ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3

2017

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А. Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.,** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Попов А.В.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Халилов И. А., Керимов С. Х., Рзаева Г. М. — Способ синтеза рычажного механизма, обеспечивающего заданный закон движения . . . 3

Зайдес С. А., Нго К. К. — Технологическая интенсификация напряженного состояния в стесненных условиях локального нагружения . . . 5

Исмагилов Ф. Р., Пашали Д. Ю., Вавилов В. Е., Саяхов И. Ф., Айгузина В. В. — Компьютерное моделирование внешнего магнитного поля элементов электротехнических комплексов с целью диагностики их технического состояния . . . 9

Пашали Д. Ю., Юшкова О. А., Саяхов И. Ф. — Магнитное поле асинхронных двигателей в зоне лобовых частей с учетом влияния технологических и конструктивных факторов . . . 12

Салихов Р. Ф., Чудова Т. М. — Усовершенствование конструкции измерителя наработки строительных и дорожных машин . . . 16

Дорофеев В. Л. — Применение теории Г. Герца и метода виртуальных внешних нагрузок для обобщенного решения контактных задач . . . 19

Бардушкин В. В., Яковлев В. Б., Сычев А. П., Лапицкий А. В. — Прогнозирование предельных значений прочностных показателей хаотически армированных полимерных композитов с антифрикционными дисперсными добавками . . . 25

Воробьёв Е. И., Дорофеев В. О. — Расчет механизма ориентации манипуляционных роботов и протезов рук с линейными приводами . . . 29

Брунман В. Е., Ватаев А. С, Волков А. Н., Петкова А. П., Плотников Д. Г. — Повышение энергоэффективности нефтедобычи оптимизацией работы линейных приводов штанговых глубинных насосов . . . 32

Горелов В. А., Анкинович Г. Г., Чудаков О. И. — Математическая модель прямолинейной динамики по недеформируемому опорному основанию седельного автопоезда с активным полуприцепом . . . 37

Александров И. К. — Энергетические потери при движении поезда по кривой . . . 42

Поддубный В. И., Трехтлер А., Варкентин А., Крюгер М. — Механико-математическая модель гусеничной машины для разработки инновационного движителя и системы подрессоривания . . . 46

Евдокимов А. П. — Динамическая нагруженность и особенности работы силовых приводов подвижного состава в разных условиях . . . 50

Костышев В. А., Ерисов Я. А. — Изготовление колец для газотурбинных двигателей горячей раскаткой сварных заготовок . . . 53

Макаров А. М., Хорошевский М. Д., Полежаев Н. В., Кухтик М. П., Сердобинцев Ю. П., Крылов Е. Г. — Автоматизированный электропривод с частотным управлением по датчику гидростатического давления . . . 56

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Кохановский В. А., Снежина Н. Г., Петренко А. А. — Приработка металлополимерных трибосистем с композиционным покрытием . . . 59

Албагачиев А. Ю., Сидоров М. И. — Исследование микротвердости и трибологических характеристик покрытий . . . 63

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Букарев И. М., Собольков А. В., Аборкин А. В. — Повышение скорости роста толщины покрытия CrN/AlN управлением загрязнением мишени при магнетронном напылении . . . 67

Монастырский А. В. — Высокоэффективное проектирование технологии фасонной отливки из магниевого сплава. Часть 1. Проектирование и анализ литниково-питающей системы . . . 70

Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Исследование производительности процесса скругления кромок полимерно-абразивными щетками . . . 74

Проблемы теории и практики резания материалов

Сергиев А. П., Владимиров А. А., Швачкин Е. Г. — Оптимизация технологических параметров при вибрационном резании . . . 79

Железнов Г. С, Андреева С. Г. — Определение силы резания, действующей на лезвие инструмента . . . 82

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мазур В. В. — Разработка и испытания автомобильных безвоздушных шин . . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Khalilov I. A., Kerimov S. Kh., Rzaeva G. M. — Method of lever mechanism synthesis, assuring specified motion law

Zaydes S. A., Ngo K. K. — Technological intensification of stressed state in constrained conditions of local loading

Ismagilov F. R., Pashali D. Yu., Vavilov V. E., Sayakhov I. F., Ayguzina V. V. — Computer modeling of external magnetic field of electrotechnical complexes elements with the purpose of diagnostics of their technical condition

Pashali D. Yu., Yushkova O. A., Sayakhov I. F. — Magnetic field of asynchronous motors in zone of end turns accounting for influence of technological and structural parameters

Salikhov R. F., Chudova T. M. — Improvement of structure of service hours measure tool of construction and road machines

Dorofeev V. L. — Application of H. Hertz theory and method of virtual external forces for generalized solution of contact problems

Bardushkin V. V., Yakovlev V. B., Sychev A. P., Lapitskiy A. V. — Forecasting of limit values of strength characteristics of chaotic reinforced polymer composites with antifriction disperse additives

Vorob'ev E. I., Dorofeev V. O. — Analysis of orientation mechanism of robot manipulators and arm prosthesis with linear drives

Brunman V. E., Vataev A. S., Volkov A. N., Petkova A. P., Plotnikov D. G. — Increase of oil production energy efficiency by optimization of linear drives operation of sucker-rod bore-hole pumps

Gorelov V. A., Ankinovich G. G., Chudakov O. I. — Mathematical model of rectilinear dynamics on non-deformable support base of saddle road-train with active semi-trailer

Aleksandrov I. K. — Energy losses at train movement on curve

Poddubniy V. I., Trekhtler A., Varkentin A., Kruger M. — Mechanical-mathematical model of track-laying machine for development of innovative propeller and cushion system

Evdokimov A. P. — Dynamic loading and features of operation of rolling stock actuator drives in different conditions

Kostyshev V. A., Erisov Ya. A. — Manufacture of rings for gas-turbine engines by hot expansion of welded billets

Makarov A. M., Khoroshevskiy M. D., Polezhaev N. V., Kukhtik M. P., Serdobintsev Yu. P., Krylov E. G. — Automated electric drive with frequency regulation on sensor of hydrostatic pressure

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Kokhanovskiy V. A., Snezhina N. G., Petrenko A. A. — Breaking-in of metal polymer tribosystems with composite coating

Albagachiev A. Yu., Sidorov M. I. — Research of microhardness and tribological characteristic of coatings

MANUFACTURING ENGINEERING

Bukarev I. M., Sobol'kov A. V., Aborkin A. V. — Increase of growth rate of CrN/AlN coating thickness by control of target impurity at magnetron sputtering

Monastyrskiy A. V. — High-effective design of technology of shaped castings from magnesium alloys. Part 1. Design and analysis of cast-supply system

Dimov Yu. V., Podashev D. B. — Research of productivity of edge fillet process by polymer abrasive brushes

Problems of theory and practice of materials cutting

Sergiev A. P., Vladimirov A. A., Shvachkin E. G. — Optimization of technological parameters at vibrational cutting

Zheleznov G. S., Andreeva S. G. — Determination of cutting force, acting on tool blade

TECHNICAL INFORMATION

Mazur V. V. — Development and tests of automobile airless tires

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.01.2017. Подписано в печать 19.02.2017.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.01

И. А. ХАЛИЛОВ, д-р техн. наук, С. Х. КЕРИМОВ, Г. М. РЗАЕВА (АзТУ, Азербайджан, г. Баку),
e-mail: khalilov@aztu.edu.az

Способ синтеза рычажного механизма, обеспечивающего заданный закон движения

Рассмотрен точный синтез плоского пятизвенного рычажного механизма. Вследствие принудительного движения точки шатуна выходное звено — ползун, точно воспроизводит заданный закон движения.

Ключевые слова: рычажный механизм, синтез механизма, точка, шатун, кривошип, ползун, траектория движения.

The exact synthesis of plane five-link lever mechanism is considered. As the result of forced movement of a crank arm point the output link — slide block exactly repeats the specified motion law.

Keywords: lever mechanism, mechanism synthesis, point, crank arm, crank, slide-block, motion trajectory.

Основной задачей синтеза механизмов является обеспечение заданного движения. Решение этой задачи, как правило, осуществляется с помощью механизмов различной структуры, некоторые из которых имеют только низшие кинематические пары, а в состав других входят одновременно и низшие и высшие кинематические пары.

Точная реализация заданного закона движения рычажным механизмом не всегда удается. Для достижения цели необходимо увеличить число звеньев механизма. Однако при этом из-за зазоров в кинематических парах закон движения выполняется с большими погрешностями и, кроме того, усложняется конструкция механизма [1—3].

В данной работе для осуществления заданного закона движения выходного звена предлагается показанная на рис. 1 схема плоского пятизвенного кривошипно-ползунного механизма с двумя степенями свободы [4]. Если какую-то точку этого механизма заставить двигаться по определенной траектории, то механизм будет иметь одну степень подвижности. Например, если в точке *E* шатуна поместить ролик и заставить его двигаться по траектории, показанной на рис. 1 штриховой линией, то механизм будет обладать одной степенью свободы. Для этого в неподвижной стойке механизма выполняют канал, в который помещают смонтированный в точке *E* ролик. Тогда при вращении кривошипа *AB* точка *E* (ролик) будет двигаться по этому каналу и точка *D* совершит требуемое движение.

Таким образом, поставлена задача реализовать заданный закон движения ползуна *2* (точка *D*) при известном законе движения кривошипа *AB*. Предположим, что входное звено *AB* движется с известной постоянной угловой скоростью ω_1 и перемещение точки *D* задано в зависимости от угла φ_1 поворота звена *AB*: $S_D = S_D(\varphi_1)$. При полном повороте кривошипа *AB* точка *D* совершает возвратно-поступательное движение по заданному закону S_D. Тогда при известном законе движения кривошипа *AB* и точки *D* определяем траекторию точки *E* шатуна. Зная длину звеньев механизма, выводим уравнение траектории точки *E*. Решаем данную задачу векторным способом (рис. 2).

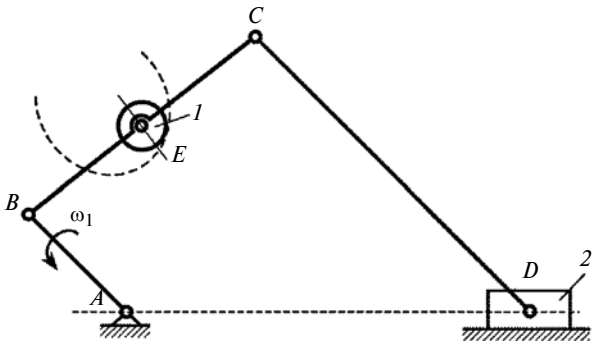


Рис. 1. Схема плоского пятизвенного кривошипно-ползунного механизма

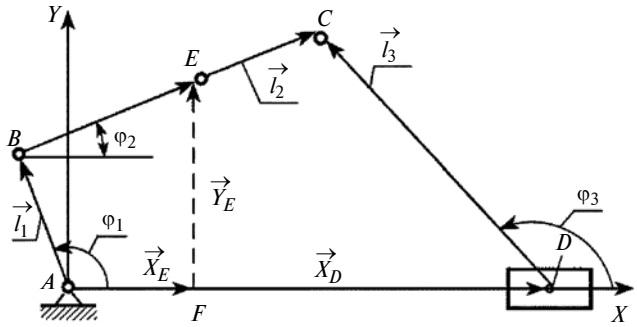


Рис. 2. Векторные контуры механизма

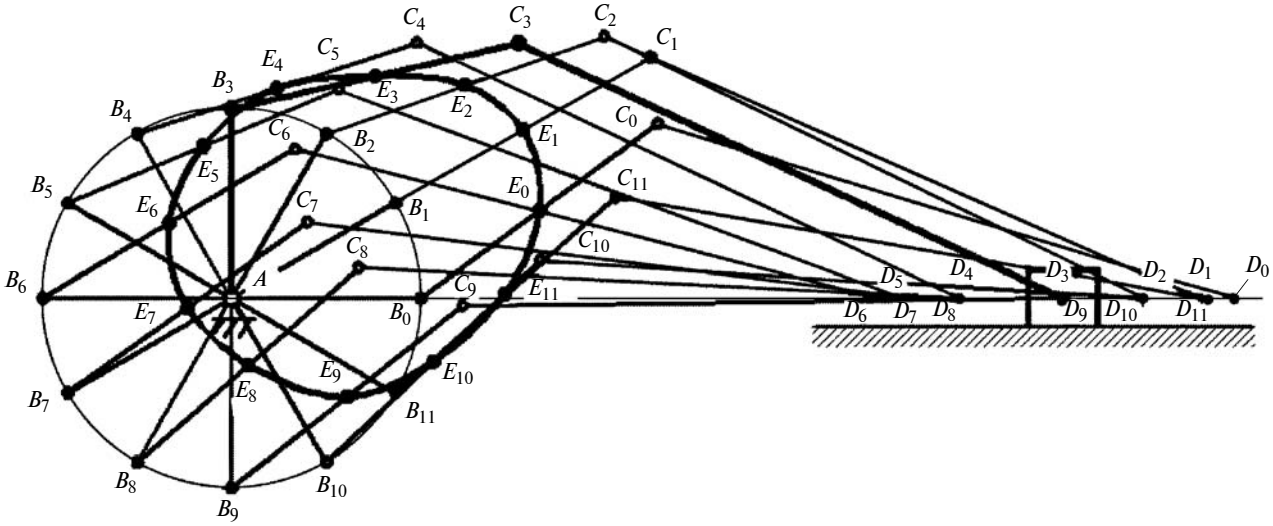


Рис. 3. План положений механизма

Запишем условия замкнутости векторного контура *ABCDA*:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{S}_D + \vec{l}_3. \qquad (1)$$

Спроектировав уравнение (1) на оси *X* и *Y*, получим:

$$l_1\cos\varphi_1 + l_2\cos\varphi_2 = S_D + l_3\cos\varphi_3;$$

$$l_1\sin\varphi_1 + l_2\sin\varphi_2 = l_3\sin\varphi_3.$$

Отсюда

$$\begin{cases} l_2\cos\varphi_2 = S_D + l_3\cos\varphi_3 - l_1\cos\varphi_1; \\ l_2\sin\varphi_2 = l_3\sin\varphi_3 - l_1\sin\varphi_1. \end{cases} \qquad (2)$$

Возведя в квадрат уравнения системы (2) и почленно сложив, получим:

$$l_2^2 = S_D^2 + l_1^2 + l_3^2 + 2S_D l_3\cos\varphi_3 - $$
$$- 2l_3 l_1\cos\varphi_3\cos\varphi_1 - 2l_3 l_1\sin\varphi_1\sin\varphi_3 - 2S_D l_1\cos\varphi_1.$$

$$l_2^2 - S_D^2 - l_3^2 - l_1^2 = 2l_3\cos\varphi_3(S_D - l_1\cos\varphi_1) -$$
$$- 2l_3 l_1\sin\varphi_1\sin\varphi_3 - 2S_D l_1\cos\varphi_1.$$

Введя обозначения:

$$2l_3(S_D - l_1\cos\varphi_1) = A;$$

$$-2l_3 l_1\sin\varphi_1 = B;$$

$$l_2^2 - S_D^2 - l_3^2 - l_1^2 + 2S_D l_1\cos\varphi_1 = C,$$

получим:

$$A\cos\varphi_3 + B\sin\varphi_3 = C.$$

Отсюда:

$$\sin(\varphi_3 + \alpha) = \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}};$$

где $\mathrm{tg}\alpha = \dfrac{B}{A}$ и $\varphi_3 = \arcsin\dfrac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}} - \alpha$.

