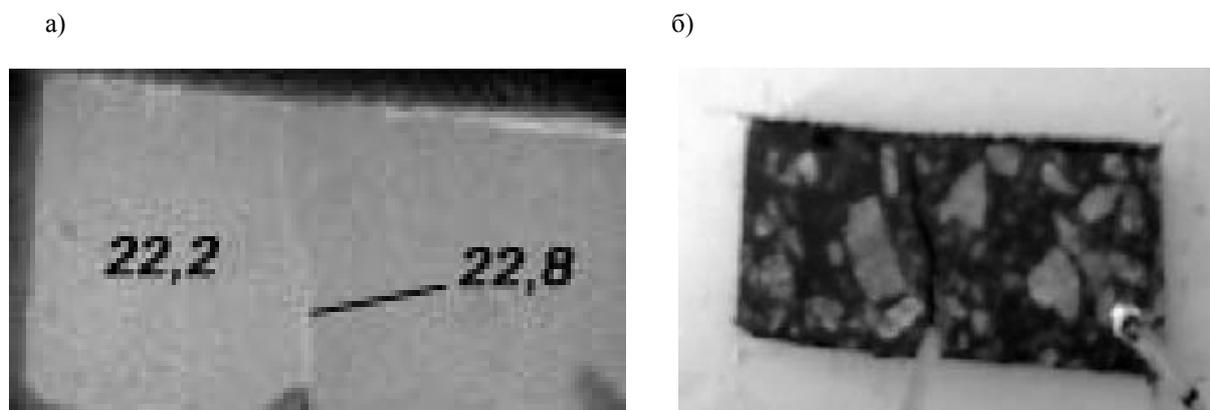


Рис. 4. Термограмма (а) и фотография (б) образца с трещиной шириной раскрытия 0,7 мм

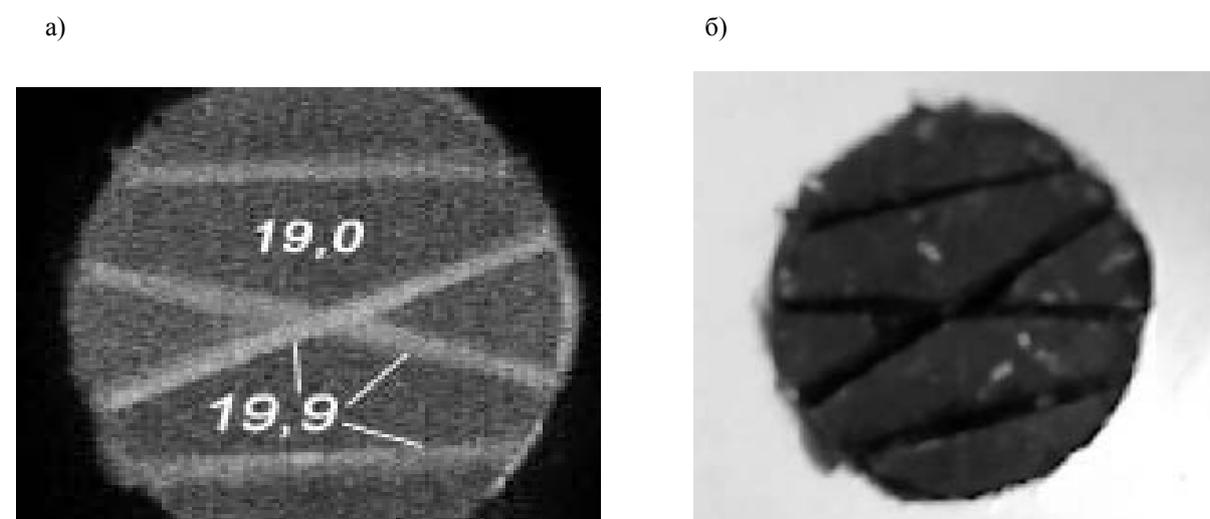


Рис. 5. Термограмма (а) и фотография (б) цилиндрического образца с поверхностной трещиной шириной 4 мм

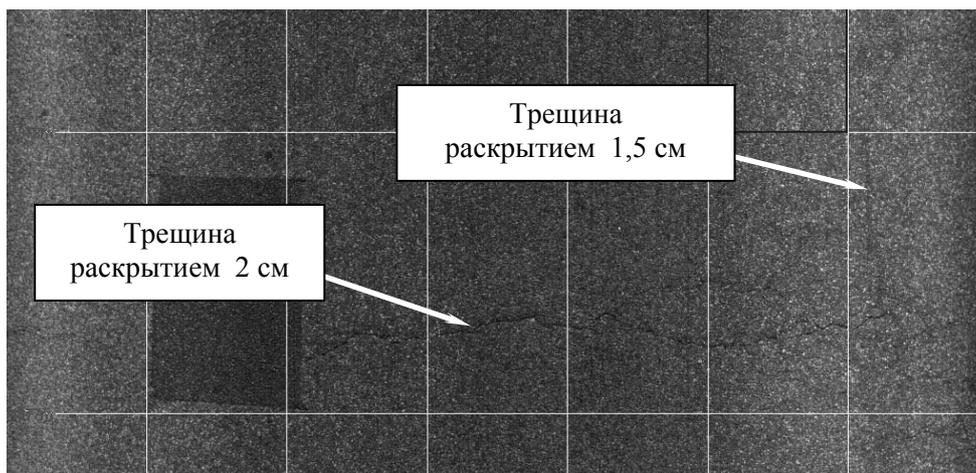


Рис. 6. Полученное с автомобильной дороги М-6 Минск–Гродно фото дорожного покрытия с трещинами шириной раскрытия 1,5...2 см

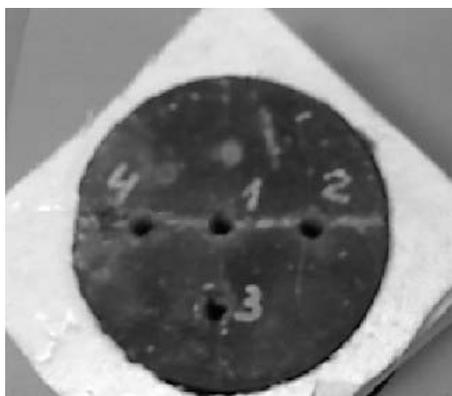
Оказывается, что программное обеспечение по обработке полученных фотографий при фотографическом сканировании в автоматическом режиме не позволяет выявлять трещины шириной раскрытия до 3...5 мм.

Сравнивая результаты проведенного авторами эксперимента по регистрации трещин с помощью тепловизора с результатами диагностики системой визуального сканирования, можно отметить преимущество метода термографии перед съемкой оптическими фото- и видеокамерами, т. к. тепловизионный метод позволяет четко выявлять трещины

раскрытием до 1 мм, потому что дефекты выявляются с более высоким контрастом. А это, в свою очередь, показывает перспективность применения тепловизионного метода контроля для определения качества асфальтобетонного покрытия автодорог.

В работе также были проведены исследования возможности определения скрытых дефектов типа воздушных пор методом тепловой дефектотрии. Для этого использовался цилиндрический асфальтобетонный образец высотой 100 мм, фото поверхности которого приведено на рис. 7.

а)



б)

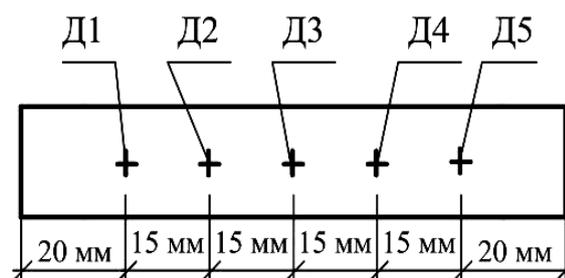


Рис. 7. Фотография поверхности образца (а) и схема линейки (б) к определению скрытых дефектов

В образце были высверлены цилиндрические отверстия диаметром 7 мм глубиной 95...98 мм (рис. 7, отверстия 1...4). Нагрев образца производился с торцевой поверхности, где располагались просверленные отверстия.

Проведенные с помощью тепловизора измерения распределения температуры по торцевой поверхности образца, на которую не выходят просверленные отверстия, показали, что температура как в тех областях, где просверлены отверстия, так и там, где их нет, одна и та же. Для более точного измерения температур на этой поверхности образца использовалась линейка с пятью температурными датчиками (см. рис. 7, б), которые непосредственно устанавливались на контролируемой поверхности.

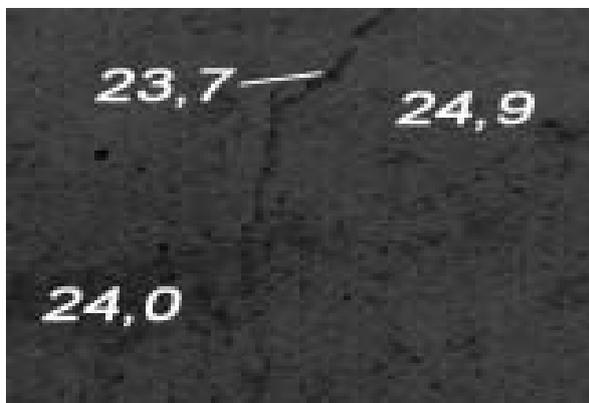
Результаты измерений температуры линейкой показали, что в области центрального отверстия глубиной 95 мм, расположенного на оси образца, температура выше по сравнению с температурой поверхности без дефекта на $0,23\text{ }^{\circ}\text{C}$, что объяснило результат измерения температуры тепловизором, который имеет погрешности измерения температуры $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом, использование тепловизора повышенной точности измерений температуры позволит выявлять дефекты в виде воздушных

пор внутри слоя из асфальтобетона.

В работе также были проведены тепловизионные измерения дефектных участков на существующей автомобильной дороге. Был выбран экспериментальный участок в городе Могилеве по улице Турова с имеющимися на асфальтобетонном покрытии выбоинами и трещинами различной ширины раскрытия. Исследования проводились в июле в сухую погоду при температуре воздуха $20,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ в период времени с 20 до 22 ч. Термограмма и фотография заполненной песком трещины раскрытием 15 мм представлены на рис. 8.

Обработка термограмм с помощью программного обеспечения Guide IRAnalyser показала разницу в температуре между дном трещины и поверхностью асфальтобетонного покрытия от 1 до $1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом температура в области раскрытия трещины меньше, чем температура бездефектной области. Противоположный знак градиента температуры наблюдался для трещины раскрытием 8 мм, не заполненной песком, термограмма и фотография которой приведена на рис. 9. Такое различие знака градиента температуры связано с различием в значениях коэффициента теплового излучения сухого песка и асфальтобетона.

а)

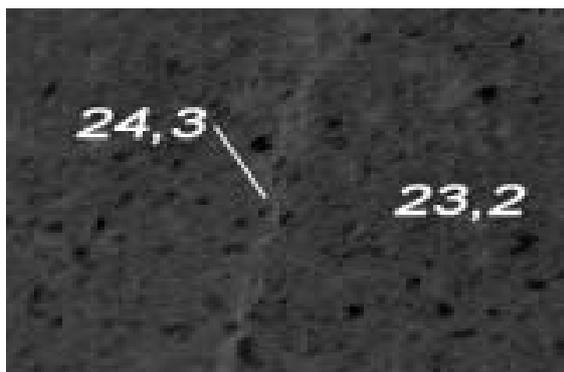


б)



Рис. 8. Термограмма (а) и фотография (б) заполненной песком трещины шириной раскрытия 15 мм

а)



б)



Рис. 9. Термограмма (а) и фотография (б) трещины шириной раскрытия 8 мм

Рекомендации для улучшения выявления поверхностных дефектов асфальтобетонных дорожных покрытий

Полученные результаты экспериментальных исследований позволяют обозначить некоторые рекомендации для улучшения выявления поверхностных повреждений дорожных асфальтобетонных покрытий методом тепловизионной дефектometрии.

1. Требования к оборудованию.

Для обнаружения поверхностных дефектов дорожных асфальтобетонных покрытий достаточно использовать применяемый авторами тепловизор с неохлаждаемой болометрической матрицей 160×120 пикселей, работающий в диапазоне 8...14 мкм с точностью ±2 °С. Тепловизионные камеры с охлаждаемой матрицей с более высокой температурной чувствительностью позволили бы определять также скрытые повреждения покрытия, а тепловизоры с более высоким углом обзора – одновременно получать изображение двух–трех полос движения на автомобильной дороге вместо одной полосы.

2. Требования ко времени года и времени суток.

Исследования показали, что летом в дневное время асфальтобетонные дорожные покрытия не излучают энергии достаточно для обнаружения дефектов с

высоким контрастом. Исследования авторами температуры покрытия, температуры внутри асфальтобетонных слоев, а также экспериментальные исследования на участке дороги показали, что наиболее благоприятным для выявления поверхностных дефектов, в том числе трещин раскрытием до 1 мм, являются вечерние часы после 20 ч. В это время покрытие наиболее нагрето солнцем, и излучаемая тепловая энергия при охлаждении поверхности покрытия с заходом солнца лучше всего фиксируется тепловизором. На рис. 10 представлен проведенный анализ температуры слоя асфальтобетонного покрытия, характерной для апреля, позволивший определить оптимальное время контроля.

3. Требования к состоянию дорожного асфальтобетонного покрытия и к характеру выявляемых дефектов.

Покрытие при испытаниях должно быть полностью сухим, т. к. в дождь наличие воды на поверхности может привести к выравниванию температуры и некорректному отображению повреждений на термограмме: при компьютерной обработке изображений области со скопившейся дождевой водой можно принять за выбоины и другие повреждения. Наполненность поверхностных трещин песком под действием движущегося по трассе транспорта не имеет значения для их выявления.