Из системы уравнений (2) имеем:

$$\mathrm{tg}\varphi_2 = \frac{l_3\sin\varphi_3 - l_1\sin\varphi_1}{S_D - l_1\cos\varphi_1 + l_3\cos\varphi_3};$$

$$\varphi_2 = \mathrm{arctg}\frac{l_3\sin\varphi_3 - l_1\sin\varphi_1}{S_D - l_1\cos\varphi_1 + l_3\cos\varphi_3}.$$

Для вывода уравнения траектории точки *E* механизма рассмотрим условия замкнутости контура *ABEFA*:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_{BE} = \vec{X}_E + \vec{Y}_E. \qquad (3)$$

Спроектировав уравнение (3) на оси *X* и *Y*, получим:

$$\begin{cases} l_1\cos\varphi_1 + l_{BE}\cos\varphi_2 = X_E; \\ l_1\sin\varphi_1 + l_{BE}\sin\varphi_2 = Y_E. \end{cases} \qquad (4)$$

Из системы уравнений (4) имеем:

$$\begin{cases} l_1\cos\varphi_1 = X_E - l_{BE}\cos\varphi_2; \\ l_1\sin\varphi_1 = Y_E - l_{BE}\sin\varphi_2. \end{cases} \qquad (5)$$

Возведя в квадрат уравнения системы (5) и почленно сложив, получим уравнение траектории точки *E*:

$$l_1^2 = X_E^2 - 2X_E l_{BE}\cos\varphi_2 + l_{BE}^2\cos^2\varphi_2 + Y_E^2 -$$
$$- 2Y_E l_{BE}\sin\varphi_2 + l_{BE}^2\sin^2\varphi_2;$$

$$Y_E^2 - 2Y_E l_{BE}\sin\varphi_2 + X_E^2 - 2X_E l_{BE}\cos\varphi_2 -$$
$$- l_1^2 + l_{BE}^2 = 0;$$

$$Y_E = l_{BE}\sin\varphi_2 \pm$$
$$\pm\sqrt{l_{BE}^2\sin^2\varphi_2 - (X_E^2 - 2X_E l_{BE}\cos\varphi_2 + l_{BE}^2 - l_1^2)}.$$

УДК 621.7.011.001.57

С. А. ЗАЙДЕС, д-р техн. наук, К. К. НГО (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: zsa@istu.edu

Технологическая интенсификация напряженного состояния в стесненных условиях локального нагружения

На основе конечно-элементного моделирования рассмотрено влияние условий нагружения на напряжено-деформированное состояние упругопластического тела. Предложены схемы нагружения, рассмотрено влияние масштабного фактора в стесненных условиях деформирования. Результаты позволяют вести поиск конструкции инструмента и схемы нагружения, обеспечивающие упрочнение маложестких валов в стесненных условиях деформации.

Ключевые слова: поверхностное пластическое деформирование, напряженно-деформированное состояние, стесненная деформация, упрочнение, эквивалентное напряжение.

On the base of finite element modeling the influence of load conditions on stress-strain state of an elastoplastic body is considered. The load schemes are suggested, the influence of scale factor in conditions of constrained deformation is considered. The results allow to search for the tool structure and the load scheme, assuring strengthening of low-stiff shafts in conditions of constrained deformation.

Keywords: surface plastic deformation, stress-strain state, constrained deformation, strengthening, equivalent stress.

Состояние вопроса. В современной технике широко используют упрочненные детали. Методы поверхностного пластического деформирования (ППД), изменяющего в широких пределах свойства поверхностного слоя, занимают важное место среди технологических способов, повышающих надежность конструкций. Эффективность применения методов ППД в машиностроительном производстве зависит от выбора кинематики и динамики процесса, геометрии и конструкции деформирующего инструмента, способа базирования и закрепления обрабатываемой детали, режимов и технологических параметров обработки и других условий [1]. Повысить качество выпускаемых изделий можно путем обеспечения определенных эксплуатационных свойств, зависящих как от структуры материала, так и от параметров состояния поверхностного слоя детали. При упрочнении маложестких изделий типа валов, осей, штанг преимущества локальных методов упрочнения резко уменьшаются. Причиной является низкая изгибная жесткость деталей при воздействии рабочего инструмента. Поперечная нагрузка приводит к изгибу и неравномерному распределению остаточных напряжений по длине изделия. Неустойчивость напряженного состояния вызывает в последующем искривление детали [2].

Для уменьшения прогибов в процессе упрочняющей обработки необходимо уменьшать частоту вращения заготовки или радиальную нагрузку, что автоматически приводит к снижению производительности труда и повышению длительности технологического процесса упрочняю-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

В качестве примера рассмотрим механизм, выходное звено которого совершает движение по косинусоидальному закону:

$$S_D = \frac{H}{2}(1 - \cos\varphi_1). \qquad (6)$$

Для этого определим характер траектории точки E графическим методом. На рис. 3 построен план положений механизма. При равномерном вращении кривошипа AB определяем перемещения ползуна по формуле (6).

На рис. 3 в масштабе отмечены положения точки D при известной длине звеньев l_{AB}, l_{BC} и l_{CD} и определены положения точки C. Зная длину l_{BE}, на линии BC определяем положения точки E. На рис. 3 траектория точки E представляет собой замкнутую кривую, которая и является профилем канала, по которому движется ролик.

Таким образом, путем принудительного движения точки шатуна пятизвенный механизм с двумя степенями свободы приводится к механизму с одной степенью подвижности. Способ позволяет точно воспроизвести закон движения выходного звена. При заданном законе движения ползуна определена траектория точки шатуна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1985. 725 с.
2. **Левитский Н. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1990. 570 с.
3. **Кенгерли А. М.** Теория механизмов и машин. Баку: Муаллим, 2004. 674 с.
4. **Керимов С. Х., Рзаева Х. М., Гасанов Г. Э.** Кинематический анализ плоского пятизвенного кривошипно-ползунного механизма // Материалы Республиканской науч.-практ. конф., посвященной 60-летию АзТУ. Баку: Изд-во АзТУ, 2010. С. 596—599.

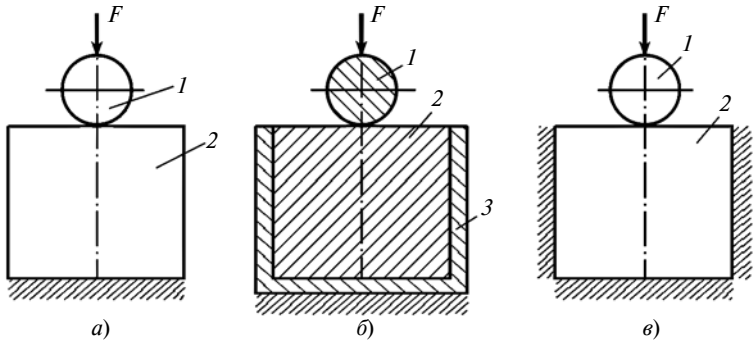


Рис. 1. Схемы нагружения упругопластического образца жестким шаром:
а — свободное нагружение; *б* — нагружение образца в упругой оболочке; *в* — нагружение образца при жестком закреплении

щей обработки. Кроме того, при этом снижается и напряженное состояние в очаге деформации, вследствие чего не достигаются необходимые параметры упрочнения поверхностного слоя как по напряженному состоянию, так и по шероховатости поверхностного слоя.

С учетом вышеизложенного возникает вопрос о необходимости интенсификации напряженного состояния при существующих технологических способах ППД для достижения более высоких качественных показателей упрочненного слоя маложестких деталей.

Задача исследования. К увеличению интенсивности деформации приводят стесненные условия нагружения, при наличии которых меняется характер перемещений и деформаций в очаге формоизменения [2] (под стесненной деформацией понимают технологический процесс, происходящий в ограниченных условиях закрепления или нагружения объекта).

В работе рассмотрено повышение эффективности локального упрочнения путем использования деформации в стесненных условиях. Исследовано влияние стесненных условий закрепления детали и стесненных условий нагружения деформирующего инструмента на изменение напряженного состояния при локальном деформировании.

Для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) при локальном воздействии инструмента использовано конечно-элементное моделирование с применением компьютерной программы ANSYS.

Машинные эксперименты. Для того чтобы определить влияние стесненных условий деформирования на изменение напряженного состояния упрочненного тела, проведены машинные эксперименты.

В первой серии опытов рассмотрено влияние стесненных условий закрепления детали на изменение напряженного состояния. Для проведения расчетов в среде ANSYS построена геометрическая модель изделия в виде упругопластического куба размерами 20 × 20 × 20 мм и полушара радиусом 5 мм и контакта между ними. Материал образца — сталь 45 ($\sigma_т$ = 360 МПа). Глубина внедрения шара в стальное тело 1 мм.

На рис. 1 представлены схемы нагружения жестким шаром *1* образца *2* при его закреплении, обеспечивающем свободное деформирование (рис. 1, *а*), деформирование в стесненных условиях — в упругой оболочке *3* из алюминия толщиной 2 мм (рис. 1, *б*) — и деформирование в жестких стесненных условиях (рис. 1, *в*). Алюминиевая оболочка моделирует упругопластическое закрепление заготовки, т. е. возможность претерпевать небольшие упругие изменения формы.

Во второй серии опытов рассмотрено влияние стесненных условий нагружения деформирующего инструмента. Как известно, при внедрении шара в поверхность объемного упругопластического тела пластическая волна образуется благодаря свободной поверхности, которая позволяет воспринимать обратное внеконтактное течение металла из очага деформации [3]. При наложении ограничения на это пластическое течение условия деформирования металла при внедрении шара изменятся, что повлияет на механические свойства материала изделия.

Таким образом, техническая идея работы заключается в том, чтобы погасить волновые течения металла вне очага пластической деформации. Это позволит уменьшить размеры пластической волны и интенсифицировать напряженное состояние в объеме тела. Для устранения формирования волны при пластическом течении металла предлагается использовать жесткое кольцо, ширина которого соответствует длине волны, а внутренний диаметр обеспечивает внедрение шара на заданную глубину (в наших опытах на 1 мм). Кольцо *2* плотно прижимается к поверхности образца *3*, и в него внедряется шар *1* (рис. 2). Затем шар и кольцо снимают, и происходит упругая разгрузка металла. Для усиления эффекта подавления пластической волны были выполнены расчеты при вдавливании кольца на глубину, равную величине упругой разгрузки. Конечно-элементные

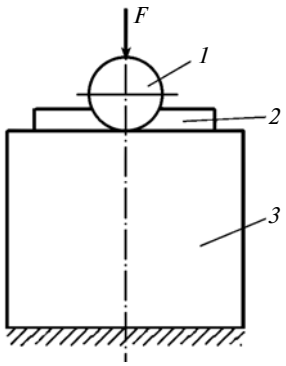


Рис. 2. Схема стесненного нагружения упругопластического образца деформирующим инструментом

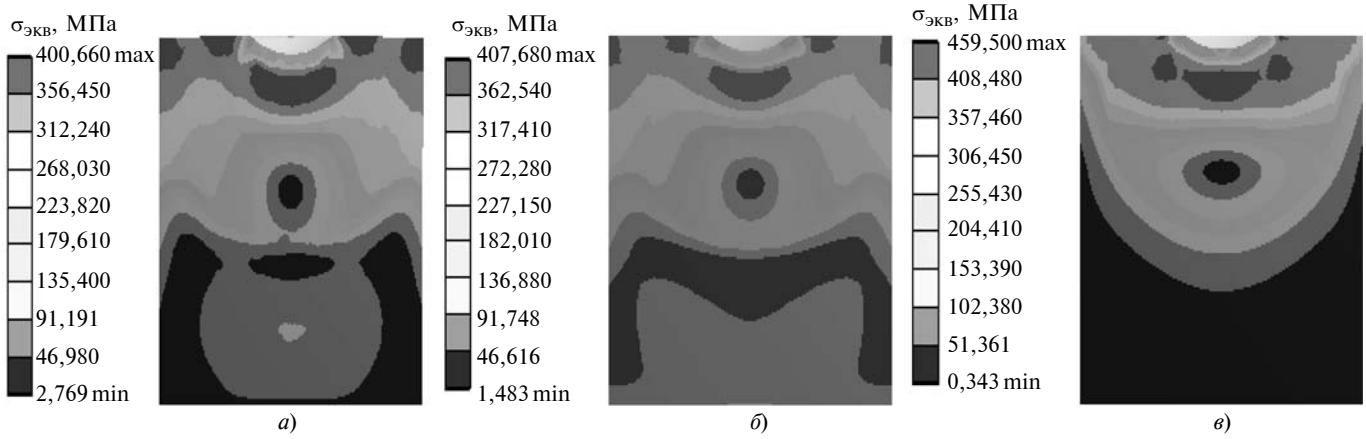


Рис. 3. Примеры распределения эквивалентных напряжений по сечению образца:
а — свободное нагружение; *б* — нагружение с оболочкой; *в* — жесткое нагружение

модели были построены аналогично вышеизложенному случаю с учетом размещения кольца на поверхности [4]. Результаты компьютерного моделирования остаточных напряжений представлены в таблице.

На следующем этапе моделирования выполнены расчеты по определению одновременного влияния стесненных условий нагружения заготовки и деформирующего инструмента.

Для оценки НДС в разных точках по глубине модели определяли эквивалентное напряжение. Критерий напряжения по Мизесу основывается на теории Мизеса—Хенки, известной также как теория энергии формоизменения. При использовании главных напряжений σ_1, σ_2 и σ_3 напряжение по Мизесу $\sigma_{экв}$ вычисляется [5] по выражению:

$$\sigma_{экв} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}.$$

Результаты компьютерного моделирования и расчетов. На рис. 3 представлены для примера фрагменты программы, содержащие результаты расчета эквивалентных напряжений в зависимости от способа нагружения образца. Анализ распределения эквивалентных напряжений при вдавливании шара показал, что наибольшие напряжения возникают не на поверхности лунки, а на некоторой глубине. Так, максимальные эквивалентные напряжения находятся на глубине, превышающей в 2,5—3 раза глубину внедрения шара.