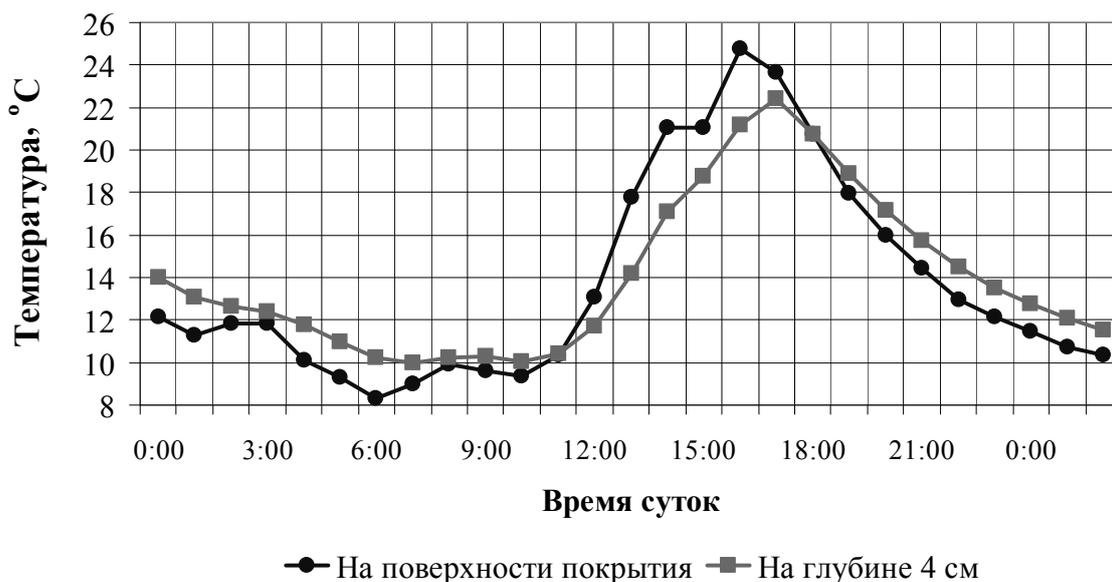


Рис. 10. График изменения температуры покрытия в зависимости от времени суток для определения оптимального времени проведения тепловизионных исследований

Выводы

1. Теоретически и экспериментально установлено, что для обнаружения поверхностных повреждений дорожных асфальтобетонных покрытий на ранней стадии их возникновения, главным образом трещин шириной раскрытия от 0,7 мм, целесообразно применять метод тепловизионного контроля, а ис-

пользование высокоточных тепловизоров позволит выявлять также скрытые повреждения.

2. Разработаны некоторые рекомендации для улучшения выявления дефектов асфальтобетонных дорожных покрытий (требования к используемому оборудованию, времени проведения диагностики, состоянию покрытия).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Леонович, И. И.** Диагностика и управление качеством автомобильных дорог : учеб. пособие / И. И. Леонович, С. В. Богданович, И. В. Нестерович. – Минск : Новое знание, 2011. – 350 с.
2. **Мельникова, И. С.** Диагностика повреждений дорожных покрытий / И. С. Мельникова // Архитектура, градостроительство, историко-культурная и экологическая среда городов центральной России, Украины и Беларуси : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Брянск, 12–13 марта 2014 г. – Брянск : Брянская гос. инж.-технол. акад., 2014. – С. 270–273.
3. **Мельникова, И. С.** Учет наличия трещин и определение трещиностойкости дорожных покрытий при диагностике автомобильных дорог / И. С. Мельникова // Труды БГТУ. – 2013. – № 2. – С. 102–105.
4. **Ермолов, И. Н.** Методы и средства неразрушающего контроля / И. Н. Ермолов, Ю. Я. Останин. – М. : Высш. шк., 1988. – 368 с.
5. **Monem, T. A.** Asphalt crack detection using thermography / T. A. Monem, A. A. Oloufa, H. Mahgoub // Inframation. – 2005. – Vol. 6. – P. 139–150.
6. **Дроздов, В. А.** Термография в строительстве / В. А. Дроздов, В. И. Сухарев. – М. : Стройиздат, 1987. – 237 с.
7. **Госсорг, Ж.** Инфракрасная термография. Основы. Техника. Применение : пер. с фр. / Ж. Госсорг ; под ред. Л. Н. Курбатова. – М. : Мир, 1988. – 420 с.

8. **Ллойд, Дж.** Системы тепловидения : пер. с англ. / Дж. Ллойд ; под ред. А. И. Горячева. – М. : Мир, 1978. – 416 с.

9. **Leonovich, I.** Estimation of the cracking probability in road structures by modeling of external influences / I. Leonovich, I. Melnikova // The Baltic Journal of Road and Bridge Engineering. – 2013. – Vol. 8. – P. 240–249.

Статья сдана в редакцию 22 сентября 2014 года

Ирина Сергеевна Мельникова, старший преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: rin_m@mail.ru.

Василий Иванович Борисов, д-р физ.-мат. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-299-73-56-21.

Irina Sergeevna Melnikova, lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: rin_m@mail.ru.

Vasily Ivanovich Borisov, DSc (Physics), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-299-73-56-21.

УДК 621.844:681.784

Т. А. Шиша, И. Г. Чиж

МЕТОД КОНТРОЛЯ ВОЛНОВЫХ АБЕРРАЦИЙ ИМПЛАНТИРУЕМЫХ ИНТРАОКУЛЯРНЫХ ЛИНЗ

UDC 621.844:681.784

T. A. Shisha, I. H. Chyzh

METHOD OF CONTROL OF WAVE ABERRATIONS OF IMPLANTED INTRAOCULAR LENSES

Аннотация

Предложен метод контроля волновых aberrаций интраокулярных линз (ИОЛ) в условиях, идентичных внутриглазным. Метод основан на применении физической aberрометрии физической модели оптической системы глаза с помещенной в нее ИОЛ. Величины амплитуд aberrационных мод ИОЛ определяются как статистически значимая разность измеренных амплитуд aberrационных мод модели с ИОЛ и модели без ИОЛ соответственно. Интегральной aberrационной характеристикой ИОЛ предложено использовать RMS – среднеквадратическое по зрачку значение собственной волновой aberrации ИОЛ. Исследованы RMS ИОЛ семи фирм. Установлено влияние децентрации ИОЛ относительно роговицы на изменение величин RMS.

Ключевые слова:

физическая модель глаза, aberrации ИОЛ, aberрометрия ИОЛ, RMS ИОЛ, децентрировка и наклоны ИОЛ.

Abstract

Wave aberrations of seven models of various intraocular lenses (IOL) which are located inside a physical model of the human eye are studied and compared. Statistically significant amplitudes of aberration modes of various IOLs are determined with the help of a ray tracing aberrometer on the basis of difference in amplitudes of aberration modes of the human eye model with IOL and the human eye model without IOL. RMS values of IOL wave aberration are found on the basis of amplitudes of these modes. The increment in RMS values, caused by IOL decentring or IOL inclination within the eye, is revealed. Acceptable values of IOL decentring and inclination are found.

Key words:

physical model of the human eye, IOL aberrations IOL aberrometry, IOL RMS, IOL decentring and inclination.

Введение

Имплантация интраокулярных линз (ИОЛ) в глаз человека является эффективным методом лечения катаракты. В настоящее время в арсенале врача офтальмолога находится большое количество однотипных моделей ИОЛ, изготавливаемых разными фирмами, что ставит врача перед необходимостью

выбора лучшей модели.

Правильный выбор модели ИОЛ на основе прилагаемых от производителей описаний с данными об индивидуальных оптических свойствах ИОЛ не всегда возможен. Эти описания не содержат достаточного количества информации об aberrационных свойствах конкретных моделей ИОЛ, о величинах реальных технологических ошибок их

изготовления и о возможных последствиях от неточной установки ИОЛ в глаз человека. Осуществляемая многими фирмами асферизация оптических поверхностей ИОЛ, целью которой является уменьшение сферической аберрации оптической системы глаза, вызывает вопрос о возможном индуцировании такими ИОЛ других абберрационных мод высших порядков. Открытыми также остаются вопросы о влиянии на качество ретинального изображения децентрации моделей ИОЛ относительно роговицы и о допустимых величинах этих децентраций.

Исследования абберрационных свойств многих моделей ИОЛ отражены в [1–6]. Авторы этих работ разными методами исследовали влияние абберраций ИОЛ на качество ретинального изображения. В [1–3] применялся метод расчета хода лучей через математическую модель глаза с помощью компьютерных программ ZEMAX, OSLO и др. В [4–6] исследования проводились с применением физических моделей оптической системы глаза, внутри которых размещалась исследуемая модель ИОЛ. Качество ретинального изображения в оптической системе глаза с ИОЛ оценивалось преимущественно при помощи модуляционной передаточной функции (МПФ) или предела пространственного разрешения [4]. Использовался также метод анализа ретинального изображения тест-объектов в виде радиальных мир и знаков Снеллена [5], светящихся точек [6], а также метод оптического Фурье-анализа распределения светового поля вблизи зрачка модели глаза [7]. Для исследования абберраций ИОЛ были разработаны специальные физические модели глаза [8–13], а также специальное оборудование [14, 15] для проведения тестирования ИОЛ по стандарту ISO 11979 [16].

Известные из приведенных публикаций численные методы исследования абберраций ИОЛ при помощи компью-

терного моделирования оптической системы глаза могут дать точные результаты. Но они идеализируют саму ИОЛ, не позволяя при этом установить влияние на качество ретинального изображения реальных технологических погрешностей изготовления ИОЛ, а именно: оптических неоднородностей материалов, из которых они изготавливаются, возможных отступлений от номинальных значений геометрических и оптических параметров, искажений формы оптических поверхностей.

Применение для описания качества ретинального изображения данных о модуляционной передаточной функции ИОЛ не редко ставит в затруднение врачей-офтальмологов, которые не всегда адекватно могут оценить степень влияния на остроту зрения тех или иных отличий в форме графиков этих функций у разных моделей ИОЛ, вызванных их абберрациями. То же касается и других абберрационных характеристик ИОЛ, например, функции рассеяния точки – ФРТ.

Предел пространственного разрешения как параметр также не всегда отображает возможные абберрационные изменения в оптической системе глаза, вызванные действием ИОЛ. Так, две линзы с разными абберрационными свойствами, но одинаковыми апертурой и оптической силой могут иметь одинаковый предел разрешения.

По мнению авторов, более удобной для офтальмологов является оценка абберрационных свойств ИОЛ с помощью среднеквадратического значения RMS их волновой абберрации, но в определенной зоне зрачка. Использование значений RMS дает явные удобства для сравнительной оценки волновых абберраций разных моделей ИОЛ и существенно упрощает формирование критерия допустимых значений погрешности установки ИОЛ внутри глаза.

Метод исследований

Значения RMS волновой aberrации исследуемых моделей ИОЛ предлагается восстанавливать из результатов их физической aberрометрии. Волновые aberrации современных высокотехнологичных ИОЛ являются очень малыми линейными величинами, соизмеримыми с долями длины световых волн. Выявить и сравнить aberrации таких ИОЛ внутри глаза можно при помощи высокоточных aberрометров, но для этого нужно учесть несколько обязательных условий. К ним относятся:

- обеспечение абсолютной неподвижности глаза с имплантированной ИОЛ относительно aberрометра в процессе одного сеанса aberрометрии;
- обеспечение отсутствия изменений положения глаза с имплантированной ИОЛ относительно aberрометра при повторных сеансах aberрометрии, проводимых для статистической оценки точности результатов измерений;
- необходимость точного контроля смещения ИОЛ внутри глаза (де-

центраций и наклонов ИОЛ);

- создание одинаковых условий функционирования исследуемым моделям ИОЛ;

– обеспечение одинакового положения исследуемых моделей ИОЛ внутри одного и того же глаза.

Нет необходимости доказывать, что выполнение всех перечисленных требований невозможно обеспечить в глазу одного и того же пациента *in vivo*. Поэтому следует использовать физическую модель глаза, которая должна адекватно имитировать его оптическую систему.

Аберрационные свойства ИОЛ зависят от поперечных размеров пучка лучей на поверхностях ИОЛ, угла сходимости падающего на ИОЛ пучка лучей, показателей преломления сред до и после ИОЛ. Авторами было разработано (рис. 1) и изготовлено устройство – модель глаза (рис. 2), которое способно обеспечить выполнение всех вышеуказанных требований.

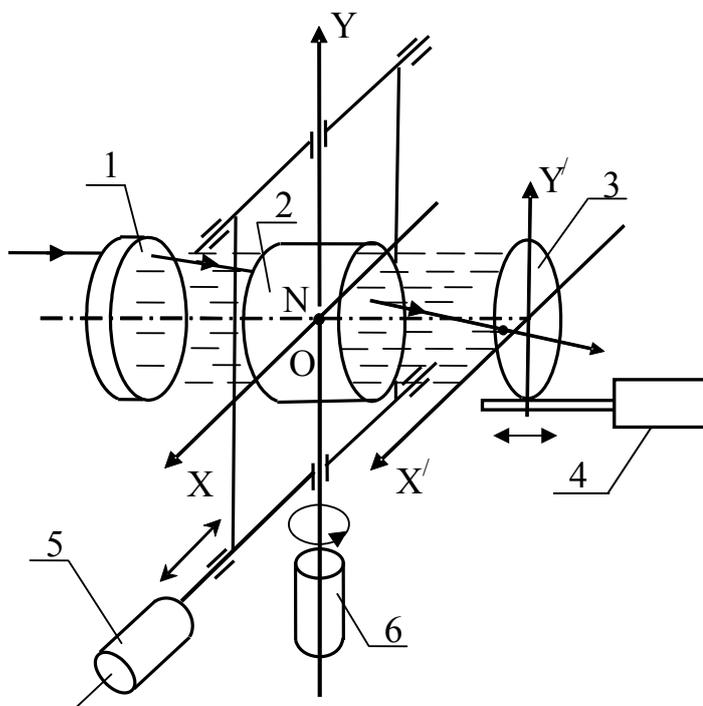


Рис. 1. Функциональная схема модели глаза: 1 – линза, имитирующая роговицу; 2 – оправка для установки ИОЛ; 3 – имитатор сетчатки; 4 – привод перемещения имитатора сетчатки вдоль оптической оси; 5 – привод перемещения (децентрации) ИОЛ вдоль оси OX; 6 – привод для децентрации ИОЛ поворотом вокруг оси OY; N – передняя узловая точка ИОЛ

Модель глаза состоит из линзы 1, имитирующей роговицу, оправы 2 для установки ИОЛ, имитатора сетчатки 3, а также механизмов для перемещений оптических элементов системы. Роговицей 1 в модели служит линза-мениск со сферическими поверхностями, изготовленная из стекла К8. Радиусы ее сферических поверхностей и толщина по оси соответствуют среднестатистическим размерам формы роговицы.

В модели глаза используются механизмы и шкалы для прецизионной установки ИОЛ относительно роговицы. Точные перемещения ИОЛ перпендикулярно оптической оси осуществляет механизм 5, а точные повороты ИОЛ вокруг оси ОУ – механизм 6. Дефокусировка изображения относительно имитатора

сетчатки устраняется его перемещением вдоль оптической оси при помощи механизма 4. Внутриглазные среды в модели имитирует дистиллированная вода или водный раствор NaCl с концентрацией, которая обеспечивает идентичные этим средам показатели коэффициентов преломления передней и задней камеры глаза. Имитатором сетчатки 3 служит диффузно рассеивающая полиэтиленовая пленка, способная к тому же деполаризовать отраженный от нее свет лазерного излучателя абберрометра.

Абберрометрия модели глаза выполнялась при помощи абберрометра TRACEY-VFA (рис. 3), который позволяет восстанавливать волновую aberrацию методом рейтресинга [17].



Рис. 2. Модель глаза



Рис. 3. Абберрометр TRACEY-VFA aberrometer

Контроль центрирования ИОЛ в модели глаза осуществлялся по положению относительно оптической оси прибора (центра поля зрения телевизионного канала) изображений системы центрировочных излучающих светодиодов абберрометра. При этом использовались их изображения, сформированные от рефлексов на оптических по-

верхностях линзы-роговицы и ИОЛ.

Данные об aberrациях ИОЛ были получены из сравнения результатов абберрометрии модели без ИОЛ и модели с ИОЛ. Абберрометрия модели без ИОЛ дает представление об амплитудах aberrационных мод линзы-роговицы, а абберрометрия модели с ИОЛ показывает амплитуды тех же мод, но измененные

под действием ИОЛ, помещенной в модель глаза.

Предлагаемый метод основан на том, что волновая aberrация модели с ИОЛ есть сумма волновой aberrации линзы-роговицы и волновой aberrации ИОЛ в тех условиях ее функционирования, в которых она находится, будучи имплантированной в глаз. Это позволяет по данным о величинах амплитуд мод модели без ИОЛ и данным о величинах тех же мод модели с ИОЛ находить величины амплитуд мод, генерированные самой ИОЛ. Для этого из средних (по нескольким сеансам aberрометрии) значений амплитуд мод модели с центрированной ИОЛ следует вычитать соответствующие средние (также по нескольким сеансам aberрометрии) значения амплитуд мод модели без ИОЛ.

Изменения, вносимые ИОЛ в амплитуду каждой моды модели, проверялись на статистическую значимость. Для этого использовался *t*-тест по критерию Стьюдента. Нулевая гипотеза состояла в том, что помещенная в модель глаза ИОЛ не изменяет амплитуду кон-

кретной aberrационной моды модели глаза без ИОЛ. При уровне значимости $\alpha \leq 0,05$ нулевая гипотеза отвергалась. Статистически значимые различия принимались равными амплитудам aberrационных мод исследуемых ИОЛ. RMS волновой aberrации каждой ИОЛ вычислялись по формуле

$$\text{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=N} C_i^2},$$

где C_i – нормированное значение амплитуды aberrационной моды с номером i исследуемой модели ИОЛ; N – количество мод, имеющих статистически значимые значения амплитуд.

Таким методом были исследованы модели ИОЛ нескольких производителей. Оптическая сила всех исследуемых моделей ИОЛ была одинаковой и составляла 20 дптр. Также одинаковым для всех моделей ИОЛ был диаметр зоны aberрометрии, который в плоскости линзы-роговицы составлял 4 мм. В табл. 1 приведены результаты определения RMS исследованных моделей.

Табл. 1. Результаты определения RMS исследованных моделей

Компания	Номер модели	Модель ИОЛ	Lower RMS, мкм	Higher RMS, мкм	Total RMS, мкм
Abbott Medical Optics, США	1	ZCB00	0,116	0,139	0,181
Bausch & Lomb, США	2	ADAPT-AO	0,167	0,048	0,173
Alcon Laboratories, США	3	SN60AT	0,137	0,053	0,147
Alcon Laboratories, США	4	SN60WF	0,240	0,077	0,252
1stQ GmbH, Германия	5	B1ADY0	0,389	0,104	0,403
НПП Репер-НН, Россия	6	МИОЛ-2	0,133	0,159	0,208
US Optics, Украина	7	SL-907	0,044	0,044	0,062

Аналогично исследовались изменения величин aberrационных мод ИОЛ, обусловленные их децентрацией относительно оптической оси линзы-роговицы или наклоном ИОЛ к этой оптической оси. Изменения величин амплитуд определялись по разнице сред-

них значений соответствующих амплитуд aberrационных мод модели глаза с децентрацией или наклоном ИОЛ и модели глаза с этой же, но центрированной ИОЛ. Интегральной оценкой прироста aberrаций модели глаза, обусловленного децентрацией или наклоном

ИОЛ, служило значение RMS, вычисленное по приращениям амплитуд абберационных мод волновой aberrации модели глаза. При расчетах условно считалось, что в оптической системе модели глаза с центрированной ИОЛ

волновая aberrация отсутствует.

Зависимости полученных таким способом приращений RMS от величины децентрации Δ или угла поворота φ представлены графиками на рис. 4.

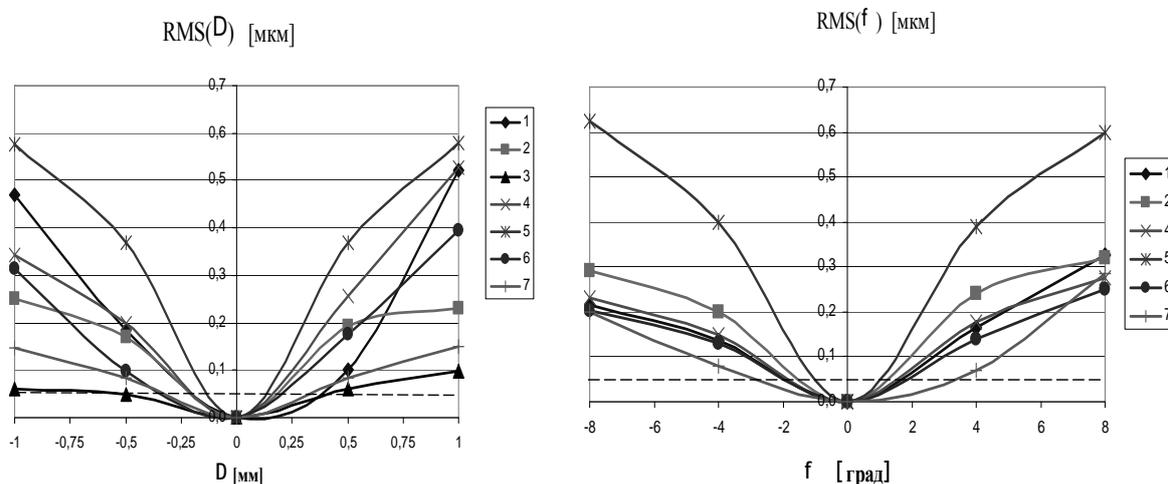


Рис. 4. Графики прироста RMS от децентрации и наклонов ИОЛ (номера графиков указывают на их принадлежность моделям, номер которых приведен в табл. 1)

Обсуждение результатов и выводы

Результаты исследования RMS волновых aberrаций имплантированных моделей ИОЛ свидетельствуют о наличии существенных различий в их величинах. Наименьшее значение RMS имеет модель № 7, наибольшее – модель № 5. Характерно то, что отдельные модели ИОЛ с асферическими поверхностями показывают меньшие значения сферической aberrации, что подтверждает их назначение. Но при этом у них наблюдаются по сравнению с другими моделями повышенные значения aberrаций высших порядков. Abберационные моды второго порядка почти у всех моделей ИОЛ являются преобладающими.

Графики прироста aberrаций, причиной которого является децентрация или наклоны ИОЛ внутри модели глаза, тоже демонстрируют существенные различия у отдельных моделей ИОЛ.

Приведенные на рис. 4 графики

позволяют находить допустимые величины децентрации и наклонов ИОЛ. В [10] показано, что пространственное разрешение двух точечных источников света оптической системой глаза фактически не ухудшается, если возрастание волновой aberrации не сопровождается ростом величины RMS более чем на $0,1\lambda$, где λ – длина световой волны. При $\lambda = 0,55$ мкм условие $RMS \leq 0,055$ мкм обеспечивает отсутствие заметных зрительному органу изменений остроты зрения. На представленных графиках пунктирная горизонтальная линия, проведенная на высоте 0,055 мкм, в местах ее пересечения с графиками указывает допустимые пределы децентрации и наклонов конкретных моделей имплантированных ИОЛ. В отдельных моделях ИОЛ допустимая децентрация находится в пределах от $\pm 0,1$ до $\pm 0,3$ мм, а допустимые наклоны – от $\pm 1,5$ до $\pm 3,5^\circ$.

Главным выводом следует считать

то, что имплантируемые модели ИОЛ должны проходить независимый от их производителей дополнительный входной контроль, который позволит выявлять реальные абберационные характеристики этих линз. Учет абберационных

характеристик ИОЛ позволит более обоснованно применять их в клинической практике, что повысит эффективность лечения катаракты и возвращение пациенту нормальной или максимальной возможной остроты зрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Optical performance of 3 intraocular lens designs in the presence of decentration / G. E. Altmann [et al.] // *Journal of Cataract and Refractive Surgery*. – 2005. – Vol. 31. – P. 574–585.
2. **Norrby, S.** Model eyes for evaluation of intraocular lenses / S. Norrby, P. Piers, C. Campbell ; van der M. Mooren // *Applied Optics*. – 2007. – Vol. 46. – P. 6595–6605.
3. **Edwin, E. J.** The Effect of Decentration on Higher-Order Aberrations Precisely placing aspheric IOLs is important for improving patients' visual quality / E. J. Edwin, L. Wang, D. D. Koch // *Cataract & Refractive Surgery Today*. – 2006. – Vol. 11. – P. 82–87.
4. **Barbero, S.** Optical aberrations of intraocular lenses measured in vivo and in vitro / S. Barbero, S. Marcos, I. Jimenez-Alfaro // *Journal of the Optical Society of America A*. – 2003. – Vol. 20. – P. 1841–1851.
5. Retinal images in optomechanical eye model with monofocal intraocular lens / J. A. Agnieszka [et al.] // *Optica Applicata*. – 2011. – Vol. 41. – P. 593–605.
6. **Mitchel, L.** Star testing: a novel evaluation of intraocular lens optical quality / L. Mitchel, A. C. B. Molteno, T. H. Bevin // *Br. J. Ophthalmol.* – 2006. – Vol. 90. – P. 586–592.
7. Analysis of the Optical Quality of Intraocular Lenses / D. Tognetto [et al.] // *Investigative Ophthalmology & Visual Science*. – 2004. – Vol. 45. – P. 2682–2690.
8. Visual simulation of retinal images through a decentered monofocal and a refractive multifocal intraocular lens / K. Negishi [et al.] // *Japanese Journal of Ophthalmology*. – 2005. – Vol. 49. – P. 281–286.
9. Far and near visual acuity with multifocal intraocular lenses in an optomechanical eye model with imaging capability / P. G. Gobb [et al.] // *Journal of Cataract and Refractive Surgery*. – 2007. – Vol. 33. – P. 1082–1094.
10. Physical human model eye and methods of its use to analyse optical performance of soft contact lenses / R. Bakaraju [et al.] // *Optics Express*. – 2010. – Vol. 18. – P. 16868–16882.
11. Model eyes for evaluation of intraocular lenses / S. Norrby [et al.] // *Applied Optics*. – 2007. – Vol. 46. – P. 6595–6605.
12. Mechanical eye model for the comparison of optical imaging quality and physiology of human vision / A. Drauschke [et al.] // *Biomed. Tech.* – 2012. – Vol. 57. – P. 289–292.
13. Imaging quality of intraocular lenses / R. Rawer [et al.] // *Journal of Cataract and Refractive Surgery*. – 2005. – Vol. 31. – P. 1618–1631.
14. <http://en.nim.ac.cn/division-project/542>.
15. <http://www.trioptics.com/ophthalmic/index.php>.
16. **IS/ISO 11979-2 (1999).** Ophthalmic Implants – Intraocular Lenses. Part 2 : Optical Properties and Test Methods [MHD 5: Ophthalmic Instruments and Appliances]32.
17. Аберометрія оптичної системи ока / І. Г. Чиж [и др.]. – Київ. : КПІ, 2013. – 292 с.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2014 года

Татьяна Александровна Шиша, аспирант, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». Тел.: +380-675-08-38-59.

Игорь Генрихович Чиж, д-р техн. наук, проф., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». E-mail: chyzh@voliacable.com.

Tatyana Aleksandrovna Shysha, PhD student, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute». Phone: +380-675-08-38-59.

Igor Henrihovich Chyzh, DSc (Engineering), Prof., National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute». E-mail: chyzh@voliacable.com.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012.25:539.319

Е. М. Бабич, В. Е. Бабич, Е. Е. Поляновская

ИССЛЕДОВАНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ АРМАТУРЫ С БЕТОНОМ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

UDC 624.012.25:539.319

Y. M. Babich, V. Y. Babich, Y. Y. Polianovska

RESEARCH OF COHESION OF REINFORCEMENT WITH CONCRETE BY THE METHOD OF MATHEMATICAL EXPERIMENT PLANNING

Аннотация

Приведены математические модели сцепления арматуры с бетоном, полученные путем выполнения планированных экспериментов. Представлен анализ влияния диаметра арматуры, класса бетона, длины анкеровки стержней и количества циклов повторных нагружений на предельные напряжения сцепления арматуры с бетоном.