В таблице приведены варианты управления напряженным состоянием в зависимости от условий деформирования. В результате анализа данных установлено, что такие факторы, как способы закрепления образца и геометрическая конструкция инструмента, существенно влияют на напряженное состояние. Как видно из таблицы, способы закрепления модели значительно влияют на изменение величины напряжений. Качество упрочнения изделий увеличивается вследствие интенсификации напряжений в зоне деформации в последовательности: свободное упрочнение, упрочнение с оболочкой, упрочнение с жестким закреплением заготовки. Наименьшие эквивалентные напряжения получены при свободном упрочнении, наибольшие — при нагружении заготовки с жестким закреплением. Таким образом, способ закрепления модели (объемного тела) является эффективным методом изменения характера и величины распределения эквивалентных напряжений.

Упрочнение металла в процессе пластической деформации объясняется увеличением числа дефектов кристаллического строения (дислокаций, вакансий, межузельных атомов) [6]. Повышение плотности дефектов кристаллического строения затрудняет движение отдельных новых дис-

Расчетные результаты моделирования

Условия нагружения образца	$\sigma_{экв}^{max}$, МПа	Степень повышения $\sigma_{экв}^{max}$, %
Стесненные условия при нагружении:		
свободном	400	—
с оболочкой	408	2,00
с жестким креплением	459	14,75
Стесненные условия нагружения деформирующим инструментом:		
с наложением кольца на поверхность	417	4,25
при вдавлении кольца на глубину 0,02 мм	427	6,75
при вдавлении кольца с выпуклой поверхностью на глубину 0,06 мм	439	9,75
Стесненные условия закрепления заготовки и деформирующего инструмента:		
с оболочкой и наложением кольца на поверхность	507	26,75
с жестким креплением и наложением кольца на поверхность	513	28,25

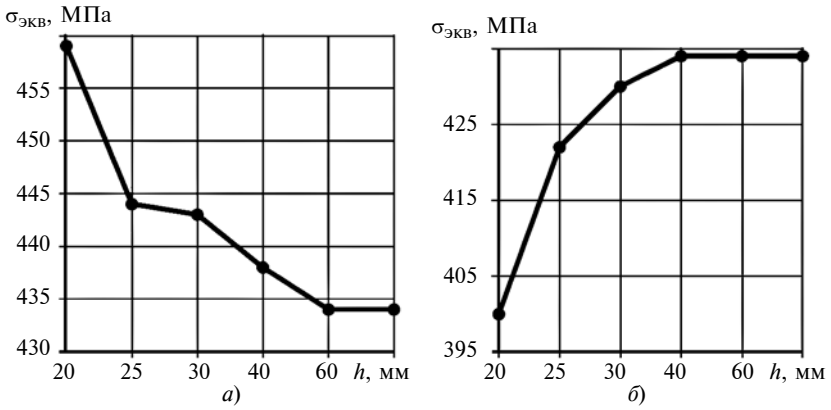


Рис. 4. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}$ от размера *h* ребра модели

локаций, а следовательно, повышает сопротивление деформации и уменьшает пластичность. Наибольшее значение имеет увеличение плотности дислокаций, так как возникающее при этом между ними взаимодействие тормозит дальнейшее их перемещение. Поэтому увеличение естественного течения металла в процессе упрочнения приводит к повышению интенсификации напряженного состояния в объемном теле.

Для получения наибольшего напряженного состояния деталей предпочтение следует отдать деформированию в стесненных условиях закрепления заготовки и деформирующего инструмента с жестким креплением и наложением кольца на поверхность заготовки. При этой схеме нагружения значение эквивалентного напряжения повышается почти на 30 % по сравнению со свободной схемой деформирования. Упрочнение наклепом с учетом влияния стесненных условий нагружения деформирующего инструмента и жесткого закрепления образца дает максимальное значение эквивалентного напряжения.

Влияние масштабного фактора. При выборе геометрических параметров модели нагружения было принято, что стесненные условия деформирования могут влиять на напряженное состояние в том случае, если будут сопоставимы размеры тела и очага упругопластической деформации. В реальных условиях чаще встречаются другие соотношения, когда очаг деформации намного меньше размеров упрочняемого тела. Поэтому в работе рассмотрено также влияние масштабного фактора на напряженное состояние нагруженного тела в условиях стесненной деформации.

На рис. 4 представлены зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}$ от размера *h* ребра модели в виде куба в условиях свободного нагружения (рис. 4, *а*) и стесненного нагружения с жестким закреплением модели (рис. 4, *б*).

Согласно рис. 4 с увеличением размеров модели значения эквивалентных напряжений снижаются при стесненных условиях нагружения, а при свободных — повышаются. Это объясняется тем, что при упрочнении очаг деформации занимает малый объем по сравнению с объемом модели. При больших размерах модели пластическая деформация почти не происходит по краям модели, поэтому влияние на напряжения жесткого закрепления модели незначительно. С увеличением модели до определенных размеров (в наших опытах до 60 мм) значения эквивалентных напряжений почти не изменяются (около 435 МПа) при обоих условиях нагружения.

Таким образом, с помощью программного пакета ANSYS на основе метода конечных элементов разработана математическая модель процесса внедрения деформирующего инструмента в поверхность объемного тела (заготовки) с учетом стесненных условий его нагружения и деформирующего инструмента.

Установлено, что напряженное состояние заготовки в значительной мере зависит от схемы нагружения. Наибольшее влияние на напряженное состояние модели оказывает схема с жестким закреплением и наложением кольца на поверхность модели.

Выявлено влияние масштабного фактора на напряженное состояние модели. С увеличением размеров модели влияние на эффективность интенсификации напряжений в очаге деформации стесненных условий нагружения с жестким закреплением модели уменьшается, а при свободной схеме нагружения — растет до определенного значения.

Полученные результаты моделирования НДС при внедрении жесткого шара в упругопластическое тело показали высокую эффективность использования стесненных условий деформирования для изменения напряженного состояния деформированного тела, а следовательно, и качества упрочненных деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зайдес С. А.** Охватывающее поверхностное пластическое деформирование Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2001. 309 с.

2. **Деформирующая** обработка валов: Монография / С. А. Зайдес, В. Н. Емельянов, М. Е. Попов и др. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2013. 452 с.

3. **Смелянский В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2002. 300 с.

4. **Нго К. К., Зайдес С. А.** Создание стесненных условий при локальном деформировании // Жизненный цикл конструкционных материалов: Сб. тр. V Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием (г. Иркутск, 2015 г.) / Под ред. С. А. Зайдеса. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. С. 233—240.

5. **Басов К. А.** Ansys: Справочник пользователя. М.: ДМК "Пресс", 2005. 640 с.

6. **Лахтин Ю. М.** Металловедение и термическая обработка металлов. М.: Машиностроение, 1983. 359 с.

УДК [621.313.333:621.3.013].001.57

Ф. Р. ИСМАГИЛОВ, д-р техн. наук, Д. Ю. ПАШАЛИ, В. Е. ВАВИЛОВ, кандидаты технических наук,
И. Ф. САЯХОВ, В. В. АЙГУЗИНА (Уфимский ГАТУ), e-mail: s2_88@mail.ru

Компьютерное моделирование внешнего магнитного поля элементов электротехнических комплексов с целью диагностики их технического состояния[1]

Внешнее магнитное поле трехфазных асинхронных двигателей как элементов электротехнических комплексов исследовано на холостом ходу для исправного двигателя, для двигателя с межвитковым замыканием в фазе статора и двигателя с обрывом фазы статора, при статическом эксцентриситете с использованием метода конечных элементов на основе уравнений Лапласа и программного комплекса Ansoft Maxwell v.14.

Ключевые слова: электротехнические комплексы, внешнее магнитное поле, диагностика технического состояния, трехфазные асинхронные двигатели.

The external magnetic field of three-phase asynchronous motors as elements of electrochemical complexes is studied at idling for intact engine, for engine with turn-to-turn short circuit in the stator phase and for engine with loss of stator phase, at static eccentricity using finite element method on the base of Laplace equations and Ansoft Maxwell v.14 software.

Keywords: electrotechnical complexes, external magnetic field, diagnostics of technical condition, three-phase asynchronous motors.

Применение диагностических систем повышает энергоэффективность, надежность (безотказность, ремонтопригодность, долговечность) элементов электротехнических комплексов (ЭЭК), позволяет предупреждать аварии, прогнозировать остаточный ресурс ЭЭК.

Основными требованиями, предъявляемыми к современным диагностическим системам, являются быстродействие, получение наибольшего объема информации, достоверность, бесконтактность. Диагностика и прогнозирование проводятся без вывода объекта из рабочего режима.

Вышеперечисленные требования стимулируют развитие традиционных методов функциональной диагностики ЭЭК (теплового, вибрационного, электрического, хромотографического, вихретокового и т. д.) и развитие новых методов, таких как диагностика по внешнему магнитному полю (ВМП). Анализ картины ВМП позволяет достоверно и объективно оценить техническое состояние ЭЭК [1, 2].

[1] Работа выполнена в рамках гранта государственной поддержки ведущих научных школ Российской Федерации (проект НШ-6858.2016.8 "Фундаментальные исследования электромагнитных и тепловых полей высокооборотных электромеханических преобразователей энергии с учетом требований прочности с целью их многомерной оптимизации").

В работах [1, 2] установлено, что величина и характер ВМП ЭЭК в значительной мере определяются различного рода несимметричностями обмоток статора и магнитной системы, обусловленных внешними дефектами.

Объект исследования. Одними из самых распространенных элементов электротехнических комплексов являются трехфазные асинхронные двигатели. Поэтому в качестве объектов исследований были приняты трехфазные асинхронные двигатели малой мощности 4А132S4У3 (далее АД1) и средней мощности 4А250S4У3 (далее АД2) с частотами вращения 1500 мин$^{-1}$. Массогабаритные показатели и технические характеристики исследуемых АД приведены в табл. 1.

Исследование ВМП проводилось на холостом ходу для исправного двигателя, двигателя с межвитковым замыканием в фазе статора, двигателя с обрывом фазы статора и двигателя со статическим эксцентриситетом.

Принятые допущения. Модель АД симметрична относительно плоскости *XZ*, поэтому рассматривается только половина машины. Корпус двигателя имеет гладкую наружную цилиндрическую поверхность, которая выполнена из алюминия. При исследовании не учитываются технологические факторы и влияние подшипниковых щитов. Все

Таблица 1

Массогабаритные показатели и технические характеристики исследуемых АД [3]

Параметр	Значение	
	АД1	АД2
Мощность двигателя, кВт	7,5	75,0
Внешний диаметр статора, мм	225	437
Внутренний диаметр статора, мм	145	290
Активная длина, мм	115	220
Воздушный зазор, мм	0,35	1,00
Число пазов статора	36	60
Число пазов ротора	34	50
Число полюсов	4	
Активное сопротивление фазы статора, Ом	0,5720	0,0278
Схема соединения обмоток фаз статора	Y ("звезда")	
Напряжение фазы *A* статора	$U_A = 311\sin(2\pi ft)$	
Напряжение фазы *B* статора	$U_B = 311\sin(2\pi ft - 2\pi/3)$	
Напряжение фазы *C* статора	$U_C = 311\sin(2\pi ft - 4\pi/3)$	
Частота питающей сети *f*, Гц	50	

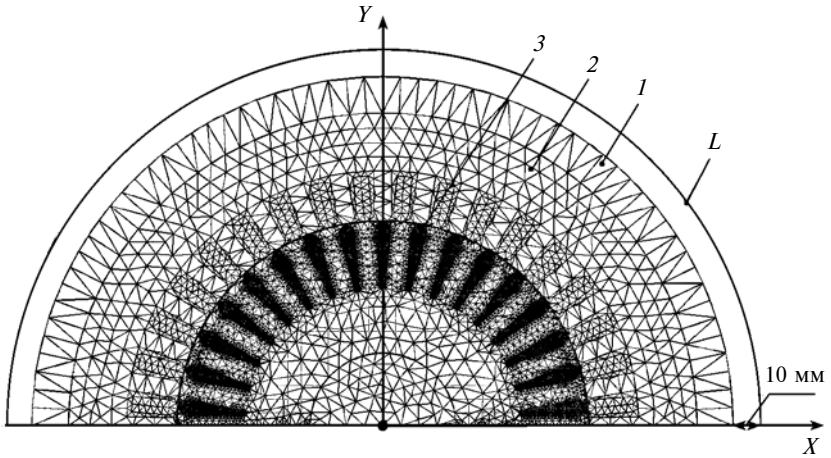


Рис. 1. Сетка конечных элементов АД:
1 — корпус; *2* — статор; *3* — ротор; *L* — окружность, расположенная на расстоянии 10 мм от внешней поверхности корпуса машины

кривые, а также картины распределения напряженности ВМП приведены для момента времени t = const.

Анализ публикаций [4, 5] показал, что наибольшей информативностью обладают составляющие ВМП, направленные по внешней окружности статора электродвигателя. Поэтому при моделировании анализировали ВМП вдоль окружности, расположенной на расстоянии 10 мм от внешней поверхности корпуса машины (рис. 1, линия *L*).

Решаемая задача — определение зависимостей между различного рода несимметричностями обмоток статора и магнитной системы, обусловленными внешними дефектами в асинхронном двигателе, и величиной напряженности ВМП.

Результаты исследования. Компьютерное моделирование для исследования ВМП АД выполнялось методом конечных элементов на основе уравнений Лапласа в программном комплексе Ansoft Maxwell v.14. Сетка конечных элементов АД представлена на рис. 1.

Для того чтобы уравнения Лапласа имели единственное решение, используется граничное условие нулевого векторного магнитного потенциала Дирихле на замкнутой границе $\varphi_м = f_1(x, y)$.

Для выявления зависимости между неисправностью АД и значением напряженности ВМП было проведено компьютерное моделирование исправного двигателя при отсутствии дефектов; напряженность его ВМП принята за эталон.

В результате моделирования были получены следующие кривые напряженности ВМП по линии *L* для двигателей АД1 (рис. 2, *а*) и АД2 (рис. 2, *б*): кривая *1* — распределение напряженности ВМП для исправного двигателя; кривая *2* — для двигателя с дефектом "межвитковое замыкание в фазе статора"; кривая *3* — для двигателя с дефектом "обрыв фазы статора"; кривая *4* — для двигателя с дефектом "статический эксцентриситет".

Анализ отказов электродвигателей показал, что до 95 % электродвигателей выходят из строя из-за дефектов обмотки статора [6]. Наиболее часто встречающаяся неисправность — межвитковое замыкание обмотки статора АД.