Ключевые слова:

бетон, арматура, сцепление, планированный эксперимент, математические модели.

Abstract

Mathematical models of cohesion of reinforcement with concrete are presented which were found while performing planned experiments. It has been analyzed how reinforcement diameter, concrete grade, length of rod anchoring and the number of cycles of repeated loadings affect the critical stress of cohesion of reinforcement with concrete.

Key words:

concrete, reinforcement, cohesion, planned experiment, mathematical models.

Введение

Сцепление арматуры с бетоном является основным фактором обеспечения их совместной работы в железобетонных конструкциях, а поэтому его исследованию уделялось и уделяется значительное внимание. Решено много теоретических вопросов и выполнено значительное количество экспериментальных исследований [1], но в связи с повсеместным использованием в железобетонных конструкциях арматуры нового серповидного профиля [2, 3] ис-

следования сцепления ее с бетоном приобретают весьма важное значение.

Арматурные стержни серповидного профиля имеют геометрические параметры (форма, высота и шаг выступов), которые существенно отличаются от параметров винтового профиля [2, 4]. Уровень сцепления стержней с бетоном оценивают индексом Рэма f_R , который характеризует геометрические параметры периодического профиля и зависит от диаметра, высоты и шага выступов. По данным [4], для стержней кольцево-

го и серповидного профиля средние значения индекса Рэма соответственно составляют $f_R = 0,134$ и $f_R = 0,060$. Принято, что необходимый уровень сцепления имеют стержни, индекс сцепления которых $f_R \geq 0,056$. Кроме этого, величина относительной площади смятия для стержней серповидного профиля в 2,4...3,7 раза меньше, чем соответствующие значения для стержней винтового профиля [2]. Это подтверждает необходимость всестороннего изучения особенностей сцепления с бетоном арматуры серповидного профиля.

На сегодняшний день известны результаты исследований сцепления с бетоном арматуры серповидного профиля, в которых устанавливалось влияние различных факторов на значения граничных касательных напряжений [2, 5–10]. Однако в этих исследованиях влияние отдельных параметров на напряжения сцепления определялось при фиксированном значении других, что требовало большого количества экспериментальных образцов. Для уменьшения числа экспериментальных исследований применены методы математического планирования эксперимента [11].

Планирование эксперимента

За основные факторы, которые существенно влияют на напряжения сцепления арматуры с бетоном, приняты прочность бетона, диаметр арматуры, длина заделки стержней в бетон (длина анкеровки) и количество циклов повторного нагружения (вытягивания стержней с бетона). Эти факторы между собой не имеют корреляционной зависимости, поэтому предпочтительно выбирать трехфакторный план эксперимента. В [9] отмечается, что напряжения сцепления нелинейно зависят от диаметра арматуры, поэтому необходимо принимать планы для получения квадратичной зависимости (квадратичной математической модели). Приведенным требованиям отвечает матрица плана Бокса–Бенкина.

Авторами выполнены две серии трехфакторных экспериментов (табл. 1), в которых за факторы влияния приняты: x_1 – диаметр стержней; x_2 – призмочная прочность бетона; x_3 – длина анкерования стержня (длина заделки стержня в бетон); x_4 – количество циклов малоциклового нагружения (вытягивания стержней из бетона).

Табл. 1. Условия планирования эксперимента

Фактор		Уровень варьирования			Интервал варьирования
натурального вида	кодированного вида	-1	0	+1	
<i>Первая серия</i>					
Диаметр стержней d , мм	x_1	12	16	20	4
Призмочная прочность $f_{cm, prism}$, МПа	x_2	21,1	26,1	30,8	4,85
Длина анкеровки l_b	x_3	$5d$	$10d$	$15d$	$5d$
<i>Вторая серия</i>					
Диаметр стержней d , мм	x_1	12	16	20	4
Длина анкеровки l_b	x_3	$5d$	$7,5d$	$10d$	$2,5d$
Количество циклов нагружения n	x_4	1	6	11	5

Первый, третий и четвертый факторы x_1 , x_3 , x_4 имеют высокую сте-

пень управления, что дает возможность выбирать заданный уровень варьирова-

ния. Диаметр стержней на основном уровне планирования (0) принят 16 мм, а на нижнем (-1) и верхнем (+1) – соответственно 12 и 20 мм (интервал варьирования 4 мм). Такие диаметры стержней наиболее распространены при армировании железобетонных конструкций. Длина заделки стержней в бетон в первой серии принята на основном уровне (0) $10d$, а во второй – $7,5d$ (интервал варьирования соответственно $5d$ и $2,5d$). Уменьшение длины анкеровки на основном уровне во второй серии объясняется тем, что в первой серии при длине анкеровки $15d$ были случаи разрыва стержней.

Второй фактор – прочность бетона – тяжело управляемый, поскольку обеспечить одинаковый интервал варьирования на трех уровнях почти невозможно. В первой серии предполагалось использовать бетоны классов С 20/25, С 25/30 и С 30/35, которые представляются в виде призматической прочности. Чтобы достичь одинаковых интервалов варьирования прочности бетона, предварительно выполнялись пробные замесы бетона и испытания бетонных призм в возрасте 28 сут. В результате исследований была получена прочность бетона на основном уровне $f_{cm,prism} = 26,1$ МПа, на нижнем $f_{cm,prism} = 21,1$ МПа (-5), а на верхнем $f_{cm,prism} = 30,8$ МПа (+4,7). В среднем интервал варьирования составил 4,85 МПа, при этом отклонение нижнего и верхнего уровней от необходимого – 0,58 %, что находится в пределах точности выполнения эксперимента и не оказывает влияния на построение математической модели. Во второй серии все образцы изготавливались из бетона, средняя призматическая прочность которого в возрасте 28 сут $f_{cm,prism} = 28,3$ МПа.

Для четвертого фактора количество циклов на основном уровне при малоцикловом нагружении принято $n = 6$, т. к. многочисленные исследования свидетельствуют о стабилизации деформативных характеристик бетона при нагружениях, верхний уровень ко-

торых не превышает 60...70 % от разрушающего, принятого в эксперименте. Интервал четвертого фактора принят пять циклов, в результате чего нижний уровень повторных нагружений составил один цикл, а верхний – 11 циклов.

Экспериментальные образцы и методика их исследования

Основные образцы изготавливали в виде бетонных призм квадратного сечения, сторона которого 15 см, длина соответствовала длине заделки стержня в бетон в соответствии с планом эксперимента (см. табл. 1). Арматурные стержни располагали в призмах таким образом, чтобы их продольные оси совпадали. При этом один конец стержня закреплялся в захватах гидравлического пресса, а смещение свободного конца измерялось относительно торца индикаторами часового типа (рис. 1).

Все параметры образцов приняты в соответствии с матрицей плана эксперимента. В каждой точке плана изготавливали по три образца-близнеца, а на основном уровне – шесть образцов. Кроме этого, изготавливали образцы в виде кубов и призм для определения прочностных характеристик бетона. В каждой серии изготавливали по 42 основных образца. В обозначениях образцов первая цифра указывает на серию, вторая – строку в плане, третья – номер образца-близнеца в строке плана.

Напряжения сцепления по контакту арматуры с бетоном f_b определяли путем вытягивания стержней из бетонных призм с использованием специального реверсного устройства в разрывной гидравлической машине УИМ-50. Вытягивание стержней осуществляли ступенями $\Delta F = 0,5 \dots 1,0$ кН. Во время нагружения измерялись смещения свободного конца стержня относительно торца призм индикаторами часового типа с ценой деления 0,001 мм (см. рис. 1). Подробно методика испытания образцов изложена в [7–10].

За предельное состояние сцепления арматуры с бетоном принимали усилие в арматуре F_u , когда смещение его свободного торца относительно торца призм составляло $\delta_u = 0,10$ мм (рис. 2) или происходило раскалывание призм при $\delta_u < 0,10$ мм (см. рис. 1). В

предельном состоянии определялись максимальные средние по длине предельные напряжения сцепления по контакту арматуры с бетоном для каждого образца по формуле

$$f_{bu} = F_u / (\pi \cdot d \cdot l_b). \quad (1)$$

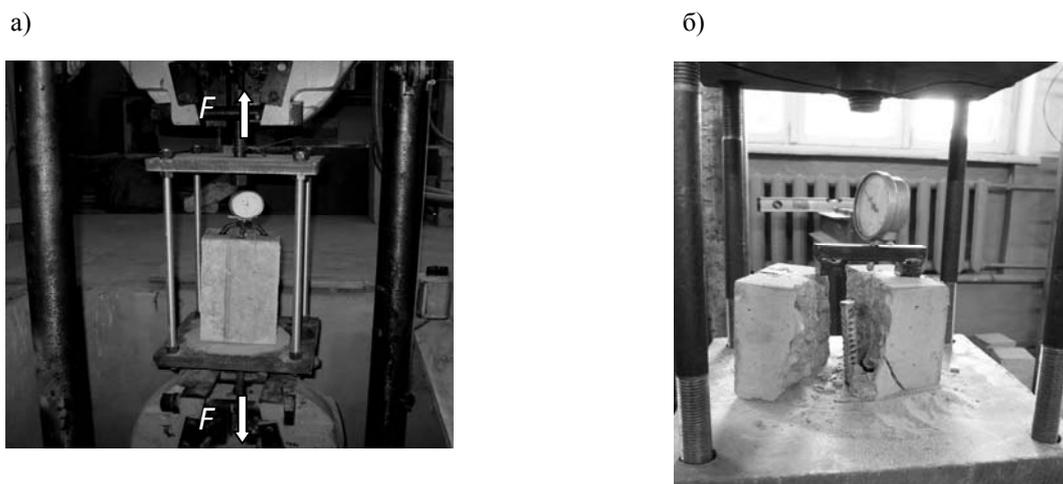


Рис. 1. Общий вид испытания образцов (а) и образец после разрушения (б)

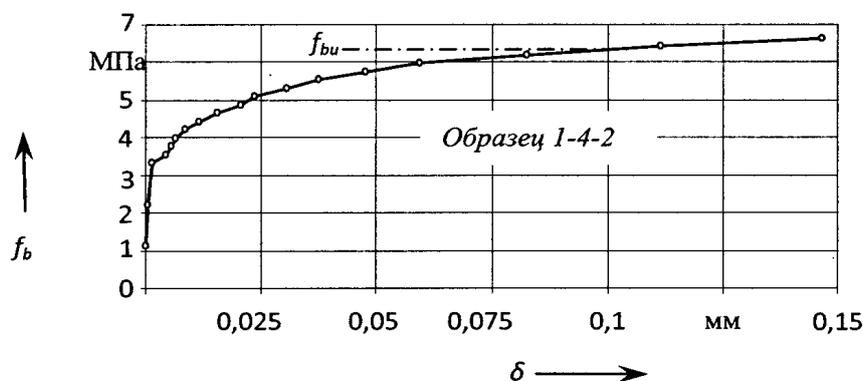


Рис. 2. Смещение свободного конца стержня относительно торца призмы в зависимости от напряжений сцепления

Результаты экспериментальных исследований и построение математических моделей

Исходными параметрами для построения математических моделей являлись значения предельных напряжений сцепления по контакту арматуры с бетоном f_{bu} , вычисленные по формуле (1) для всех образцов в каждой точке

плана, а также их средние значения f_{bum} (табл. 2 и 3).

На основном уровне средние максимальные напряжения сцепления по шести образцам для первой серии опытов составили $f_{bum} = 7,11$ МПа, а для второй – $f_{bum} = 7,35$ МПа (призменная прочность бетона второй серии на 8,5 % больше).

Табл. 2. Матрица плана Бокса–Бенкина и исходные экспериментальные данные для первой серии исследований

Точка плана	Матрица планирования			Исходные параметры f_{bu} , МПа			
	x_1	x_2	x_3	f_{bu1}	f_{bu2}	f_{bu3}	f_{bun}
1	+1	+1	0	6,37	8,36	7,60	7,44
2	+1	-1	0	5,73	5,88	6,05	5,89
3	-1	+1	0	9,51	9,29	9,95	9,58
4	-1	-1	0	6,19	6,09	5,53	5,94
5	+1	0	+1	7,83	7,7	8,23	7,92
6	+1	0	-1	4,46	4,78	5,09	4,78
7	-1	0	+1	9,21	8,11	8,83	8,72
8	-1	0	-1	3,98	3,98	4,64	4,20
9	0	+1	+1	8,08	7,67	8,64	8,13
10	0	+1	-1	6,96	6,97	6,96	6,96
11	0	-1	+1	5,95	6,52	6,64	6,37
12	0	-1	-1	3,98	3,48	4,48	3,98
13	0	0	0	6,99	7,42	6,91	7,11

Примечание – В точках плана 1...12 выполнено по три исследования. В точке плана 13 выполнено шесть исследований (основной уровень)

Табл. 3. Матрица плана Бокса–Бенкина и исходные экспериментальные данные для второй серии исследований

Точка плана	Матрица планирования			Исходные параметры f_{bu} , МПа			
	x_1	x_3	x_4	f_{bu1}	f_{bu3}	f_{bu4}	f_{bun}
1	+1	+1	0	8,16	7,96	8,67	8,26
2	+1	-1	0	6,98	6,16	5,99	6,38
3	-1	+1	0	9,28	8,49	7,91	8,56
4	-1	-1	0	7,31	7,20	8,17	7,56
5	+1	0	+1	8,63	9,06	8,41	8,70
6	+1	0	-1	7,59	6,84	5,83	6,75
7	-1	0	+1	8,61	8,45	8,59	8,55
8	-1	0	-1	7,04	7,46	7,55	7,35
9	0	+1	+1	10,08	9,75	10,44	10,09
10	0	+1	-1	9,22	8,89	7,91	8,84
11	0	-1	+1	7,71	7,96	7,06	7,58
12	0	-1	-1	7,20	7,78	8,76	7,90
13	0	0	0	6,93	7,14	8,20	7,35
				8,16	7,96	8,67	

Примечание – В точках плана 1...12 выполнено по три исследования. В точке плана 13 выполнено шесть исследований (основной уровень)

Полные квадратические уравнения регрессии для описания максимальных касательных напряжений, принимая $f_{bu} = f_{bum}$, записывают в виде [11, 12]:

– для первой серии эксперимента

$$f_{bu} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3; \quad (2)$$

– для второй серии эксперимента

$$f_{bu} = b_0 + b_1x_1 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{34}x_3x_4, \quad (3)$$

где b_0, b_i, b_{ii}, b_{ij} – свободный член уравнения регрессии и коэффициенты линейных, квадратичных факторов и факторов взаимодействия.

По исходным параметрам, представленным в табл. 2, с помощью формул из [11, 12] для первой серии исследований определены все коэффициенты уравнения регрессии: $b_0 = 7,11$; $b_1 = -0,301$; $b_2 = 1,24$; $b_3 = 1,40$; $b_{11} = -0,15$; $b_{22} = -0,19$; $b_{33} = -0,96$; $b_{12} = 0,523$; $b_{13} = 0,345$; $b_{23} = 0,305$. Коэффициенты уравнения регрессии определялись при помощи t -критерия Стьюдента, табличное значение которого для принятых условий исследований $t = 2,06$. Расчетные значения критерия t_p для коэффициентов b_1, b_{13} и b_{23} оказались меньшими по сравнению с табличными (соответственно 1,89; 1,47; 1,29), поэтому эти коэффициенты можно не принимать во внимание. Для коэффициентов при квадратичных факторах расчетные значения t_p также оказались меньше табличных, но в данном случае ими не рекомендуется пренебрегать [11, 12].

Окончательное уравнение регрессии, которое можно принимать как математическую модель для определения напряжений сцепления на поверхности бетона и арматуры, по результатам исследований первой серии можно записать в виде

$$f_{bu} = 7,11 + 1,24x_2 + 1,40x_3 - 0,15x_1^2 - 0,19x_2^2 - 0,96x_3^2 + 0,52x_1x_2. \quad (4)$$

Уравнение (4) адекватно описывает результаты экспериментальных исследований первой серии при доверительной вероятности 0,95, поскольку расчетный F -критерий Фишера $F_p = 8,22$ не превышает значение табличного $F_m = 9,55$. Значения F -критериев определялись по методике, описанной в [11, 12].

Аналогично получена математическая модель по результатам второй серии исследований, в которой как фактор варьирования отсутствовала прочность бетона и учитывалось малоцикловое повторное нагружение, при этом образцы подвергались таким нагружениям до уровня 60...65 % от разрушающей силы при однократном нагружении. В этом случае пренебрегали коэффициентом b_{13} . Тогда уравнение регрессии

$$f_{bu} = 7,35 + 0,61x_3 + 0,74x_4 - 0,15x_1^2 + 0,48x_3^2 + 0,40x_4^2. \quad (5)$$

Адекватность уравнения (5) экспериментальным данным подтверждается, как и в первой серии исследований, критерием Фишера, который составил $F_p = 2,61$ при табличном значении $F_m = 5,14$. Кроме этого, средние отношения теоретических значений напряжений сцепления к экспериментальным составили 1,024 при среднеквадратичном отклонении 0,092 и коэффициенте изменчивости 8,94 %.

Анализ влияния факторов варьирования на предельные напряжения сцепления арматуры с бетоном

Влияние прочности бетона. В исследованиях первой серии получены исходные значения напряжений сцепления при изменении призменной прочности бетона в пределах $f_{cm,prism} = 21,1...30,8$ МПа, а призменная прочность бетона на основ-

ном уровне составила 26,1 МПа, что отвечает классу бетона С 25/30. Во второй серии исследований все образцы были изготовлены из бетона этого же класса. Для анализа влияния прочности бетона на напряжения сцепления принимали диапазон классов бетона от С 12/15 до С 32/40, учитывая, что за пределами плана эксперимента могут быть определенные отклонения.

При анализе в случаях, когда натуральные значения факторов отличались от принятых в плане эксперимента,

кодовые значения рассчитывали по формулам, приведенным в [11, 12].

Используя математическую модель (4), при фиксированных значениях диаметра стержней и длины их заделки в бетон находили соответствующие уравнения для определения предельных напряжений сцепления арматуры с бетоном в зависимости от прочности бетона. На основании полученных уравнений составляли таблицы и графики (рис. 3).

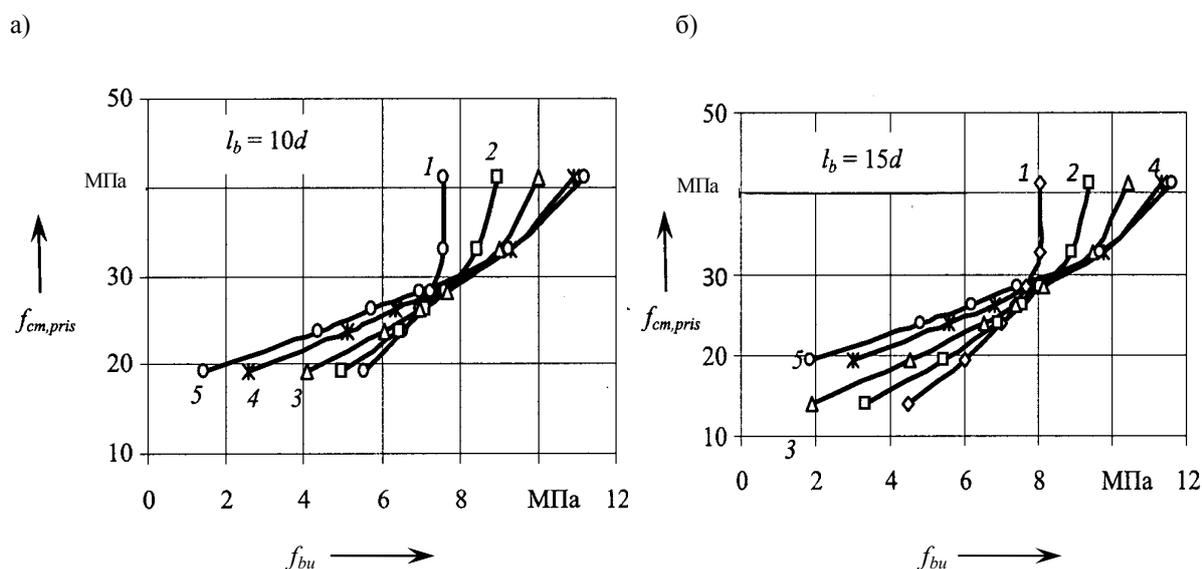


Рис. 3. Зависимость предельных напряжений сцепления f_{bu} от призмочной прочности бетона $f_{cm,pris}$: а – при длине заделки стержней в бетоне $10d$; б – то же $15d$; 1 – диаметр стержней 12 мм; 2 – то же 16 мм; 3 – то же 20 мм; 4 – то же 25 мм; 5 – то же 28 мм

При длине заделки (анкеровки) стержней в бетоне $l_b = 5d$ для класса бетона С 20/25 с увеличением диаметра стержней предельные напряжения сцепления f_{bu} уменьшаются, а начиная с класса бетона С 25/30 увеличиваются. Так, для класса бетона С 30/35 при $d = 12$ мм $f_{bu} = 5,25$ МПа, а при $d = 28$ мм $f_{bu} = 8,83$ МПа. Это можно пояснить тем, что при меньшей прочности бетона и сравнительно больших диаметрах арматуры разрушение происходит вследствие раскалывания бетона при незначительных перемещениях стержней.

Поэтому не следует принимать длину анкеровки арматуры l_b равной или меньшей $5d$.

Рассмотрим влияние прочности бетона на предельные напряжения сцепления при длине анкеровки $l_b = 10d$, которая согласно нормам проектирования железобетонных конструкций рекомендуется как минимальная для обеспечения анкеровки стержней продольной арматуры, заводимых за внутреннюю грань свободной опоры (см. рис. 3, а).

Для стержней диаметром 12 мм с повышением класса бетона с С 16/20 до

С 32/40, т. е. в 2 раза, предельные напряжения сцепления f_{bu} увеличились с 5,57 до 7,61 МПа, т. е. только в 1,4 раза. При этом для классов бетона С 30/35 и С 32/40 эти напряжения почти одинаковы (7,59 и 7,61). Следовательно, для стержней диаметром 12 мм пропорциональность между прочностью бетона и предельными напряжениями сцепления не наблюдается.

С увеличением диаметра стержней для классов бетона С 15/20 и С 20/25 предельные напряжения сцепления уменьшаются, для класса бетона С 25/30 они почти одинаковые, а для классов бетона С 30/35 и С 32/40 увеличиваются. Это можно объяснить особенностями харак-

тера разрушения бетона при различных диаметрах стержней.

При длине заделки стержней в бетоне $l_b = 15d$ характер влияния прочности бетона на предельные напряжения сцепления такой же, как и при $l_b = 10d$, но значения прочности бетона несколько выше (см. рис. 3, б).

Влияние диаметра арматуры. В соответствии с математической моделью (4) характер влияния диаметра стержней на предельные напряжения сцепления с бетоном f_{bu} при длине анкеровки $l_b = 5d, 10d$ и $15d$ почти одинаковый, но величины сцепления различаются (рис. 4).

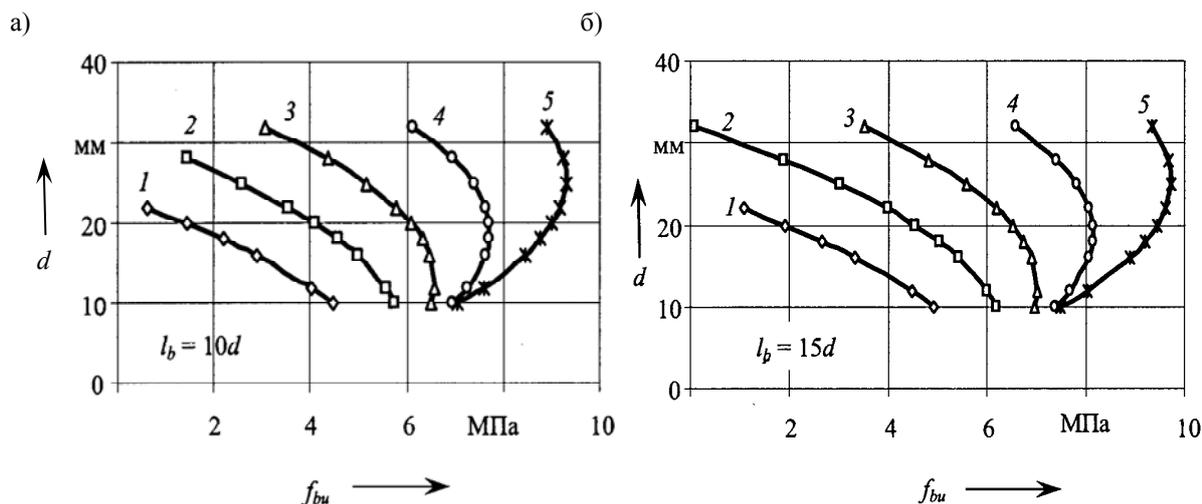


Рис. 4. Зависимость предельных напряжений сцепления f_{bu} от диаметра стержней d : а – длина заделки стержней в бетоне $10d$; б – то же $15d$; 1 – класс бетона С 12/15; 2 – то же С 15/20; 3 – то же С 20/25; 4 – то же С 25/30; 5 – то же С 30/35

Для классов бетона С 12/15, С 16/20 и С 20/25 с увеличением диаметра стержней предельные напряжения сцепления уменьшаются. Так, для класса бетона С 20/25 при $l_b = 10d$ и $d = 10$ мм f_{bu} составило 6,51 МПа, а при $d = 28$ мм – 4,37 МПа (см. рис. 4, а). Для классов бетона С 12/15 и С 16/20 значения предельных напряжений сцепления почти линейно зависят от диаметров стержней, а для классов С 25/30 и С 30/35 эта зависимость приобретает

ярко выраженный криволинейный характер.

Максимальные значения предельных напряжений сцепления для бетона класса С 25/30 достигают при диаметре стержня $d = 16...22$ мм, а для класса бетона С 30/35 $d = 20...28$ мм. Для класса бетона С 20/25 при значении диаметра стержней $d = 18$ мм значения предельных напряжений сцепления f_{bu} почти не изменяются и находятся в пределах 6,51...6,31 МПа, а с увеличением диа-

метра значения начинают уменьшаться (см. рис. 4).

Влияние длины анкеровки стержней. В исследованиях длина анкеровки (заделки в бетон) изменялась в пределах $l_b = 5d \dots 15d$. Анализ результатов показывает, что при $l_b = 10d$ и $l_b = 15d$ предельные напряжения сцепления различаются между собой не больше, чем на 7 %. При $l_b = 5d$ эта разница достигает 40...50 %. Поскольку нормами определена минимальная длина анкеровки $l_b = 10d$, то можно предположить, что длина анкеровки почти не влияет на предельные напряжения сцепления ар-

матуры с бетоном.

Влияние повторных нагружений. Уравнение регрессии (5) для фактора количества циклов повторного нагружения x_4 принятого уровня содержит два значимых коэффициента, что свидетельствует о влиянии фактора x_4 на предельные напряжения сцепления арматуры с бетоном. По формуле (5) построены номограммы, которые при фиксированных значениях диаметра арматуры и длины их анкеровки характеризуют влияние повторных нагружений на предельные напряжения сцепления (рис. 5).