При межвитковом замыкании в фазе статора увеличивается сила тока в поврежденной фазе вследствие снижения ее сопротивления. Для имитации межвиткового замыкания в фазе *A* при компьютерном моделировании было задано значение активного сопротивления $R_A \to 0$ Ом.

Из сопоставления кривых *1* с кривыми *2* (см. рис. 2, *а*, *б*) видно, что при дефекте "межвитковое замыкание в фазе статора" (кривые *2*) происходит увеличение напряженности ВМП вокруг двигателя по сравнению с исправным двигателем. При этом для АД1 минимальные значения напряженности ВМП в среднем увеличились на 51 %, максимальные — на 37 %, а для АД2 минимальные значения напряженности ВМП в среднем увеличились на 9 %, максимальные — на 11 %.

Для примера на рис. 3, *а* представлены кривые напряженности ВМП по линии *L*, имеющие место в АД1 при межвитковом замыкании в фазе статора, для моментов времени t = 1 с (*1*), 0,71 с (*2*) и 0,83 с (*3*).

Согласно рис. 2, *а*, *б* и 3, *а* напряженности ВМП по линии *L* увеличиваются по сравнению с исправным двигателем, при этом в области поврежденной

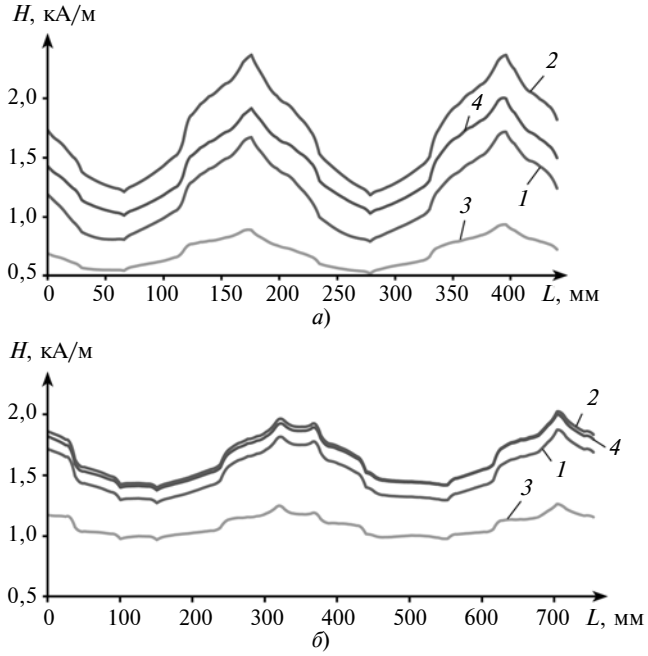


Рис. 2. Кривые напряженности ВМП по линии *L* для АД1 (*а*) и АД2 (*б*)

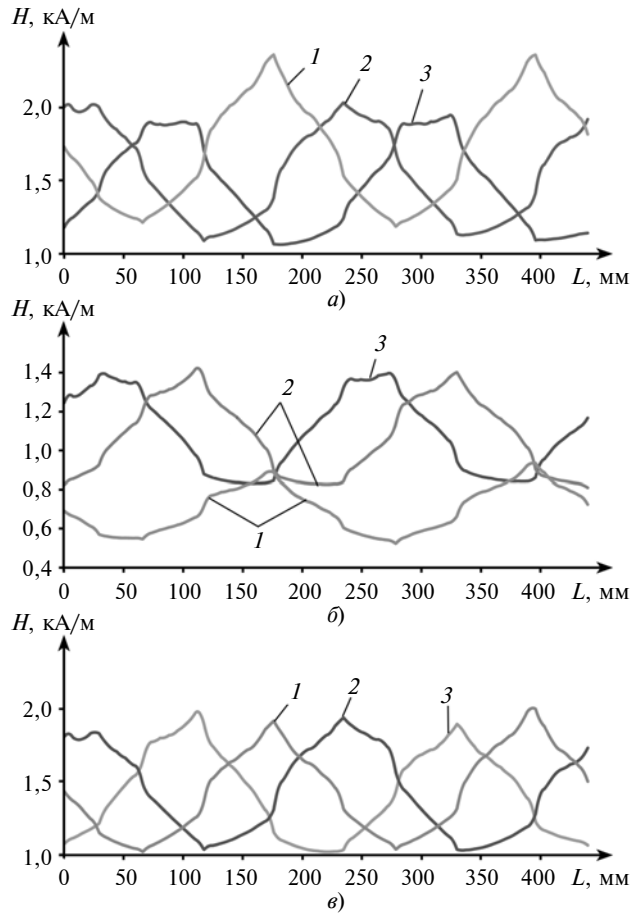


Рис. 3. Кривые напряженности ВМП для АД1 по линии *L* для различных моментов времени при дефектах: "межвитковое замыкание в фазе статора" (*а*), "обрыв фазы статора" (*б*), "статический эксцентриситет" (*в*)

фазы в момент ее включения в работу наблюдается максимум напряженности ВМП. Таким образом, наличие дефекта "межвитковое замыкание в фазе статора" характеризуется максимумом напряженности ВМП в поврежденной области.

Еще одним из часто встречающихся электрических дефектов является обрыв обмотки в фазе статора, при котором в АД по обмотке поврежденной фазы перестает протекать ток, а в двух оставшихся фазах происходит увеличение потребляемой силы тока. Для имитации обрыва обмотки в фазе *A* при компьютерном моделировании задавали значение активного сопротивления $R_A = 10^9$ Ом.

Из сопоставления кривых *1* с кривыми *3* (см. рис. 2, *а*, *б*) видно, что при дефекте "обрыв фазы статора" происходит снижение напряженности ВМП вокруг двигателя по сравнению с исправным двигателем. При этом для АД1 минимальные значения напряженности ВМП в среднем уменьшились на 32 %, максимальные — на 46 %, а для АД2 минимальные значения напряженности ВМП в среднем уменьшились на 25 %, максимальные — на 33 %.

Снижение напряженности ВМП объясняется тем, что сила тока в поврежденной фазе АД равна нулю вследствие имитации обрыва обмотки фазы статора путем увеличения сопротивления этой фазы.

На рис. 3, *б* приведены кривые напряженности ВМП по линии *L*, имеющие место в АД1 при обрыве фазы статора, для моментов времени t = 1 с (*1*), 0,71 с (*2*), 0,83 с (*3*).

Согласно рис. 2, *а*, *б* и 3, *б* напряженности ВМП по линии *L* имеют пониженные значения по сравнению с исправным двигателем, а в области поврежденной фазы в момент ее включения в работу наблюдается минимум напряженности ВМП. Таким образом, наличие дефекта "обрыв фазы статора" характеризуется минимумом напряженности ВМП в поврежденной области.

Распространенным дефектом АД, обусловленным технологическими и эксплуатационными факторами, является статический эксцентриситет (смещение оси ротора относительно оси статора).

Теоретически относительное значение статического эксцентриситета в АД может меняться в пределах $e = 0 \div 1$ о.е. [7]. Для получения достоверной картины зависимости напряженности ВМП от данной неисправности статический эксцентриситет имитировали путем смещения оси ротора от оси вращения на величину $e = 0{,}2$ о.е. для каждого двигателя.

Из сопоставления кривых *1* с кривыми *4* (см. рис. 2, *а*, *б*) видно, что при дефекте "статический эксцентриситет" происходит увеличение напряженности ВМП вокруг двигателя по сравнению с исправным двигателем. При этом для АД1 минимальные значения напряженности ВМП в среднем увеличились на 31 %, максимальные — на 14 %, а для АД2 минимальные значения напряженности ВМП в среднем увеличились на 12 %, максимальные — на 16 %.

На рис. 3, *в* показаны кривые напряженности ВМП АД по линии *L*, имеющие место в АД1 при статическом эксцентриситете, для моментов времени t = 1 с (*1*), 0,71 с (*2*), 0,83 с (*3*).

Согласно рис. 2, *а*, *б* и рис. 3, *в* напряженности ВМП при дефекте "статический эксцентриситет" по линии *L* имеют равномерные амплитуды и характеризуются увеличенными значениями по сравнению с исправным АД.

В табл. 2 представлены значения напряженностей ВМП для исследуемых АД, имеющих различ-

Таблица 2

Относительные максимальные и минимальные напряженности ВМП исследуемых АД с различными дефектами

Дефект	АД1		АД2	
	$H^{*max}_{о.е.}$	$H^{*min}_{о.е.}$	$H^{*max}_{о.е.}$	$H^{*min}_{о.е.}$
Без дефекта	1,00		1,00	
Межвитковое замыкание фазы статора	1,37	1,51	1,11	1,09
Обрыв фазы статора	0,46	0,32	0,33	0,25
Статический эксцентриситет	1,14	1,31	1,12	1,16

ные дефекты; приведены их максимальные и минимальные относительные значения:

$$H_{\text{о.е}}^{*\max} = H^{\max}/H_{\text{ис}}^{\max};$$

$$H_{\text{о.е}}^{*\min} = H^{\min}/H_{\text{ис}}^{\min},$$

где $H_{\text{ис}}^{\max}$ и $H_{\text{ис}}^{\min}$ — максимальная и минимальная напряженности ВМП исправного двигателя.

Выводы

Для определения диагностических признаков дефектов асинхронных двигателей исследованы кривые напряженности внешнего магнитного поля исправного двигателя, а также АД с дефектами: "межвитковое замыкание фазы статора", "обрыв фазы статора", "статический эксцентриситет".

При межвитковых замыканиях в фазе статора и статическом эксцентриситете происходит увеличение напряженности ВМП относительно исправного двигателя, причем при дефекте "межвитковое замыкание в фазе статора" амплитуды напряженности ВМП в месте повреждения фазы увеличены (см. табл. 2).

При обрыве фазы статора происходит уменьшение напряженности ВМП вокруг двигателя относительно исправного АД (см. табл. 2).

Таким образом, сравнение и анализ картин ВМП исправного и диагностируемого двигателей позволяют сделать вывод о наличии дефекта в диагностируемом двигателе, определить его вид и расположение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Волохов С. А., Добродеев П. Н., Кильдишев А. В.** Влияние магнитной несимметрии статора на внешнее магнитное поле электрических машин // Техническая электродинамика. 1997. № 4. С. 8—12.
2. **Пашали Д. Ю.** Диагностика электромеханических преобразователей по внешнему магнитному полю // Вестник УГАТУ. 2006. № 1. Т. 7. С. 165—169.
3. **Асинхронные** двигатели серии 4А: Справочник / А. Э. Кравчик, М. М. Шлаф, В. И. Афонин, Е. А. Соболенская. М.: Энергоиздат, 1982. 504 с.
4. **Лукьянов А. В., Мухачев Ю. С., Бельский И. О.** Исследование комплекса параметров вибрации и внешнего магнитного поля в задачах диагностики асинхронных электродвигателей // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 2 (22). С. 61—69.
5. **Диагностика** и прогнозирование состояния асинхронных двигателей на основе использования параметров их внешнего электромагнитного поля / А. Ю. Алексеенко, О. В. Бродский, В. Н. Веденев и др. // ВЕСТНИК АлтГТУ им. И. И. Ползунова. 2006. № 2. С. 9—13.
6. **Котеленец Н. Ф., Кузнецов Н. Л.** Испытания и надежность электрических машин. М.: Высшая школа, 1988. 232 с.
7. **Сурков Д. В., Никиян Н. Г.** Методика расчета магнитного поля в воздушном зазоре асинхронного двигателя при статическом эксцентриситете ротора // Тр. Всероссийской науч.-техн. конф. "Энергетика: состояние, проблемы, перспективы". Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2007. С. 191—200.

УДК 621.313.3.001.573

Д. Ю. ПАШАЛИ, О. А. ЮШКОВА, кандидаты технических наук, И. Ф. САЯХОВ
(Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: sunny_oks@mail.ru

Магнитное поле асинхронных двигателей в зоне лобовых частей с учетом влияния технологических и конструктивных факторов

Получены расчетные выражения для определения радиальной составляющей вектора напряженности магнитного поля в зоне лобовых частей асинхронного двигателя с учетом эксцентриситета и влияния конструктивных элементов машины. Оценено влияние указанных факторов на магнитное поле в лобовых частях двигателя.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, диагностика, технологические и конструктивные факторы, внешнее магнитное поле, лобовые части.

The calculation expressions for determination of radial component of magnetic field intensity vector in the end turns zone of an asynchronous motor taking into account the eccentricity and influence of machine structural elements are obtained. The influence of the noted factors on magnetic field in end turns of a motor is estimated.

Keywords: asynchronous motor, diagnostics, technological and structural factors, external magnetic fields, end turns.

Для повышения надежности асинхронных двигателей (АД) необходимы комплексная диагностическая оценка и прогнозирование их технического состояния; при этом особое внимание требуется уделить состоянию обмоток. В работе [1] отмечено, что при проведении нормированных испытаний воздействию испытательного напряжения подвергается лишь изоляция обмотки статора в пазах и в зоне выхода из паза при испытании на переменном напряжении и относительно небольшая часть изоляции в междуфазных зонах лобовых частей обмоток. Эвольвентные участки, коробки головок стержней, изоляция бандажных колец остаются практически не испытанными. В этих местах довольно часто в процессе эксплуатации возникают очаги истираний, повреждения изоляции из-за ослабления креплений и вибрации лобовых частей

или случайного попадания в корпус АД посторонних предметов. Как показали исследования, проведенные на серийно выпускаемых АД мощностью 4÷100 кВт, вышеперечисленные дефекты вызывают изменение внешнего магнитного поля (ВМП) в торцевой зоне машины. Следовательно, ВМП может служить основным или дополнительным диагностическим признаком технического состояния изоляции АД, так как его измерение возможно бесконтактным способом без вывода машины из рабочего режима.

Точность воздушного зазора АД оказывает значительное влияние на изменение их параметров, в том числе на ВМП в торцевой зоне машины. К технологическим факторам авторы статьи относят взаимное расположение в радиальном направлении поверхностей статора и ротора, образующих воздушный зазор; к конструктивным факторам — влияние основных конструктивных элементов АД: вала, корпуса, нажимных элементов, щита и т.д. Известна методика [1], позволяющая определить радиальную составляющую вектора напряженности ВМП индукционных электрических машин в зоне лобовых частей с учетом электромагнитного фона от технологической погрешности, магнитной несимметрии ротора и влияния основных конструктивных элементов (вала, корпуса, нажимной плиты, щита); при этом в работе отсутствуют данные компьютерного моделирования ВМП. Таким образом, разработка теоретической базы диагностирования по ВМП в зоне лобовых частей обмоток АД и компьютерное моделирование ВМП — актуальная научно-технической задача.