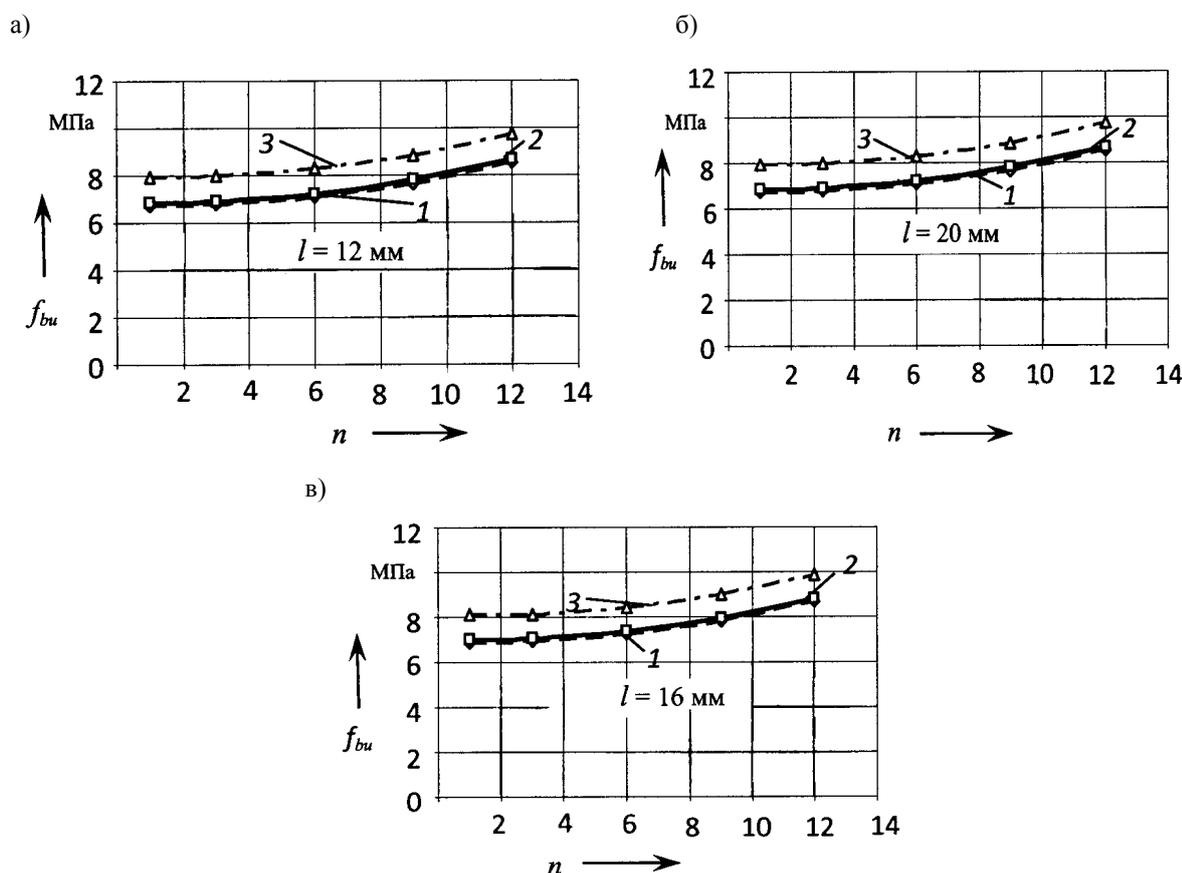


Рис. 5. Номограммы влияния повторного нагружения на предельные напряжения сцепления арматуры с бетоном: 1 – длина анкеровки стержней $5d$; 2 – то же $7,5d$; 3 – то же $10d$

Из номограмм следует, что предельные напряжения сцепления f_{bu} в определенной степени зависят от диаметра арматуры, длины анкеровки (заделки стержней в бетон) и количества циклов

повторных нагружений (вытягивания стержней из бетона). Независимо от диаметра при однократном вытягивании и длине анкеровки $l_b = 5d$ и $l_b = 7,5d$ значения напряжений сцепления f_{bu} почти

одинаковы (в пределах 6,73...7,01 МПа), а при $l_b = 10d$ они несколько выше (в пределах 7,95...8,01 МПа). После шестикратного нагружения до условного эксплуатационного уровня (60...65 % от разрушающей нагрузки) во всех образцах наблюдается увеличение значений f_{bu} на 4...5 % при догрузении до разрушения по сравнению с однократным нагружением образцов. После действия 11 циклов нагружений f_{bu} увеличивается почти на 20 %.

Согласно [4], по характеру разрушения сцепления с бетоном типы арматурных профилей можно условно разделить на жесткие и мягкие. Стержни с жестким профилем проскальзывают вследствие хрупкого разрушения бетонных выступов, а стержни с мягким профилем проскальзывают плавно из-за смятия бетонных выступов, образования поперечных трещин и отделения бетона от арматуры. Доказано, что бетонные шпонки, образованные серповидным профилем арматуры, при классах бетона В15...В40 разрушаются вследствие смятия. Можно предположить, что при действии повторного вытягивания нагрузкой эксплуатационного уровня происходит уплотнение бетона, которое при последующем однократном нагружении до разрушения приводит к увеличению предельных напряжений сцепления.

Малоцикловое вытягивание стержней способствует увеличению полного их проскальзывания в бетоне. Например, в образцах со стержнями диаметром 12 мм и длиной анкеровки 90 мм в первом цикле нагружений (уровень – 62 % от разрушающей нагрузки) про-

скальзывание торца стержня составило 0,017 мм, а на третьем, шестом и десятом – соответственно 0,021; 0,022 и 0,024 мм, при этом остаточные проскальзывания – 0,006; 0,009 и 0,012 мм соответственно. Необходимо отметить, что кратковременные проскальзывания в циклах уменьшались от 0,017 в первом цикле до 0,012 мм в десятом. Это свидетельствует об уплотнении бетона под ребрами стержней и увеличении его сопротивления смятию. Непосредственно перед разрушением при силе $F = 24$ кН среднее проскальзывание стержней в бетоне составило 0,054 мм, а при $F = 25$ кН – 0,202 мм. За разрушающую силу принято $F_u = 24,4$ кН, при котором смещение торца стержня относительно торца призмы составило примерно 0,10 мм.

Выводы

1. Исследования сцепления арматуры с бетоном методом математического планирования экспериментов дали возможность построить математические модели для определения предельных напряжений сцепления в зависимости от основных влияющих факторов и их взаимодействия.

2. Математические модели сцепления арматуры с бетоном позволяют проанализировать влияние исследуемых факторов на предельные напряжения сцепления и могут быть использованы в расчетах анкеровки арматуры в железобетонных конструкциях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холмянский, М. М. Контакт арматуры с бетоном / М. М. Холмянский. – М. : Стройиздат, 1981. – 184 с.
2. Шмуклер, В. С. Каркасные системы облегченного типа / В. С. Шмуклер, Ю. А. Климов, Н. П. Бурак. – Харьков : Золотые страницы, 2008. – 336 с.
3. ДСТУ 3760:2006. Прокат арматурный для залізобетонних конструкцій. Загальні технічні умови. – Київ : Держспоживстандарт України, 2007. – 28 с.
4. Особенности сцепления с бетоном стержневой арматуры различных профилей / А. С. Семченков [и др.] // Экспертиза. – 2008. – № 8. – С. 58–62.

5. **Хотько, А. А.** Расчетная оценка анкеровки в бетоне ненапрягаемой арматуры с различными видами периодического профиля / А. А. Хотько, Ю. В. Попков, А. В. Василевский // Перспективы развития новых технологий в строительстве и подготовке инженерных кадров Республики Беларусь : сб. науч. тр. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – С. 480–487.
6. **Солдатченко, О. С.** Експериментальні дослідження зчеплення композитної неметалевої арматури з бетоном / О. С. Солдатченко, Ю. А. Клімов, Д. А. Орешкін // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2010. – Вип. 662. – С. 237–241.
7. **Бабич, Є. М.** Визначення напружень зчеплення з бетоном арматури серповидного профілю / Є. М. Бабич, О. Є. Бабіч, О. С. Чапюк // Будівельні конструкції : зб. наук. пр. – Київ : ДП НДІБК, 2011. – Вип. 74, кн. 1. – С. 285–292.
8. **Бабич, Є. М.** Зчеплення арматури класу А500С з бетоном різної міцності / Є. М. Бабич, О. С. Чапюк // Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій : зб. наук. пр. – Львів : Каменяр, 2009. – Вип. 8. – С. 132–139.
9. **Бабич, Е. М.** Анкеровка в бетоне арматуры серповидного профиля / Е. М. Бабич, Е. Е. Поляновская, А. С. Чапюк // Проблемы современного бетона и железобетона : материалы Третьего междунар. симп. – Минск : Минсктиппроект, 2011. – Т. 1. – С.37–45.
10. **Бабич, Є. М.** Дослідження малоциклової втомленості зчеплення з бетоном арматури серповидного профілю / Є. М. Бабич, О. С. Чапюк // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : НУВГП, 2008. – Вип. 17. – С. 105–113.
11. **Дворкін, Л. Й.** Розв'язування будівельно-технологічних задач методами математичного планування експерименту / Л. Й. Дворкін, О. Л. Дворкін, В. В. Житковський. – Рівне : НУВГП, 2011. – 174 с.
12. Рекомендации по применению методов математического планирования эксперимента в технологии бетона. – М. : НИИЖБ Госстроя СССР, 1982. – 103 с.

Статья сдана в редакцию 18 июля 2014 года

Евгений Михайлович Бабич, д-р техн. наук, проф., Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: +38-050-142-25-04.

Владимир Евгеньевич Бабич, канд. техн. наук, доц., Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: +38-050-288-59-68.

Елена Евгеньевна Поляновская, аспирант, Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: 38-067-915-09-27.

Yevgeny Mikhailovich Babich, DSc (Engineering), Prof., National University of Water Management and Nature Resources Use. Phone: +38-050-142-25-04.

Vladymir Yevgenyevich Babich, PhD (Engineering), Associate Prof., National University of Water Management and Nature Resources Use. Phone: +38-050-288-59-68.

Yelena Yevgenyevna Polianovska, PhD student, National University of Water Management and Nature Resources Use. Phone: +38-067-915-09-27.

УДК 666.97:624.012

С. Д. Семенюк, А. А. Кузьмина

ПРОЧНОСТНЫЕ И ДЕФОРМАТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕТОНОВ НА ОБЫЧНЫХ ЗАПОЛНИТЕЛЯХ И СО ШЛАКОМ ТЭС ПРИ КРАТКОВРЕМЕННОМ СЖАТИИ И РАСТЯЖЕНИИ

UDC 666.97:624.012

S. D. Semeniuk, A. A. Kuzmina

STRENGTH AND DEFORMATIVE CHARACTERISTICS OF CONCRETES WITH CONVENTIONAL AGGREGATES AND CONCRETES WITH TPP SLAG UNDER SHORT-TIME COMPRESSION AND TENSION

Аннотация

Изложены результаты экспериментальных исследований прочности и деформативности бетонов на традиционных заполнителях при сжатии и растяжении и их сравнение с бетоном на основе отходов теплоэлектростанций (ТЭС). При этом даются характеристика наполнителей бетонов, описание составов бетонов, методика испытаний сжатых образцов на прочность и деформативность при кратковременном растяжении и сжатии.

Ключевые слова:

бетон, прочность, деформативность, заполнитель, сжатие, растяжение, методика испытаний, модуль упругости, коэффициент упругости.

Abstract

The paper presents the results of the experimental studies of strength and deformability of concretes with conventional aggregates under compressive and tensile loads and their comparison with the concrete based on wastes generated by thermal power plants. It also gives characteristics of aggregates for concretes, concrete compositions, methods of testing of compressed samples, and strength and deformability under short-time tension and compression.

Key words:

concrete, strength, deformability, aggregate, compression, tension, test procedure, elastic modulus, coefficient of elasticity.

Введение

В качестве мелкого заполнителя бетонов, как правило, используют природный кварцевый песок. Однако многие районы Беларуси испытывают острый дефицит природных песков, отвечающих действующим стандартам, поэтому строители вынуждены использовать мелкие пески с модулем крупности больше 1,2...1,5. Это неизбежно ведет к перерасходу цемента и снижению качества железобетонных конструкций.

Так, заводы Беларуси уже сегодня

испытывают серьезные затруднения с мелким заполнителем бетонов. Этот дефицит можно ликвидировать, используя в качестве мелкого заполнителя ваграночные шлаки, пески отработанных формовочных смесей, шлаки ТЭС.

Для проведения исследования была разработана программа, включающая характеристики и количество опытных образцов, а также материалы для их изготовления. Характеристики опытных образцов представлены в табл. 1.

Табл. 1. Характеристика опытных образцов

Характеристика образцов	Количество, шт.	Исследуемый фактор
Бетонные кубы 100×100×100 мм	96	Кубиковая прочность бетонов в возрасте 3, 7, 14, 28, 60, 90, 180, 360 сут
Бетонные призмы 100×100×400 мм	48	Призменная прочность, деформативные и деструктивные характеристики бетонов в возрасте 3, 7, 14, 28, 60, 90, 180, 360 сут при кратковременном центральном сжатию
Бетонные призмы с анкерным устройством	36	Призменная прочность, деформативные характеристики бетонов в возрасте 3, 7, 14, 28, 60, 90, 180, 360 сут при кратковременном растяжении

Материалы для изготовления опытных образцов

Цемент. Для приготовления бетонов применяется портландцемент марки М400. Характеристика цемента представлена в табл. 2. Основные характеристики цемента определялись в соответствии с [1, 2].

Песок. В качестве мелкого заполнителя применялся кварцевый песок. Зерновой состав песка представлен в табл. 3. Основные характеристики песка определялись в соответствии с [3]. Модуль крупности песка составил 1,16, насыпная плотность – 1460 кг/м³.

Табл. 2. Характеристика цемента

Активность цемента, МПа	Нормальная густота, %	Срок схватывания	
		Начало	Конец
42,3	26,2	1 ч 50 мин	3 ч 40 мин

Табл. 3. Зерновой состав песка

Остаток на ситах	Размер отверстий сит, мм					Количество песка, прошедшего через сито 0,16 мм
	2,5	1,25	0,63	0,315	0,16	
Общий, г	–	7	21	135	801	36
Частный, %	–	0,7	2,1	13,5	80,1	3,6
Полный, %	–	0,7	2,8	16,3	96,4	–

Щебень. В качестве крупного заполнителя применялся гранитный щебень. Основные характеристики щебня определялись в соответствии с [4]. Наименьшая и наибольшая крупность зерен щебня соответственно равны 5 и 20 мм. Насыпная плотность – 1320 кг/м³, истинная плотность – 2650 кг/м³.