При решении этой задачи АД можно представить в виде многослойной системы с переменным воздушным зазором, с заданными токами и геометрией магнитопроводов. Расчетная схема для определения ВМП в зоне лобовых частей АД приведена на рис. 1.

При решении задачи были приняты следующие допущения: среды, для которых решаются уравнения Максвелла, однородны и изотропны; магнитная проницаемость постоянна и определяется электромагнитным состоянием данной среды в установившемся режиме работы; поперечные размеры АД значительно меньше, чем продольные; на сердечниках статора и ротора отсутствуют пазы; обмотка возбуждения представлена в виде бесконечно тонкого токового слоя, который покрывает расточку статора и создает основную гармонику намагничивающей силы, изменяющуюся по синусоидальному закону вдоль расточки; статор имеет гладкую наружную цилиндрическую круговую поверхность. Принимается цилиндрическая система координат (ρ, φ, z).

Согласно работам [2—4] выражение радиальной составляющей вектора напряженности ВМП АД в

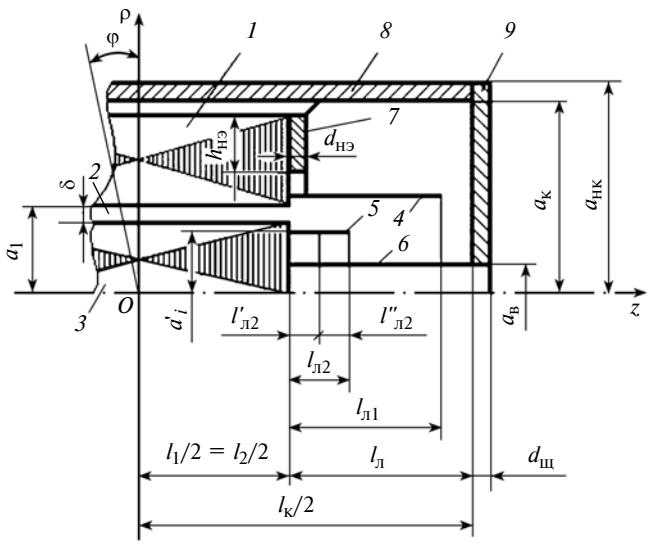


Рис. 1. Расчетная схема для определения внешнего магнитного поля в зоне лобовых частей АД:

1 — сердечник статора; *2* — воздушный зазор; *3* — ротор; *4* и *5* — токовые слои статора и ротора; *6* — вал; *7* — нажимной элемент; *8* — корпус; *9* — торцевой щит

зоне лобовых частей с учетом электромагнитного фона от погрешности, обусловленной влиянием технологических и конструктивных факторов, имеет вид:

$$H_{\rho л\nu} = k_{ВМП}\frac{jC''_{\nu n}\lambda_л\left(\frac{\pi}{2\zeta_\rho}\right)^{\frac{1}{2}}}{\mu_0}e^{-\zeta_\rho}\cos\nu\left(\frac{\omega t}{p}-\varphi_1\right)\times$$
$$\times\left\{\cos(p\alpha-\omega t)+\frac{e_{ст}\vartheta}{2u_к}[\cos((p+1)\alpha-\right.$$
$$\left.-(\omega+\omega_{e_{ст}})t)+\cos((p-1)\alpha-(\omega-\omega_{e_{ст}})t)]\right\}\times$$
$$\times(1+k_{ов}(\rho))\left\{[(\lambda_л\rho)^2(1+k_{ощ})(1+k_{онэ})+\right.$$
$$+\nu^2(1-k_{ощ})(1-k_{онэ})]\frac{\sin\lambda_л\left(z-\frac{l_2}{2}\right)}{\nu p}+$$
$$+[(\zeta_{нэ}k_{онэ}(1+k_{ощ})-\zeta_{кщ}k_{ощ}(1+k_{онэ}))]\times$$
$$\left.\times\frac{\sin\lambda_л\left(z-\frac{l_2}{2}\right)}{a_k}\right\}. \qquad (1)$$

Здесь $k_{ВМП}$ — коэффициент внешнего магнитного поля; $C''_{\nu n}$ — постоянные интегрирования, определяемые согласно закону полного тока из граничных условий [2]; p — число пар полюсов АД; α —

координата в системе, неподвижной относительно статора; $\omega = 2\pi f$ — угловая частота сети (f — частота сети); $e_{ст} = d/\delta$ — относительный статический эксцентриситет (d — смещение осей ротора и статора); $\omega_{e_{ст}}$ — частота токов (гармоники), вызванная эксцентриситетом, скорректированная по скольжению [3]; $u_к = \dfrac{1}{\sqrt{1-e_{ст}^2}}$; $\vartheta = 2\dfrac{1-\sqrt{1-e_{ст}^2}}{e_{ст}^2\sqrt{1-e_{ст}^2}}$; $k_{ов}(\rho)$ — коэффициент отражения вала; $k_{ощ}$ — коэффициент отражения щита; $k_{онэ}$ — коэффициент отражения нажимного элемента.

Для случая безвихревого поля при $\lambda\rho > \nu$ имеем:

$$\zeta_\rho = \sqrt{(\lambda_r\rho)^2 - \nu^2}. \qquad (2)$$

Здесь $\lambda_r = \lambda_л = n\pi/l_л$, $l_л$ — длина лобовой части (см. рис. 1); ν — номер гармоники поля;

$$k_{ов}(\rho) = \frac{\mu_{r\text{в}} - 1}{\mu_{r\text{в}} + 1}\, e^{-\alpha_{\rho\text{в}}},$$

где $\mu_{r\text{в}} = \mu_в/\mu_0$ — относительная магнитная проницаемость материала вала; $\alpha_{r\text{в}} = \zeta_\rho - \zeta_в$ ($\zeta_в$ находят из формулы (2) при $\rho = a_в$).

Коэффициент ВМП согласно работе [2] составляет:

$$k_{ВМП} = \frac{\sqrt{\psi_н\psi_в}\exp(2n_m\pi(\zeta_н - \zeta_в))}{(\psi_н + \psi_в)\mathrm{ch}(\xi_н - \xi_в) + (1 + \psi_н\psi_в)\mathrm{sh}(\xi_н - \xi_в)}, \qquad (3)$$

где $\psi_н = \dfrac{\xi_н}{\zeta_н\mu_r}$; $\psi_в = \dfrac{\xi_в}{\zeta_в\mu_r}$; $\mu_r = \dfrac{\mu_к}{\mu_0}$; $n = 1, 2, 3, ...$; ($n = 1$ и $n_m = 4$ при $p = \nu$), $\mu_к$ — относительная магнитная проницаемость корпуса.

Входящие в формулу (3) величины $\zeta_н$ и $\zeta_в$ определяют из формулы (2) при $\rho = a_{нк}$ и $a_к$ соответственно, $\zeta_н$ и $\zeta_в$ — по формуле $\zeta_\rho = \sqrt{j\dfrac{\omega}{p}\nu\mu_c\gamma_c\rho^2 + \zeta_\rho^2}$ при $\rho = a_{нк}$ и $a_к$ соответственно.

Коэффициенты отражения щита и нажимного элемента [2] получены при допущении, что их торцевые плоскости имеют форму сплошных дискообразных тел:

$$k_{ощ} = \frac{\mu_{r\text{щ}}\zeta_{кщ} - \xi_{кщ}}{\mu_{r\text{щ}}\zeta_{кщ} + \xi_{кщ}}\exp\left[-\frac{\zeta_{кщ}}{a_к}\left(\frac{l_1}{2} - z\right)\right]; \qquad (4)$$

$$k_{онэ} = \frac{\mu_{r\text{нэ}}\zeta_{нэ} - \xi_{нэ}}{\mu_{r\text{нэ}}\zeta_{нэ} + \xi_{нэ}}\exp\left[-\frac{\zeta_{нэ}}{a_{нэ}}\left(z - \frac{l_2}{2}\right)\right], \qquad (5)$$

где $\mu_{r\text{щ}}$, $\mu_{нэ}$ — относительные магнитные проницаемости материала щита и нажимного элемента.

Величины $\xi_{кщ}$, $\zeta_{кщ}$ из формулы (4) и $\xi_{нэ}$, $\zeta_{нэ}$ из формулы (5) рассчитывают по формулам (2) соответственно при $\lambda_r = \lambda_щ = \dfrac{\pi n}{a_к - a_1 + \delta}$; $\rho = a_к$ и $\lambda_r = \lambda_{нэ} = \dfrac{\pi n}{h_{нэ}}$; $\rho = a_1 + h_{нэ} = a_{нэ}$, а также при $\mu_r = \mu_щ = \mu_{нэ}$ и $\gamma_r = \gamma_щ = \gamma_{нэ}$, где $\mu_щ$ и $\mu_{нэ}$ — магнитные проницаемости, а $\gamma_щ$ и $\gamma_{нэ}$ — удельные электрические проводимости щита и нажимного элемента с радиальным размером $h_{нэ}$.

С помощью программного пакета MathCad по математической модели (1) было получено распределение радиальной составляющей напряженности ВМП в зоне лобовых частей для асинхронного двигателя 4А132М4У3 (параметры и геометрические данные исследуемого двигателя приведены в работе [4]).

Для оценки влияния различных факторов на уровень ВМП АД в зоне лобовых частей было получено распределение "идеальной" радиальной составляющей напряженности ВМП (рис. 2), т.е. без учета указанных факторов.

Согласно рис. 2 кривая напряженности имеет вид синусоиды, максимальная напряженность при этом составляет H_{max} = 408,6 А/м.

Для оценки влияния основных конструктивных элементов АД на уровень магнитного поля в зоне лобовых частей получено соответствующее распределение напряженности в данной зоне (рис. 3, *а*). Видим, что кривая напряженности осталась синусоидальной, а максимальная напряженность при этом составляет H_{max} = 734,85 А/м, что на 79,8 % больше значения напряженности без учета влияния основных конструктивных элементов АД. Такой уровень напряженности объясняется электромагнитным фоном от конструктивных элементов машины (вала, нажимных элементов, щита), ко-

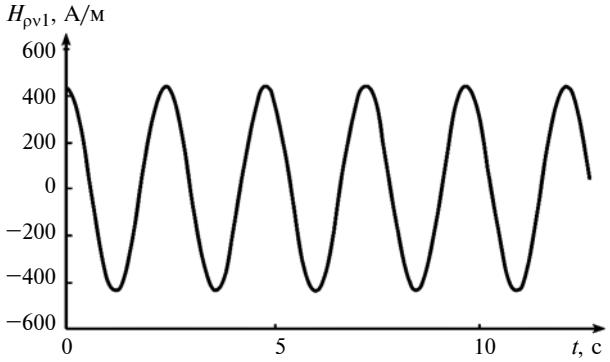


Рис. 2. Распределение "идеальной" радиальной составляющей напряженности ВМП в зоне лобовых частей

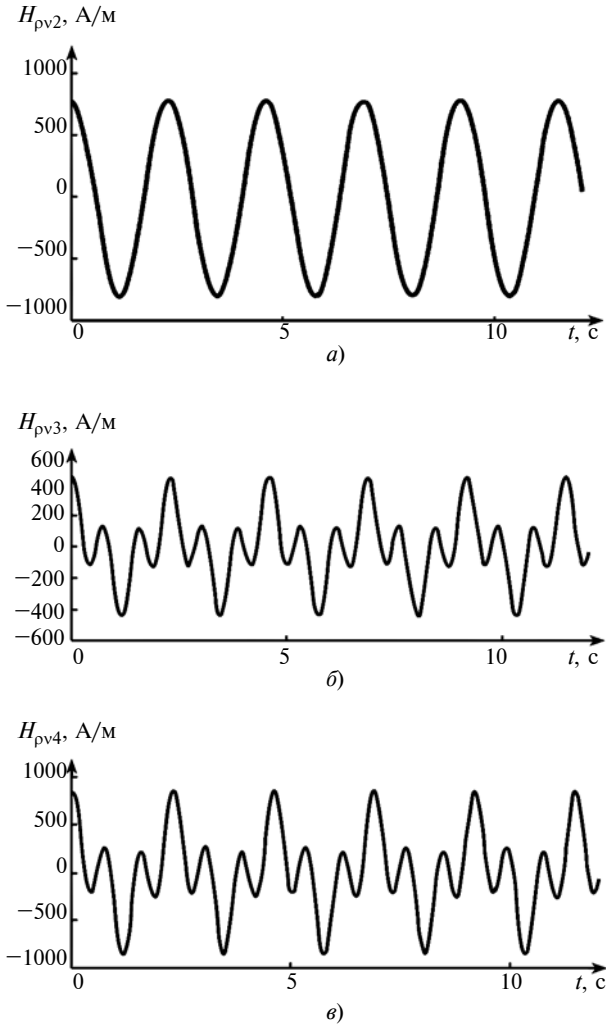


Рис. 3. Распределение напряженности ВМП в зоне лобовых частей АД с учетом влияния его конструктивных элементов (*а*), эксцентриситета ротора (*б*), основных конструктивных элементов машины и эксцентриситета ротора (*в*)

торый усиливает основное поле в зоне лобовых частей.

Рис. 3, *б* отражает влияние эксцентриситета ротора на ВМП АД в зоне лобовых частей при заданном относительном статическом эксцентриситете $e_{ст}$ = 0,15. Согласно рис. 3, *б* эксцентриситет ротора приводит к изменению вида кривой напряженности, т.е. к появлению в ней выраженных гармонических изменений, а также к увеличению амплитуды основной гармоники напряженности ВМП на 2,32 % (H_{max} = 418,117 А/м). Важно отметить, что появившиеся в кривой напряженности дополнительные гармоники имеют амплитуду $H_г$ = 115,79 А/м, что составляет 27,69 % от основной гармоники.

Кроме того, исследовали совместное влияние конструктивных и технологических факторов на поле в лобовых частях АД (рис. 3, *в*). Видим, что влияние указанных выше конструктивных элементов машины и эксцентриситета ротора проявляется в изменении амплитуды и вида кривой поля. Максимальная напряженность в данном случае составляет H_{max} = 771,19 А/м, что на 88,7 % превышает максимальную напряженность без учета влияния исследуемых факторов, а дополнительные гармоники имеют амплитуду $H_г$ = 252 А/м, что составляет 32,67 % от основной гармоники поля.

Таким образом, наличие эксцентриситета ротора, а также влияние основных конструктивных элементов машины приводят к увеличению основной гармоники поля на 88,7 % и появлению дополнительных гармоник в кривой напряженности, составляющих 32,67 % от основной гармоники.

В результате оценки влияния указанных факторов на поле АД в лобовых частях по отдельности было установлено, что влияние конструктивных элементов проявляется в изменении более чем на 80 % только амплитуды кривой напряженности, а эксцентриситет ротора приводит к изменению как амплитуды, так и вида кривой поля. Амплитуда напряженности в данном случае выше на 2,32 %, а амплитуда дополнительных гармоник составляет 27,69 % от основной гармоники поля.

Таким образом, получены выражения для определения радиальной составляющей вектора напряженности ВМП АД в зоне лобовых частей с учетом эксцентриситета ротора и влияния основных конструктивных элементов машины для повышения эффективности диагностики технического состояния АД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Городов В. В., Лашицкий А. П., Самородов Ю. Н.** Новые средства для диагностирования изоляции мощных электрических машин // Энергетика. 2003. № 9. С. 16—18.

2. **Расчет** внешнего магнитного поля в зоне лобовых частей индукционных электрических машин для диагностики / И. Х. Хайруллин, Ю. В. Афанасьев, А. Р. Набиуллин, Э. А. Мухаметдинова // Электромеханика, электротехнические комплексы и системы: Межвузовский науч. сб. Уфа: УГАТУ, 2006. С. 30—36.

3. **Хайруллин И. Х., Пашали Д. Ю.** Диагностика электромеханических преобразователей по внешнему магнитному полю // Вестник УГАТУ. 2006. № 1 (14). Т. 7. С. 165—169.

4. **Пашали Д. Ю.** К определению коэффициента внешнего магнитного поля электрических машин с распределенной вторичной системой / Электротехнические комплексы и системы: Межвузовский науч. сб. Уфа: УГАТУ, 2005. С. 237—240.

5. **Асинхронные** двигатели серии 4А: Справочник / А. Э. Кравчик, М. М. Шлаф, В. И. Афонин, Е. А. Соболенская // М.: Энергоиздат, 1982. 504 с.

УДК 625.76.08

Р. Ф. САЛИХОВ, канд. техн. наук, Т. М. ЧУДОВА (Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, г. Омск), e-mail: salikhorinat@yandex.ru

Усовершенствование конструкции измерителя наработки строительных и дорожных машин

Рассмотрено усовершенствование конструкции измерителя наработки строительных и дорожных машин, обеспечивающее более точное измерение нагруженности машины. Это позволит точно рассчитывать необходимую периодичность проведения технического диагностирования узлов и агрегатов строительных и дорожных машин, т. е. исключить избыточность технического диагностирования.

Ключевые слова: строительные и дорожные машины, техническое диагностирование, вибродатчик, затраченная энергия, измеритель наработки, мощность, продолжительность работы, нагруженность машины, ход топливной рейки, цикловая подача топлива.

The structure improvement of service hours measure tool of construction and road machines, assuring more accurate measurement of machine loading, is considered. This would allow to determine exactly the required periodicity of technical diagnosis of units and aggregates of construction and road machines, that is to exclude redundancy of technical diagnosis.

Keywords: construction and road machines, technical diagnosis, vibratory sensor, consumed energy, service hours measure tool, power, operating time, machine loading, fuel rack travel, cyclic fuel feed.

Последние исследования в области измерения наработки машин показывают, что целесообразно использовать такой показатель, как величина затраченной энергии [1—4]. Для измерения данного показателя необходимо разработать устройство, которое учитывало бы нагруженность машины, продолжительность ее эксплуатации, характеризовалось большей точностью измерения и меньшими затратами на его монтаж по сравнению с аналогами.

Авторы данной статьи изучили несколько устройств, предназначенных для регистрации наработки строительных и дорожных машин (СДМ), их достоинства и недостатки. Большое распространение для измерения наработки СДМ получил электромеханический счетчик моточасов, который регистрирует время работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), но не учитывает нагруженность машины. Для измерения наработки в машиночасах используют механический работомер, который тоже не учитывает нагруженность машины или учитывает ее опосредованно, а также не защищен от учета ложной наработки в результате недобросовестных действий машиниста-оператора. Для измерения наработки предлагается применять и такой показатель, как объем выполненных работ, который нецелесообразно использовать для многофункциональных СДМ и машин, работающих с разными материалами.

Особое внимание было уделено такому показателю, как количество израсходованного топлива. Недостатками данного показателя являются зависимость его от влияния климатических условий (например, отрицательных температур), а также от неисправностей элементов системы питания (плунжерных пар, обратных клапанов, форсунок, топливных фильтров), впускного тракта (воздушного фильтра, турбокомпрессора), от несоответствия топлива заявленным характеристикам. Использование различных видов топлива (дизельное топливо, бензин, газ) приводит к повышению трудоемкости учета наработки.

Кроме того, велико влияние человеческого фактора. Например, при наличии между плановыми техническими обслуживаниями различных неисправностей, приводящих к перерасходу топлива, машинист или механик контрольно-технического пункта могут с большим опозданием сообщить об этом в службу технической эксплуатации, что приведет к погрешности учета наработки других составных частей СДМ. Хищение топлива широко распространено на предприятиях, а современные средства учета не всегда позволяют это установить, что, в свою очередь, приводит к некорректной регистрации наработки. Повышенная погрешность датчиков уровня топлива, себестоимость их установки связаны с различиями СДМ по числу топливных баков, их конструкции и геометрическим параметрам.

Перечисленные выше факторы свидетельствуют о том, что существующая система учета наработки требует совершенствования [4].

Альтернативным показателем, учитывающим наработку СДМ, является величина затраченной энергии (ЗЭ) [5]. По нашему мнению, использование данного показателя позволит сократить число технических диагностирований вследствие сокращения разброса значений наработки на отказ узлов и агрегатов СДМ. Поэтому исследования авторов статьи сводятся к определению ЗЭ.

Для измерения величины ЗЭ существуют работомеры [1—3]. Основными недостатками указанных устройств являются трудоемкость их монтажа, высокая стоимость, большая погрешность измерения.

Авторами статьи в качестве прототипа для измерения ЗЭ предложен измеритель наработки, содержащий: датчик частоты вращения коленчатого ва-

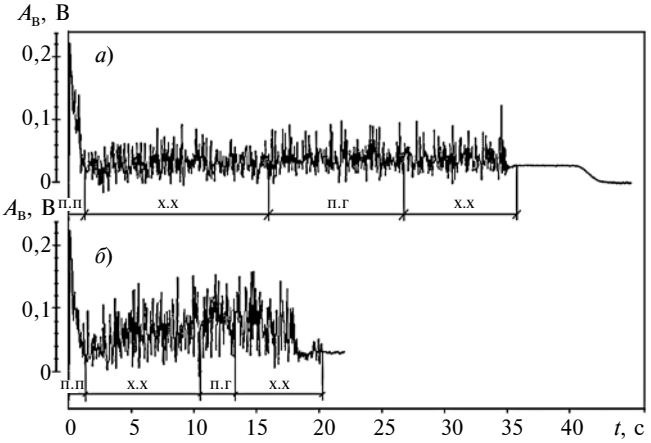


Рис. 1. Осциллограммы вибросигнала для скоростей 0,12 (*а*) и 0,52 м/с (*б*) подъема грузов массой 650 кг:

пп — продолжительность пуска ДВС; хх — холостой ход; пг — подъем груза

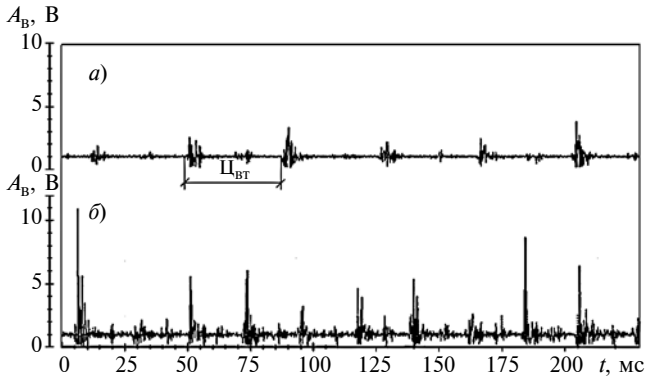


Рис. 2. Фрагменты осциллограмм вибросигнала для скорости 0,31 м/с подъема груза массой 50 кг (*а*) и скорости 0,52 м/с подъема груза массой 650 кг (*б*):

$Ц_{вт}$ — продолжительность единичного цикла впрыска топлива

ла; датчик вибрации, установленный на трубке топливного насоса высокого давления (ТНВД); осциллограф; переносной компьютер со специально разработанной программой для получения, обработки и выдачи данных; монитор для отображения величины [6]. Данный измеритель наработки позволяет значительно уменьшить ряд вышеперечисленных недостатков.

Для проведения эксперимента были использованы: датчик 23.3847 положения коленчатого вала (Россия), установленный напротив зубчатого венца маховика, и датчик стробоскопа Astro D5, установленный на трубке высокого давления системы питания ДВС, сигналы с которых затем обрабатывались с помощью автомобильного осциллографа USB Osciloskop III и его программного обеспечения [3].

Для расчета ЗЭ была использована методика В. Н. Баскова [5], основанная на таких параметрах, как ход h топливной рейки, частота n вращения коленчатого вала, скорость v движения машины и время t ее работы.

Как известно, средний ход топливной рейки можно определить, используя величину цикловой подачи ТНВД [7]. Для согласования параметров вибросигнала (амплитуда, частота) с нагруженностью машины провели серию испытаний на мини-погрузчике МКСМ-800.

К рабочему оборудованию МКСМ-800 были прикреплены грузы общей массой 650 кг. Эксперимент проводили в четыре этапа при нагрузке соответственно 650, 450, 250 и 50 кг. Груз поднимали со скоростями: первый этап — 0,12, 0,39, 0,52 м/с; второй этап — 0,32, 0,41, 0,51 м/с; третий этап — 0,29, 0,4, 0,52 м/с; четвертый этап — 0,31, 0,42, 0,55 м/с. По результатам испытаний были получены характеристики вибросигналов. Согласно рис. 1 амплитуды $A_в$ вибросигнала на скорости 0,12 м/с значительно меньше, чем на скорости 0,52 м/с при постоянной массе груза 650 кг. Аналогичную ситуацию наблюдаем на рис. 2: амплитуда и частота вибросигнала для груза массой 50 кг при скорости его подъема 0,31 м/с меньше, чем для груза массой 650 кг при скорости подъема 0,52 м/с.

С учетом массы поднимаемых грузов и скорости их подъема определяли выходную мощность ДВС. Для оперативной обработки полученных данных были рассмотрены следующие параметры, характеризующие амплитуду и частоту вибросигнала: среднее значение, среднее абсолютное значение, среднее квадратичное действующее значение, среднеквадратическое отклонение (СКО) [8]. В результате анализа этих параметров установили, что СКО амплитуды вибросигнала наиболее точно отображает изменение цикловой подачи топлива в зависимости от нагрузки машины. Данный параметр был рассчитан для всех проведенных испытаний (таблица). Тарировку испытаний осуществляли относительно наибольшего СКО, полученного в течение цикла подачи топлива.

При исследованиях было принято, что цикловая подача, характеризуемая максимальной амплитудой вибросигнала, соответствует максимальному

Результаты эксперимента

Номер опыта	Поднимаемый груз		СКО амплитуды вибросигнала	Средний ход топливной рейки $H_{т.р}$, %
	Масса, кг	Скорость, м/с		
1	650	0,12	0,31	28,37
2	650	0,39	0,49	45,32
3	650	0,52	0,65	60,39
4	450	0,32	0,32	29,35
5	450	0,41	0,47	43,51
6	450	0,51	0,61	57,00
7	250	0,29	0,27	24,68
8	250	0,40	0,40	37,41
9	250	0,52	0,64	58,98
10	50	0,31	0,29	26,67
11	50	0,42	0,42	38,58
12	50	0,55	0,56	51,62

ходу топливной рейки. Как известно, ход топливной рейки соответствует определенному коэффициенту использования двигателя по мощности [9]. Максимальная цикловая подача топлива имеет место в момент пуска ДВС, что также подтверждено проведенными экспериментами (см. рис. 1). Однако при более детальном рассмотрении величины цикловой подачи топлива с шагом 0,0002 с было выявлено, что максимальная амплитуда вибросигнала, равная 11,08 В, имеет место при подъеме груза массой 650 кг со скоростью 0,52 м/с (рис. 3). СКО для максимальной амплитуды вибросигнала цикловой подачи топлива составило 1,08 В.

После определения СКО для каждой из выборок рассчитали средний ход топливной рейки (см. таблицу) по формуле

$$H_{\text{т.р}} = \frac{A_{\text{СКО}_i}}{A_{\max}} 100, \ \%,$$

где $A_{\text{СКО}_i}$ — СКО для выборки каждого i-го опыта; $A_{\max}$ — СКО для выборки максимальной цикловой подачи топлива.

Отметим, что с увеличением массы поднимаемого груза средний ход $H_{\text{т.р}}$ топливной рейки возрастает не прямо пропорционально, как в случае с повышением скорости подъема. Это связано с тем, что масса поднимаемого груза мало влияет на изменение выходной мощности.

По полученным результатам были построены экспериментальная (точки) и аналитическая (линия) зависимости (рис. 4) СКО амплитуды вибросигнала от среднего хода топливной рейки. Данный метод применим для определения периодичности проведения технического диагностирования СДМ не только с дизельными, но и с современными бензиновыми ДВС с впрысковой системой топлива.