Шлак. Взамен части крупного и мелкого заполнителя в бетоне применялся шлак ТЭС, основные характеристики которого определялись в соответствии с [3, 5–7]. Гранулометрический состав шлака представлен в табл. 4.

Химический состав шлака представлен в основном тремя оксидами:

Al_2O_3 – 45...50 %, Fe_2O_3 – 20...23 %, SiO_2 – 16...20 %. Насыпная плотность шлака – 1520 кг/м³, истинная плотность –

2570 кг/м³, пустотность – 35 %. Модуль крупности шлакового песка равен 4,04.

Табл. 4. Гранулометрический состав шлака ТЭС

Остаток на ситах	Размер отверстий сит, мм								Количество шлака, прошедшего через сито 0,16 мм
	20	10	5	2,5	1,25	0,63	0,315	0,16	
Общий, г	15	118	205	407	214	154	51	22	12
Частный, %	–	–	–	47,3	24,9	17,9	5,9	2,6	–
Полный, %	–	–	–	47,3	72,2	90,2	96,0	98,6	–

Состав бетонов, приготовление опытных образцов

Подбор составов бетонов. Подбор составов бетонов производился расчетно-экспериментальным методом в соответствии с [8, 9]. Состав исследуемых бетонов приведен в табл. 5. При этом учитывались фактические характеристики заполнителей. Составы бетонов на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС

подбирались таким образом, чтобы оба вида бетона имели одинаковые показатели подвижности, удобоукладываемости и близкие значения прочности, соответствующие классу бетона С 20/25. Это обеспечило сопоставимость при сравнении прочностных и деформативных характеристик бетона на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС.

Табл. 5. Состав исследуемых бетонов

Вид бетона	Цемент, кг/м ³	Шлак, кг/м ³	Песок, кг/м ³	Щебень, кг/м ³	Вода, л/м ³	Осадка конуса, см
Бетон на обычном заполнителе	310	–	629	1311	210	1,0
Бетон со шлаком ТЭС	290	642	317	990	195	1,0

Приготовление опытных образцов. Бетонную смесь приготавливали в лабораторных условиях вручную.

Составы дозированы по весу. Вначале сухие компоненты перемешивали в следующем порядке: щебень, шлак, песок, цемент. Затем порциями добавляли необходимое количество воды так, чтобы осадка конуса бетонной смеси составляла 1...2 см. Общий необходимый объем определенного вида бетона изготавливали с запасом.

Все образцы формовались в металлической опалубке, конструкция которой обеспечивала соблюдение проектных размеров экспериментальных

образцов с точностью до 1 %.

Призмы 10×10×40 и 15×15×60 см, предназначенные для испытаний на сжатие, и призмы 10×10×40 см, предназначенные для испытаний на растяжение, изготавливались в горизонтальных металлических формах. В торцах призм замонтировались элементы анкерно-шарнирных приспособлений.

Уплотнение бетона при формовании осуществлялось на вибростанке с частотой колебаний 48 Гц и амплитудой 0,3...0,5 мм.

Отформованные образцы, предназначенные для испытаний на сжатие, покрытые влажной тканью, в течение

трех суток выдерживались в металлоформах. Распалубка проводилась на третьи сутки. Образцы, предназначенные для испытаний на осевое растяжение, покрытые влажной тканью, выдерживались в металлоформах в течение четырех суток, после чего проводилась их распалубка.

В дальнейшем экспериментальные образцы находились в естественных температурно-влажностных условиях лаборатории, где и проводилось их испытание на кратковременное действие нагрузки.

Методика испытания опытных образцов

Кратковременное осевое сжатие.

Определение прочности бетона и его деформативности при кратковременном нагружении производилось в соответствии с [10].

Кубы и призмы испытывались на сжатие на гидравлическом прессе. В возрасте 3, 7, 14, 28, 60, 90, 180, 360 сут были испытаны на осевое сжатие шесть кубов и три призмы для каждого возраста в соответствии с [11]. Кубиковая прочность определялась как среднее арифметическое значение четырех наибольших по прочности из шести испытанных кубов, а призмная – как среднее арифметическое значение двух наибольших по прочности из трех испытанных призм.

Перед началом испытаний призмы центрировались в соответствии с [10]. Нагружение призмных образцов до разрушения производилось с постоянной скоростью роста напряжений ($6 \pm 0,2$) МПа/с ступенями, равными 10 % ожидаемой разрушающей нагрузки. Значение ожидаемой разрушающей нагрузки при испытании призм принималось равным 75 % от средней разрушающей нагрузки образцов-кубов. На каждой ступени в течение 4...5 мин осуществлялась выдержка нагрузки. При испытании призм в возрасте 3,7 сут измерялись про-

должные деформации индикаторами часового типа с ценой деления 0,001 мм на базе 200 мм, установленными вдоль оси по четырем граням при помощи специальных рамок. В возрасте с 14, 28, 60, 90, 180, 360 сут продольные и поперечные деформации измерялись тензорезисторами с базой 50 мм, наклеенными по четырем боковым граням в продольном и поперечном направлениях призмы. Деформации фиксировали сразу после приложения очередной ступени нагрузки и в конце ее выдержки для выделения упругих деформаций ε_{el} и деформации ползучести ε_{pl} .

Кратковременное осевое растяжение. Определение прочности бетона на осевое растяжение и его деформативных характеристик проводилось путем испытания призматических образцов размерами 10×10×40 см на гидравлической разрывной машине. При испытании призм применялись анкерно-шарнирные приспособления, состоящие из монолитных в призмы металлических торцовых плиток с четырьмя анкерами и специальных шарнирных тяг. Использование анкерно-шарнирных приспособлений позволяло добиться максимально возможного совпадения геометрической и физической оси при испытании призмного образца на растяжение. Призмы (по три штуки) испытывались на 14, 28, 90, 180, 360 сут для каждого возраста.

Нагружение призмных образцов до их разрушения производилось с постоянной скоростью роста напряжений ($0,05 \pm 0,02$) МПа/с равными ступенями до ожидаемой разрушающей нагрузки. Значение ожидаемой разрушающей нагрузки при испытании призм на осевое растяжение принималось равным средней призмной прочности. Продольные деформации измерялись индикаторами часового типа с ценой деления 0,001 мм на базе 250 мм, установленными вдоль оси по четырем граням при помощи специальных рамок. Деформа-

ции фиксировались сразу после приложения очередной ступени нагрузки и в конце выдержки.

Прочностные и деформативные характеристики бетона на обычном заполнителе и со шлаком ТЭС при кратковременном центральном сжатию

Прочность бетонов при кратковременном осевом сжатии. Основной характеристикой бетона является класс бетона по прочности на сжатие, определяемый по прочности образцов-кубов, испытанных в возрасте 28 сут согласно [11].

В расчете бетонных и железобетонных конструкций используется призмная прочность f_{ck} , определяемая по [10]. Обычно принято оценивать

не величину f_{ck} , а соотношение $K_b = f_{ck} / f_{c,cube}^G$, называемое коэффициентом призмной прочности, т. к. в [12] значение призмной прочности определяется в зависимости от класса бетона по прочности на сжатие. В связи с этим уделено значительное внимание исследованию изменений кубиковой $f_{c,cube}^G$ и призмной f_{ck} прочности бетона во времени на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС, сравнению динамики их роста.

Испытание образцов-кубов и призм на кратковременное осевое сжатие проводилось в возрасте 3, 7, 14, 28, 60, 90, 180, 360 сут с постоянной скоростью роста нагружений. Результаты испытания кубов и призм из бетона со шлаком ТЭС и бетона на обычных заполнителях представлены в табл. 6.

Табл. 6. Кубиковая и призмная прочность бетонов

Возраст бетона, сут	Бетон на обычных заполнителях			Бетон со шлаком ТЭС		
	Кубиковая прочность $f_{c,cube}^G$, МПа	Призмная прочность f_{ck} , МПа	$K_b = f_{ck} / f_{c,cube}^G$	Кубиковая прочность $f_{c,cube}^G$, МПа	Призмная прочность f_{ck} , МПа	$K_b = f_{ck} / f_{c,cube}^G$
3	12,1	8,3	0,686	14,3	9,2	0,643
7	17,5	14,0	0,800	21,3	13,6	0,638
14	22,2	15,1	0,680	26,8	16,4	0,612
28	25,4	18,3	0,720	30,7	18,5	0,603
60	28,7	—	—	33,1	19,6	0,592
90	29,7	19,8	0,667	33,9	20,5	0,605
180	29,8	20,9	0,701	35,4	23,7	0,669
360	31,0	23,0	0,742	36,3	23,2	0,639

Анализ динамики роста кубиковой и призмной прочности бетона во времени позволяет предположить, что между ними существует гиперболическая зависимость. После линеаризирования опытных точек ($f_{c,cube}^G - t$) соответствующей заменой переменных ($x = t^k, y = t^k / f_{c,cube}^G$) методом наименьших квадратов [13] получены линейные

уравнения регрессии $t^k / f_{c,cube}^G - t^k$, а после алгебраического преобразования — зависимости $f_{c,cube}^G - t (f_{ctm} - t)$. При таком подходе зависимость кубиковой и призмной прочности от возраста бетона имеет вид линейной степени функции, графиком которой является гипербола.

Статистические характеристики линейного уравнения регрессии

$t^k / f_{c,cube}^G - t^k$ и нормального вариационного ряда соотношений $f_{c,cube}^{G\ on} / f_{c,cube}^{G\ kop}$ ($f_{ck}^{on} / f_{ck}^{kop}$) определялись по [13]. Для бетона на обычных заполнителях получена следующая зависимость:

$$f_{c,cube}^G = 1,23 f_{c,cube28}^G \frac{t^{0,87}}{4,24 + t^{0,87}} \quad (1)$$

Статистические характеристики по $t^{0,87} / f_{c,cube}^G - t^{0,87}$: коэффициент корреляции $r = 0,9999$, достоверность коэффициента корреляции $r/m_r = 16150 > 4$, средняя величина корреляционного уравнения $\pm m_{xy} = 0,0237$ МПа.

По вариационному ряду $f_{c,cube}^{G\ 0,7} / f_{c,cube}^{G\ kop}$: количество опытных точек $n = 8$, среднее арифметическое $M = 0,999$, вариационный коэффициент $V = 1,31$ %, показатель точности $P = 0,46$ %. При показателе точности $P = 1,52$ % показатель достоверности $t = 3,29$, а доверительная вероятность $P_b = 0,999$.

$$f_{ck} = 1,38 f_{c,cube28}^G \frac{t^{0,68}}{3,65 + t^{0,68}} \quad (2)$$

Статистические характеристики по $t^{0,68} / f_{c,cube}^G - t^{0,68}$: коэффициент корреляции $r = 0,9987$, достоверность коэффициента корреляции $r/m_r = 1032 > 4$, средняя величина корреляционного уравнения $\pm m_{xy} = 0,0411$ МПа.

По вариационному ряду $f_{c,cube}^{G\ 0,7} / f_{c,cube}^{G\ kop}$: количество опытных точек $n = 7$, среднее арифметическое $M = 1,013$, вариационный коэффициент $V = 7,18$ %, показатель точности $P = 2,71$ %. При показателе точности $P = 8,93$ % показатель достоверности $t = 3,29$, а доверительная вероятность $P_b = 0,999$.

Для бетонов со шлаком ТЭС получена следующая зависимость:

$$f_{c,cube}^G = 1,22 f_{c,cube28}^G \frac{t^{0,87}}{3,97 + t^{0,87}} \quad (3)$$

Статистические характеристики по $t^{0,87} / f_{c,cube}^G - t^{0,87}$: коэффициент корреляции $r = 1,0$, достоверность коэффициента корреляции $r/m_r = 43614 > 4$, средняя величина корреляционного уравнения $\pm m_{xy} = 0,0123$ МПа.

По вариационному ряду $f_{c,cube}^{G\ 0,7} / f_{c,cube}^{G\ kop}$: количество опытных точек $n = 8$, среднее арифметическое $M = 0,996$, вариационный коэффициент $V = 1,28$ %, показатель точности $P = 0,45$ %. При показателе точности $P = 1,49$ % показатель достоверности $t = 3,29$, а доверительная вероятность $P_b = 0,999$.

$$f_{ck} = 1,36 f_{ck28} \frac{t^{0,68}}{3,46 + t^{0,68}} \quad (4)$$

Статистические характеристики по $t^{0,68} / f_{c,cube}^G - t^{0,68}$: коэффициент корреляции $r = 0,9988$, достоверность коэффициента корреляции $r/m_r = 1151 > 4$, средняя величина корреляционного уравнения $\pm m_{xy} = 0,0361$ МПа.

По вариационному ряду $f_{c,cube}^{G\ 0,7} / f_{c,cube}^{G\ kop}$: количество опытных точек $n = 8$, среднее арифметическое $M = 1,004$, вариационный коэффициент $V = 3,95$ %, показатель точности $P = 1,40$ %. При показателе точности $P = 4,59$ % показатель достоверности $t = 3,29$, а доверительная вероятность $P_b = 0,999$.

Анализ опытных данных кубиковой и призмной прочности позволяет сделать вывод о том, что динамика роста прочности во времени для бетона на обычном заполнителе и со шлаком ТЭС почти совпадает.

Среднее значение коэффициента призмной прочности K_b для бетона на обычных заполнителях составило 0,714, а для бетона со шлаком ТЭС – 0,625, что на 12,5 % ниже.

Упругопластические свойства бетона на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС при кратковременном центральном сжатии. Упругопластические свойства бетонов в явном виде характеризуются диаграммой «напряжения–деформации». Согласно аналитическому описанию диаграммы «напряжения–деформации», зависимость σ – ε непосредственно вытекает из линейного корреляционного уравнения связи секущего модуля деформаций и напряжений ($E - \sigma$) или секущего модуля деформаций и уровня напряжений ($E' - \eta$). $E' = \sigma / \varepsilon$ и $\eta = \sigma / f_{ck}$ определяются опытными значениями σ , f_{ck} и ε .

По результатам обработки опытных данных, полученных при испытании призм образцов из бетона на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС при одновременном центральном сжатии в возрасте 3, 7, 14, 28, 60, 90,

180, 360 сут, построены диаграммы зависимостей $\varepsilon_l - \eta$, $E'_1 - \eta$, $\varepsilon_{l2} - \eta$, $E'_{l2} - \eta$, где ε_l и ε_{l2} – относительные предельные и поперечные деформации; E'_1 и E'_{l2} – секущие модули продольных и поперечных деформаций; η – уровень напряжения в бетонных призмах при кратковременном сжатии, $\eta = \sigma / f_{ck}$.

На рис. 1 и 2 приведены характерные диаграммы $\varepsilon_l - \eta$ и $E'_1 - \eta$ для призм из исследуемых бетонов, испытанных в возрасте 28 сут.

Для бетонов на обычных заполнителях: $E_0 = 3,51 \cdot 10^4$ МПа; $E_k = 1,40 \cdot 10^4$ МПа; коэффициент упругости $V = 0,399$; коэффициент пластичности $\lambda = 0,601$.

Для бетонов со шлаком и ТЭС: $E_0 = 3,75 \cdot 10^4$ МПа; $E_k = 1,45 \cdot 10^4$ МПа; коэффициент упругости $V = 0,387$; коэффициент пластичности $\lambda = 0,613$.

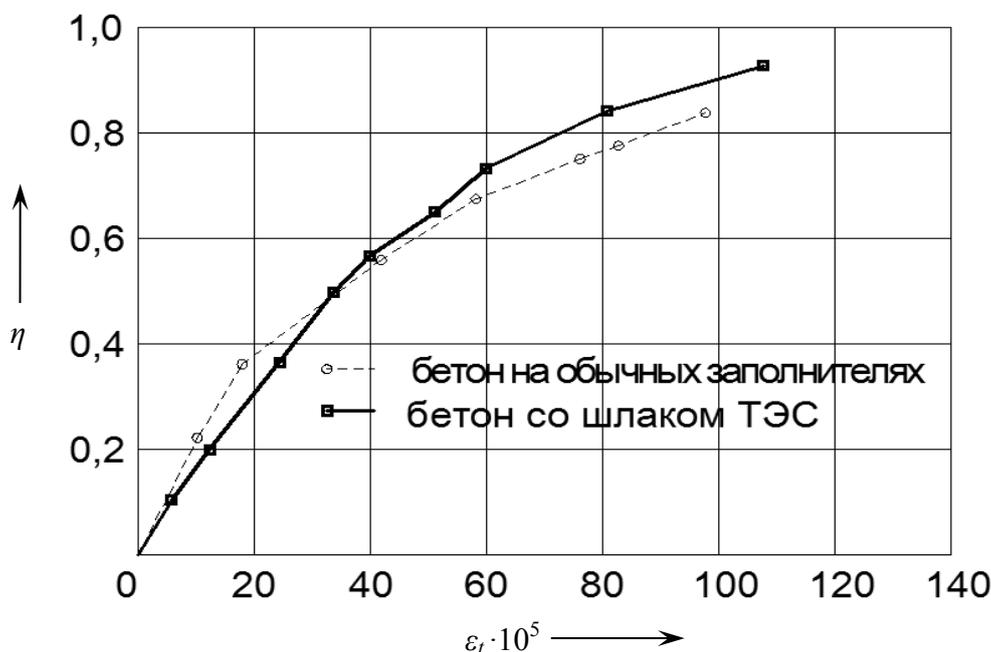


Рис. 1. Зависимость продольных деформаций от уровня напряжений при кратковременном центральном сжатии призм в возрасте 28 сут: $\eta = \sigma / f_{ck}$

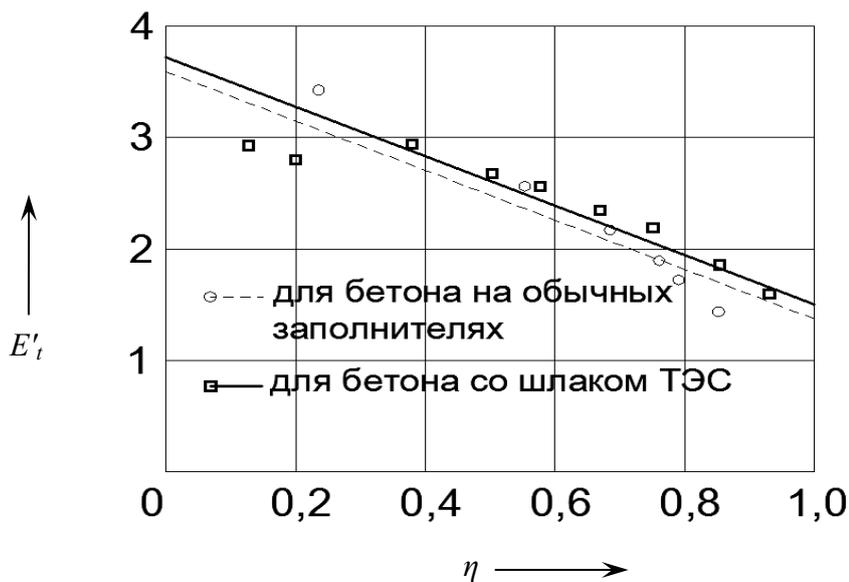


Рис. 2. Зависимость секущего модуля продольных деформаций от уровня напряжений при кратковременном центральном сжатии призм в возрасте 28 сут: $E'_t = \sigma / \epsilon_1$

Прочностные и деформативные характеристики бетона на обычном заполнителе и со шлаком ТЭС при кратковременном центральном растяжении

Прочность бетона при осевом растяжении является расчетной характеристикой, связанной с прочностью бетона на сжатие или не связанной с ней при наличии статистического контроля на

производстве. В связи с этим были испытаны на растяжение призмобразные образцы со специальными анкерно-шарнирными приспособлениями в возрасте 7, 14, 28, 90, 180, 360 сут. Сопоставимые данные по прочности бетонов на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС при осевом растяжении приведены в табл. 7.

Табл. 7. Прочность исследуемых бетонов при осевом растяжении и сжатии

Возраст бетона, сут	Бетон на обычных заполнителях			Бетон со шлаком ТЭС		
	Кубиковая прочность R_b , МПа	Призменная прочность R_{bt} , МПа	$\beta_b = R_{bt} / R_b$	Кубиковая прочность R_b , МПа	Призменная прочность R_{bt} , МПа	$\beta_b = R_{bt} / R_b$
7	14,0	1,06	0,0757	13,6	1,04	0,0765
14	15,1	1,08	0,0715	16,4	1,17	0,0713
28	18,3	1,39	0,0759	18,5	1,48	0,0800
90	19,8	1,55	0,0783	20,5	1,67	0,0815
180	20,9	1,46	0,0699	23,7	1,67	0,0705
360	23,0	1,44	0,0626	23,2	1,72	0,0741

Опытные точки линеаризованы соответствующей заменой переменных ($x = t^k, y = t^k/f_{ctm}$), методом наименьших квадратов получена и статистически обоснована зависимость $f_{ctm} - t$.

Для бетона на обычных заполнителях

$$f_{ctm} = 1,26 f_{ctm28} \frac{t^{0,40}}{0,96 + t^{0,40}} \quad (5)$$

Для бетона со шлаком ТЭС

$$f_{ctm} = 1,21 f_{ctm28} \frac{t^{0,88}}{4,00 + t^{0,88}} \quad (6)$$

Как показали исследования, зависимость $E' - \eta$ линейна как при сжатии, так и при растяжении. По результатам обработки опытных данных, полученных при испытании на основе растяжения призм в возрасте 14, 28, 90, 180, 360 сут, построены диаграммы зависимостей $\eta - \varepsilon_t$ и $E'_t - \eta$.

На рис. 3 и 4 приведены характерные диаграммы по призмам, испытанным в возрасте 28 сут, где ε_t – относительные продольные деформации растяжения; E'_t – секущий модуль продольных деформаций при растяжении; η – уровень напряжения в призмах при кратковременном растяжении, $\eta = \sigma / f_{ctm}$.

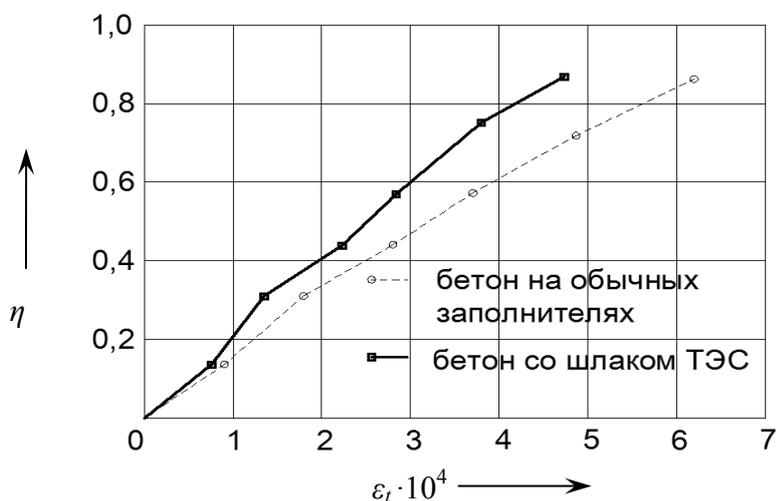


Рис. 3. Зависимость продольных деформаций от уровня напряжений при кратковременном центральном растяжении призм в возрасте 28 сут

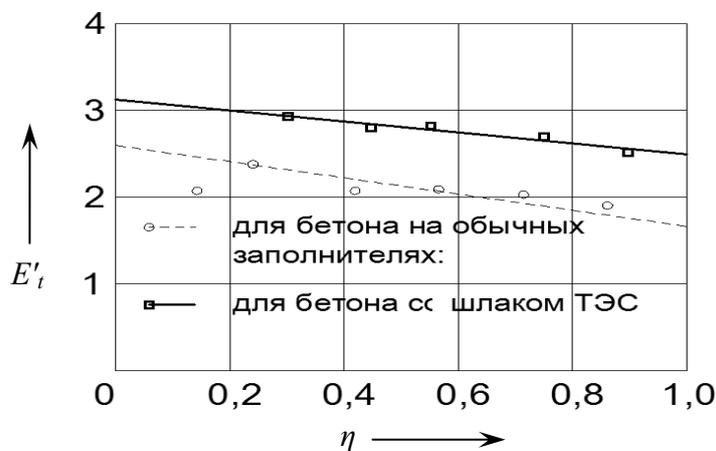


Рис. 4. Зависимость секущего модуля продольных деформаций от уровня напряжений при кратковременном центральном растяжении призм в возрасте 28 сут

Для бетонов на обычных заполнителях: $E_{0t} = 2,7 \cdot 10^4$ МПа; $E_{kt} = 1,7 \cdot 10^4$ МПа; коэффициент упругости $V = 0,630$; коэффициент пластичности $\lambda = 0,3$.

Для бетонов со шлаком ТЭС: $E_{0t} = 3,1 \cdot 10^4$ МПа; $E_k = 2,45 \cdot 10^4$ МПа; коэффициент упругости $V = 0,79$; коэффициент пластичности $\lambda = 0,22$.

Выводы

1. Коэффициент призмочной прочности для бетона со шлаком ТЭС ниже

коэффициента призмочной прочности традиционных бетонов на 12,5 %.

2. Коэффициенты пластичности и упругости сравниваемых бетонов примерно одинаковы.

3. Относительная прочность рассматриваемых бетонов при растяжении в возрасте от 7 до 360 сут примерно одинакова.

4. Динамика роста прочности бетона на обычных заполнителях и со шлаком ТЭС почти совпадает.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 310.4-76 (СТС 7В 3920-82). Цементы. Методы нормальной густоты, сроков схватывания и равномерности изменения схемы. – М.: Изд-во стандартов, 1985.
2. ГОСТ 310.4-81 (СТС 7В 3920-82). Цементы. Методы определения предела прочности при изгибе и сжатии. – М.: Изд-во стандартов, 1985.
3. ГОСТ 8796-75. Песок для строительных работ. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1985.
4. ГОСТ 8269-76. Щебень из естественного камня, гравий и щебень из гравия для строительных работ. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1985.
5. ГОСТ 2592-83. Смесь золошлаковая тепловых электростанций для бетона. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1983.
6. ГОСТ 9754-86. Заполнители пористые неорганические для строительных работ. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1987.
7. ГОСТ 5382-73. Цементы. Методы химического анализа. – М.: Изд-во стандартов, 1980.
8. Сергеев, А. М. Использование в строительстве отходов энергетической промышленности / А. М. Сергеев. – Киев: Будівельник, 1984.
9. Рекомендации по применению в бетонах золы, шлака и золошлаковой смеси тепловых электростанций. – М.: Стройиздат, 1986.
10. ГОСТ 24452-80. Бетоны. Методы определения призмочной прочности, модуля упругости и коэффициента Пуассона. – М.: Изд-во стандартов, 1981.
11. ГОСТ 10180-78. Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам. – М.: Изд-во стандартов, 1991.
12. СНиП 2.03.01-84*. Бетонные и железобетонные конструкции. – М.: Изд-во стандартов, 1991.
13. Леонтьев, Н. Л. Техника статических вычислений / Н. Л. Леонтьев. – М.: Лесная промышленность, 1986.

Статья сдана в редакцию 7 августа 2014 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-27-37-43.

Анастасия Александровна Кузьмина, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-333-13-12-93.

Slavik Denisovich Semeniuk, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-27-37-43.

Anastasiya Aleksandrovna Kuzmina, MSc student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-333-13-12-93.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4(45) 2014

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Оформление обложки

Е. С. Фитцова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 05.12.2014. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 18,37. Уч.-изд. л. 18,0. Тираж 100 экз. Заказ 7127.

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.