Таким образом, зная средний ход топливной рейки, частоту вращения коленчатого вала ДВС, продолжительность работы машины, можно вычислить затраченную энергию. В будущем планируется

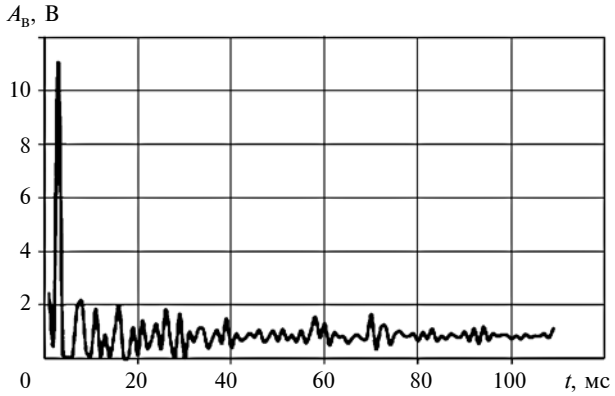


Рис. 3. Осциллограмма сигнала вибродатчика соответствующего максимальной подаче топлива

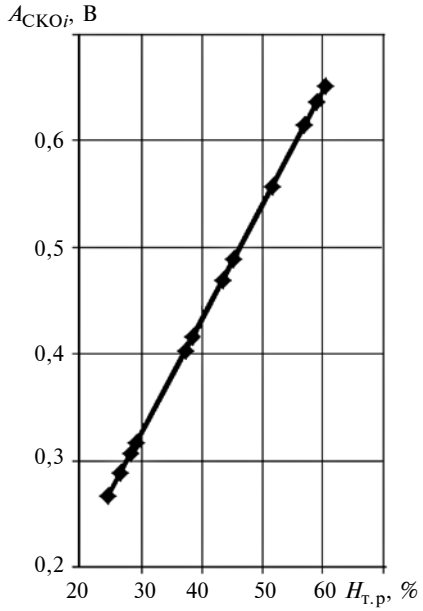


Рис. 4. Зависимости СКО амплитуды вибросигнала от среднего хода $H_{\text{т.р}}$ топливной рейки

проводить учет наработки СДМ по затраченной энергии в течение всего процесса эксплуатации, вплоть до вывода строительной техники для проведения очередного технического обслуживания и ремонта. Новое устройство позволит точнее определить необходимую периодичность технического диагностирования СДМ, что приведет к снижению материальных, финансовых и трудовых затрат.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1254520 СССР:** МКИ^4 G 07 C 5/10. Устройство для контроля работы двигателя транспортного средства.
2. **А. с. 853437 СССР:** МКИ^3 G 01 L 5/10. Способ определения наработки двигателя внутреннего сгорания транспортной машины и устройство для его осуществления.
3. **Пат. 36518 Рос. Федерации на полезную модель:** МПК G 01 L 3/00. Работомер.
4. **Иванов В. Н., Салихов Р. Ф., Чудова Т. М.** Совершенствование системы измерения наработки строительных и дорожных машин // Вестник СибАДИ. 2013. № 6. С. 15—19.
5. **Басков В. Н.** Повышение надежности автомобиля использованием рационального измерителя процесса эксплуатации: Дис. д-ра техн. наук. Саратов. 2004. 375 с. Машинопись.
6. **Пат. 154579 Рос. Федерации:** МПК G 01 L 3/24. Устройство для измерения наработки транспортных и транспортно-технологических машин.
7. **Лиханов В. А., Деветьяров Р. Р.** Испытания ДВС и топливной аппаратуры дизелей: Учеб. пособие. 3-е изд., испр. и доп. Киров: Вятская ГСХА, 2008. 106 с.
8. **Исакова А. И., Матвеева С. В., Мирошниченко Т. П.** Пособие для практических занятий и контроля самостоятельной работы студентов по разделу "Теория вероятностей и математическая статистика": Учеб. пособие. Омск: Изд-во СибАДИ, 2007. 208 с.
9. **Глушец В. А.** Совершенствование системы управления рыхлительным агрегатом: Дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2004. 204 с.

УДК 539.37:621.8

В. Л. ДОРОФЕЕВ, д-р техн. наук (ЦИАМ им. П. И. Баранова, г. Москва), e-mail: vld@ciam.ru

Применение теории Г. Герца и метода виртуальных внешних нагрузок для обобщенного решения контактных задач

Изложен метод обобщения решения Герца на основе решения системы уравнений, состоящей из формулы и интеграла Герца. Решена задача Герца в обобщенной постановке с учетом современных представлений и уровня математических возможностей. Изложен метод учета размеров тел и доказана его допустимость на примерах решения плоской задачи.

Сформулирован основной принцип решения контактных задач как составной части общего решения. Показано, что результаты решения контактной задачи относятся к виртуальным телам бесконечных размеров.

Ключевые слова: контактная задача, давление, напряжение, формулы Герца, кривизна, виртуальные силы.

The generalization method of Hertz solution on the base of solving of system of equations, consisting of the Hertz formula and the integral, is given. The Hertz problem is solved in generalized formulation taking into account modern representations and level of mathematical tools. The method of account for dimensions of bodies is described and its applicability on the examples of solutions of plain problem is proven.

The general principle of solution of contact problems as a component part of a general solution is formulated. It is shown, that the solution results of contact problem refer to virtual infinite bodies.

Keywords: contact problem, pressure, voltage, Hertz's formula, the curvature, a virtual force.

Формула Г. Герца [1, с. 162] для расчета контактных давлений между взаимодействующими телами не содержит в качестве исходных данных размеров контактирующих тел. Из формулы Г. Герца следует, что для двух разных по размеру тел, имеющих ширины w_1 и w_2 (рис. 1), находящихся в контакте, но имеющих одинаковые кривизны в точке контакта, размеры контактной площадки S и контактные давления будут одинаковыми.

Касательно этой проблемы Г. Герц дал следующее разъяснение [1, с. 160]:

"Когда на поверхность тел ограниченных размеров действует вертикальное давление, оно ведет себя как тело бесконечных размеров, при этом необходимо, чтобы интеграл $\int Z_Z \mathrm{d}s$, взятый по поверхности, ограниченной фигурой давления, определял суммарную нагрузку P на тело".

Формально это разъяснение позволяет решить контактную задачу для тел с любым соотношением размеров тел и размеров контактных площадок. Для этого требуется только совместное решение системы уравнений, состоящей из формулы и интеграла Г. Герца. В противном случае применение первой формулы Г. Герца [1, с. 162] может быть некорректным.

В работе [2, с. 457] Г. Герц привел вторую формулу для расчета контактных давлений между цилиндрическими телами, которая содержит данные о размерах контактирующих тел, вследствие чего ее применение не приводит к проблемам, возникающим иногда при применении первой формулы Г. Герца. Поэтому расчет зубчатых передач с бочкообразными зубьями, т.е. имеющими эллиптический контакт, выполняется не по первой, а по второй формуле Г. Герца [3, с. 30; 4, с. 3]. Это вносит погрешность в расчеты, но позволяет избежать катастрофических ошибок. При малой кривизне поверхностей эта погрешность расчета приводит к увеличению запаса прочности.

К классу деталей машин, для которых важно строго учесть эллиптичность контакта и при этом обойти указанные проблемы, относятся детали, имеющие малую кривизну в направлении большей оси эллипса контакта (например, ответственные высоконагруженные авиационные, судовые и автомобильные зубчатые передачи с модифицированной контактной поверхностью зубьев).

В данной статье изложен метод обобщенного решения Г. Герца, позволяющий устранить указанные погрешности расчета, основанный на решении системы уравнений, состоящей из формулы и ин-

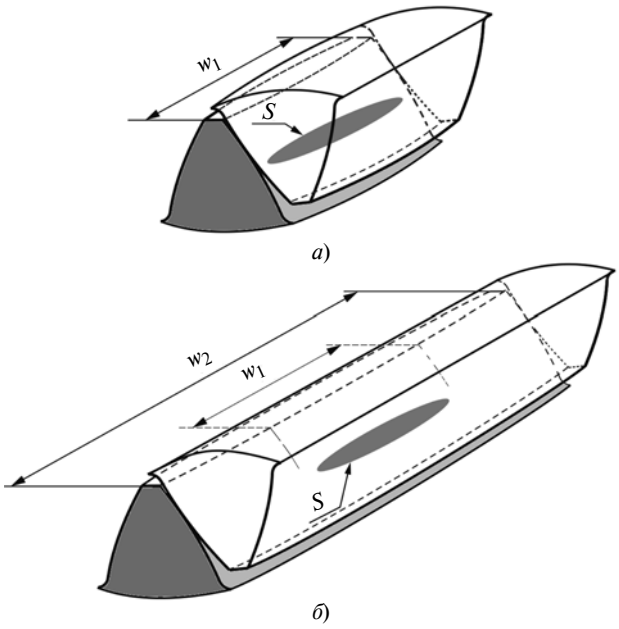


Рис. 1. Равные площадки контакта при контакте тел разных размеров

теграла Г. Герца, названный методом виртуальных внешних нагрузок.

Один из методов такого обобщения ранее был предложен И. Я. Штаерманом [5, с. 210—228]. Однако на практике продолжают применять две формулы: первую для эллиптического контакта, вторую — для цилиндрического. Очевидно, что есть причины, по которым метод И. Я. Штаермана широко не применяется.

Работы И. Я. Штаермана по обобщению задачи Г. Герца не игнорируются, в фундаментальных работах по контактным задачам на эти работы ссылаются [6—8]. Однако работ, в которых был бы выполнен глубокий анализ формул И. Я. Штаермана, нет, а из работ, в которых критически рассмотрены некоторые задачи Г. Герца, можно отметить работу Ф. Г. Нахатакяна [9].

Цель данной статьи — не углубляясь в анализ работ И. Я. Штаермана, решить задачу Г. Герца в обобщенной постановке, сняв ограничение на размеры контактной площадки, которая по классической теории Г. Герца должна быть меньше размеров тела.

Ниже изложен метод учета размеров тел, дается объяснение необходимости выполнять расчет не заданных тел, а виртуальных, но с соблюдением всех геометрических, силовых и граничных условий.

На примере расчета зависимости контактных давлений (напряжений) от величины продольной модификации зубьев зубчатых колес, результаты которого сходятся с результатами расчета по второй формуле Г. Герца для цилиндрического контакта и с результатами расчета по первой формуле Г. Герца для эллиптического контакта, доказана допустимость предложенного метода расчета. А на примерах решения плоской контактной задачи показано, что расчет контактных напряжений — это аналитическая часть общего решения, что является теоретическим обоснованием предложенного метода.

Важно отметить, что Г. Герц изначально также исходил из геометрической виртуальности. Постановка задачи в данной статье отличается от постановки Г. Герца добавлением к геометрической виртуальности размеров контактирующих тел, а также силовой виртуальности.

Анализ проблем применения первой формулы Г. Герца

Для расчета нормальных удельных давлений, распределенных по площади контактной поверхности соприкасающихся деталей машин, имеющих эллиптическую форму в месте контакта под действием заданной внешней нагрузки, используется первая формула Г. Герца [1, с. 162]:

$$\sigma_H(x, y) = \frac{3P}{2\pi ab}\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}, \qquad (1)$$

где $\sigma_H(x, y)$ — удельное контактное давление (контактное напряжение) в точке с координатами x и y относительно центра контактной площадки; P — суммарная нормальная внешняя нагрузка, распределенная по контактной площадке; a и b — соответственно большая и малая полуоси эллиптической площадки контакта.

Полуоси a и b эллиптической площадки контакта, направленные вдоль координатных осей x и y определяются по формулам [1, с. 163]:

$$\left.\begin{aligned} a &= n_a(\tau)\sqrt[3]{\frac{3P(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8(k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22})}}; \\ b &= n_b(\tau)\sqrt[3]{\frac{3P(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8(k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22})}}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

В формулах (2) $n_a(\tau)$ и $n_b(\tau)$ — трансцендентные функции, зависящие от угла τ; ϑ — постоянная Кирхгофа, характеризующая упругие свойства материала, которая связана с модулем упругости E и коэффициентом Пуассона ν зависимостью: $\vartheta = 4(1 - \nu^2)/E$; k_{11}, k_{12} и k_{21}, k_{22} — кривизны главных нормальных сечений поверхности соответственно первого и второго тела; $\tau = \arccos\left(\frac{A - B}{A + B}\right)$, где A и B — параметры суммарной кривизны контактных поверхностей.

В работе [1] Г. Герц трансцендентные функции угла τ обозначил символами μ и ν, главные кривизны контактирующих поверхностей — символами $\rho_{i,j}$, удельное контактное давление — символом Z_Z.

Угол τ определяется с помощью таблиц [1, с. 163]. Однако поскольку эти таблицы не содержат данных, необходимых для расчета класса деталей с малой кривизной в направлении большей оси эллипса контакта, то ниже приведены прямые формулы вычисления трансцендентных функций, полученные А. Н. Динником [10].

Для расчета нормальных удельных давлений, распределенных по площади контактной поверхности соприкасающихся деталей машин, имеющих цилиндрическую форму контактирующих поверхностей под действием внешней нагрузки, используется вторая формула, также полученная Г. Герцем [2, с. 457]:

$$\sigma_H(y) = \frac{2p'}{\pi b^2}\sqrt{b^2 - y^2}, \qquad (3)$$

Рис. 2. Разрушение контактной поверхности зубьев зубчатых колес с малой продольной кривизной

где p' — нагрузка на единицу длины полосы контакта; $b = \sqrt{\dfrac{3p'(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8(k_{11} + k_{21})}}$.

Сравнивая формулы (1) и (3), видим, что в формулу (3) в отличие от формулы (1) входит ширина w тела, так как нагрузка на единицу длины полосы контакта $p' = P/w$, а формула (1) не содержит никакой информации о размерах контактирующих тел, что и порождает проблемы при ее применении.

Контактные деформации и контактные давления в сопряжении цилиндрических или эллиптических поверхностей с малой кривизной, например в пределах высоты микронеровностей контактирующих поверхностей, не должны существенно отличаться. При этом расчетные значения давлений, полученные по формуле (3) должны быть меньше значений, рассчитанных по формуле (1). Однако это не так. Далее на примерах показано, что значения, рассчитанные по формуле (3) не меньше, а больше значений, получаемых по формуле (1). Следовательно, первую формулу Г. Герца (1) для тел с малой кривизной и площадкой контакта, выходящей за пределы тела, применять нельзя.

В результате игнорирования этого правила появились публикации [11], в которых приведены значения контактных давлений между эллиптическими поверхностями в 1,7 раза меньшие, чем при контакте цилиндрических поверхностей. Важно, что этот эффект авторы получают при полном отсутствии перекосов осей.

На практике в деталях машин с эллиптическим контактом поверхностей без перекоса осей происходят концентрация контактных напряжений и разрушение контактной поверхности в тех случаях, когда кривизна модифицированной поверхности назначается без должного обоснования. В работе [12] приведены примеры таких разрушений, один из которых с разрешения автора показан на рис. 2.

Чтобы принять решение о том, какую форму контактирующих поверхностей назначить — эллиптическую или цилиндрическую, необходимо рассчитать контактные напряжения с учетом как степени эллиптичности поверхностей, так и степени перекоса осей.

В данной статье рассмотрена первая часть задачи: как правильно выполнять расчет контактных напряжений в деталях с малой продольной кривизной и расчетной площадкой контакта, выходящей за пределы тела.

Основное положение обобщенного решения задачи Г. Герца

При рассмотрении задачи может создаться мнение, что замена расчета контактных давлений реальных тел расчетом виртуальных тел бесконечных размеров, как предлагал Г. Герц [1, с. 160], вносит и бесконечно большую погрешность. Это не так. Из математической теории упругости следует, что результаты расчетов всегда можно представить в виде суммы двух выражений: первое содержит информацию о форме тела; второе относится к бесконечному пространству и определяет контактные перемещения, контактные давления и контактные напряжения [13—15].

На рис. 3, *а—г* показаны поля касательных напряжений на зубе шестерни, рассчитанные разделением общих выражений на составные части при следующих данных: нагрузка P = 1 Н; модуль m = 1 мм; число зубьев z_1 = 73; ширина зубьев w = 1 мм; углы профиля с основной и смежной сторон и радиусы закругления основания несимметричного исходного контура: α = 33°, α_N = 20°,

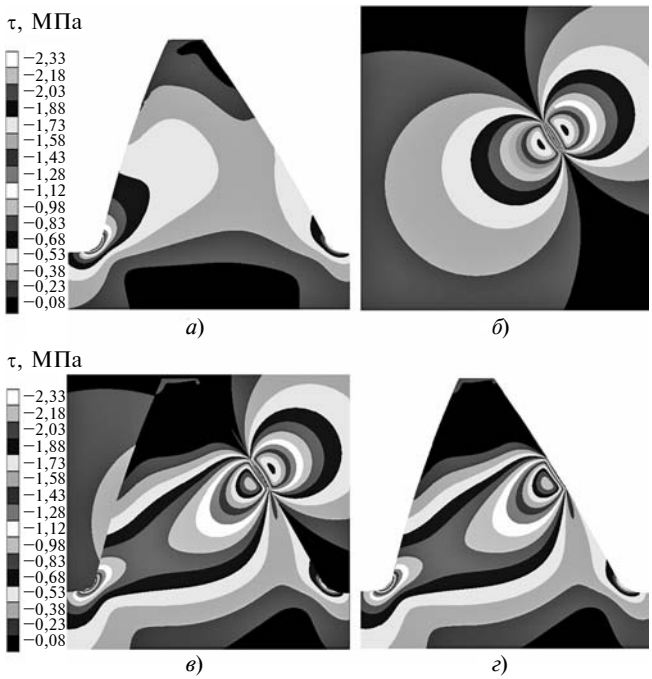


Рис. 3. Поля касательных напряжений на зубе шестерни, рассчитанные разделением общих выражений на составные части

$r_F = 0{,}31$, $r_{FN} = 0{,}23$; высота головки зуба $h_a = 1$ мм; радиальный зазор $c = 0{,}25$ мм.

На рис. 3, *а* показано поле касательных напряжений, рассчитанных численным методом комплексных граничных интегральных уравнений с вычетом сингулярной части [15]. Это первая часть результатов расчета. Вторую сингулярную часть рассчитывали аналитически (рис. 3, *б*), методом, описанным в работе [14]. На рис. 3, *в* показан результат суммирования численных и аналитических результатов расчета полей касательных напряжений в расширенной области, на рис. 3, *г* — итоговый результат суммирования численных и аналитических результатов расчета полей касательных напряжений, выполненный только для области, занимаемой телом зуба шестерни.

Для верификации результатов, показанных на рис. 3, по предложению Э. Б. Вулгакова были использованы результаты экспериментальных исследований, выполненных в Центральном институте авиационного моторостроения им. П. И. Баранова. Расчетные и экспериментальные результаты полностью совпали [14].

Результаты, приведенные на рис. 3, *б*, также полностью совпадают с результатами решения контактной задачи Н. И. Мусхелишвили [16, с. 404—435]. Это доказывает не только то, что контактная задача является составной частью общего решения, но также то, что результаты решения контактной задачи относятся к виртуальным телам бесконечных размеров и это не является ошибкой расчета. Таким образом, разъяснение Г. Герца [1, с. 160] о том, что решение контактной задачи относится к телам бесконечных размеров, не является допущением. Это основной принцип решения контактных задач, обеспечивающий одинаковые результаты расчета контактных давлений для тел разных размеров (см. рис. 1), но сдавливаемых равными силами и имеющих равные кривизны в месте контакта.

Применение метода виртуальных внешних нагрузок для обобщенного решения контактной задачи Г. Герца

В соответствии с изложенным принципом решаем задачу для тел бесконечных размеров, однако не по номинальной внешней нагрузке, а по равной или большей, такой, при которой на ширину фактической площадки контакта приходится вся внешняя нагрузка. Это означает, что в формулу (1) следует подставлять не внешнюю нагрузку P, а виртуальную нагрузку, при которой должно выполняться главное условие Г. Герца $P = \int Z_Z \mathrm{d}s$, что в принятых в статье обозначениях запишется в виде:

$$P = \int\limits_{\Delta S} \sigma_H(x, y)\mathrm{d}s, \qquad (4)$$

где ΔS — область фактической площадки контакта.

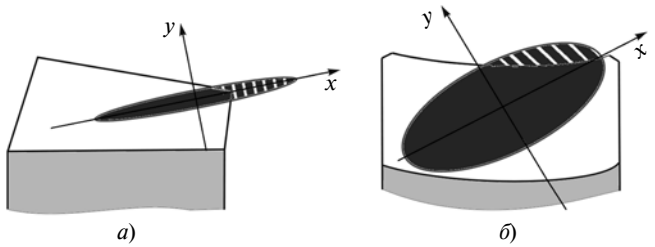


Рис. 4. Расположение контактной площадки, продленной за пределы контактирующих тел, конической (*а*) и арочной (*б*) или гиперболоидной (*в*) передач

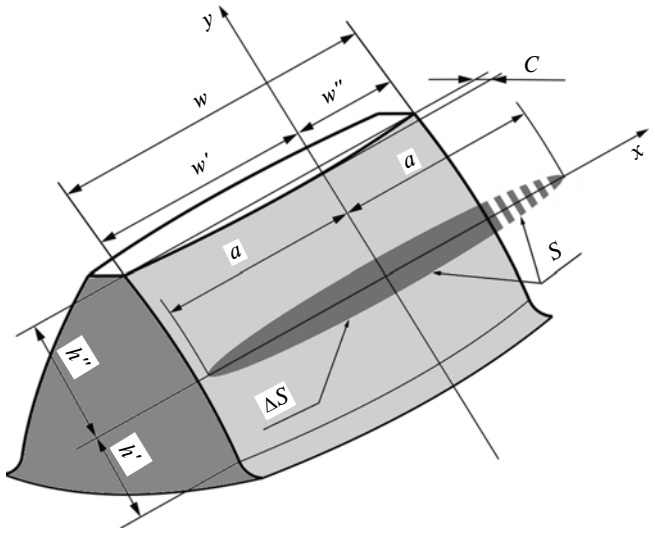


Рис. 5. Виртуальная *S* и фактическая Δ*S* площадки контакта

Возможные варианты расположения контактной площадки относительно поверхности контактирующих тел показаны на рис. 4.

В качестве примера рассмотрим сравнительно простое расположение контактной площадки, показанное на рис. 5. В этом случае виртуальная нагрузка F, на которую следует выполнять расчет, определяется решением системы уравнений:

$$\begin{cases} F = \int\limits_{S} \sigma_H(x, y)\mathrm{d}s = \iint\limits_{\substack{y=-y(x)\\ x=-a}}^{\substack{x=a\\ y=y(x)}} \sigma_H(x, y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y; \\ F = \int\limits_{\Delta S} \sigma_H(x, y)\mathrm{d}s = \iint\limits_{\substack{y=-\min(y(x),\,h')\\ x=-\min(a,\,w')}}^{\substack{x=\min(a,\,w'')\\ y=\min(y(x),\,h'')}} \sigma_H(x, y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y; \end{cases} \qquad (5)$$

где $y(x) = \sqrt{b^2 - b^2x^2/a^2}$; a и b — полуоси виртуальной площадки контакта; w', w'', h', h'' — расстояния от центра виртуальной эллиптической площадки контакта до ближайших границ сопряженных контактирующих тел (см. рис. 5).

Система уравнений (5) полностью соответствует главному условию Г. Герца (4), но является обобщенной, так как содержит размеры тел в виде пределов интегрирования.

Решается система уравнений (5), например, минимизацией функции

$$f(F_t) = \min\left|P - \int_{\Delta S} \sigma_H(F_t, x, y)\mathrm{d}s\right|; \quad F_t \subset [P, ..., MP], \tag{6}$$

где F_t — текущее значение внешней нагрузки; M — коэффициент, определяющий границы области поиска и зависящий от отношения виртуальной ширины площадки контакта к фактическому значению (можно принять $M = 10$).

Система уравнений (5) содержит функцию $\sigma_H(F_t, x, y)$, определяющую распределение контактных давлений по всей площади виртуальной площадки контакта в зависимости от текущего значения виртуальной нагрузки F_t. На каждом итерационном цикле решения системы уравнений (5) виртуальная нагрузка F_t принимает новое значение. Это продолжается до тех пор, пока не будет найдена виртуальная внешняя нагрузка F, равная нагрузке F_t при выполнении условия

$$P = \int_{\Delta S} \sigma_H(F_t, x, y)\mathrm{d}s. \tag{7}$$

Входящая в выражение (7) внутренняя функция $\sigma_H(F_t, x, y)$ определяется с помощью минимизации функции (6) и следующих формул, соответствующих формулам Г. Герца:

$$\sigma_H(F_t, x, y) = \frac{3F_t}{2\pi ab}\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}; \tag{8}$$

$$a = n_a(A, B)\sqrt[3]{\frac{3F_t(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8(k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22})}}; \tag{9}$$

$$b = n_b(A, B)\sqrt[3]{\frac{3F_t(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8(k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22})}}. \tag{10}$$

Согласно работам [10 и 17] имеем:

$$n_a(A, B) = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi}\left(1 + \frac{B}{A}\right)D(e)};$$

$$n_b(A, B) = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi}\left(1 + \frac{A}{B}\right)[K(e) - D(e)]\sqrt{1 - e^2}}. \tag{11}$$

Здесь

$$A = \min(\Phi, \Gamma); \quad B = \max(\Phi, \Gamma), \tag{12}$$

где

$$\Phi = 0{,}25[k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} - \sqrt{\Psi}];$$

$$\Gamma = 0{,}25[k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} - \sqrt{\Psi}];$$

$$\Psi = (k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos\omega$$

(ω — угол между плоскостями кривизны k_{11} и k_{12});

$$D(e) = [K(e) - L(e)]/e^2;$$

$$K(e) = \int_0^{\pi/2} \frac{\mathrm{d}\varphi}{\sqrt{1 - e^2\sin^2\varphi}}; \tag{13}$$

$$L(e) = \int_0^{\pi/2} \frac{1 - e^2\sin^2\varphi}{\sqrt{1 - e^2\sin^2\varphi}}\mathrm{d}\varphi.$$

Функции (12) и (13) [17, с. 416], должны удовлетворять трансцендентному уравнению [17, с. 415]

$$\frac{A}{B} = (1 - e^2)\frac{D(e)}{K(e) - D(e)}, \tag{14}$$

которое решается методом минимизации целевой функции:

$$f(e_t) = \min\left|\frac{A}{B} - (1 - e_t^2)\frac{D(e_t)}{K(e_t) - D(e_t)}\right|; \quad e_t \in [0, ..., 1]. \tag{15}$$

Здесь e_t переменная, принимающая значение, равное e, только в точке минимума целевой функции. В результате минимизации целевой функции (15) определяются значения эллиптических интегралов $K(e)$, $L(e)$, $D(e)$. И таким образом в области поиска $F_t \subset [P, ..., MP]$ будет найдена виртуальная нагрузка F, распределенная на виртуальной контактной площадке с полуосями a и b. При этом часть нагрузки, распределенной на фактической площадке контакта, будет равна суммарной нормальной внешней нагрузке P.

Подстановкой вычисленных значений в формулу

$$\sigma_H(x, y) = \frac{3F}{2\pi ab}\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}. \tag{16}$$

определяют контактное давление (напряжение) σ_H с учетом фактических размеров тел, что и является обобщением решения контактной задачи Г. Герца.

Таким образом, отличие формулы (16) от исходной формулы Г. Герца (1) заключается в замене суммарной нормальной внешней нагрузки P, распределенной по эллиптической контактной площадке с размерами a и b, возможно и выходящими за пределы контактирующих тел, суммарной виртуальной нормальной внешней нагрузкой F, рас-

пределенной по фактической контактной площадке, которая может быть как эллиптической, так и ограниченно эллиптической.

Пример расчета контактной задачи по обобщенным формулам методом виртуальных внешних нагрузок

Объектом исследования является зубчатая передача первой ступени редуктора винта двигателя ТВ7-117 для самолета ИЛ-114.

Зубчатые колеса с модулем $m = 3$ мм и углом исходного контура $\alpha = 33°$ имеют следующие основные параметры: числа зубьев $z_1 = 28$, $z_2 = 41$; кривизны профиля по высоте зубьев $k_{11} = 4{,}37 \cdot 10^{-2}$ 1/мм, $k_{21} = 2{,}98 \cdot 10^{-2}$ 1/мм; ширины зубьев $b_{w1} = 35$ мм, $b_{w2} = 32$ мм; угол между плоскостями с кривизной $\omega = 0$.

По известной глубине продольной модификации профиля зубьев продольные кривизны k_{12} и k_{22} определяются по формуле:

$$k_{12,22} = \frac{2C_{1,2}}{\left(\frac{\min(w_1, w_2)}{2}\right)^2 + C_{1,2}^2}.$$

Здесь C_1 и C_2 — высоты круговых сегментов с хордами, равными соответственно минимальной ширине w_1 и w_2 тел, определяющие продольную выпуклость или вогнутость продольных линий контакта.

Для нагрузки в однопарном зацеплении зубьев $P_n = 25$ кН максимальное контактное напряжение, вычисленное по первой формуле Г. Герца (1) для эллиптического контакта ($C_1 = 0$, $C_2 = 2{,}5$ мкм) равно 1149 МПа. Это значение меньше значения 1453 МПа, рассчитанного по второй формуле Г. Герца (3) для цилиндрического контакта ($C_1 = 0$, $C_2 = 0$). Это свидетельствует о некорректности применения формулы (1) для расчета указанной зубчатой передачи. Расчетное контактное напряжение для эллиптического контакта ($C_1 = 0$, $C_2 = 2{,}5$ мкм), полученное по обобщенной формуле (16), основанной на зависимостях (5)—(15), равно 1476 МПа. Это значение больше напряжения для цилиндрического контакта, что свидетельствует о правильности формулы (16).

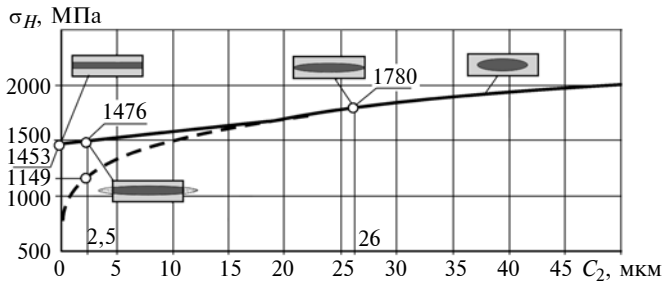


Рис. 6. Зависимости формы контактной площадки и контактных напряжений σ_H от глубины C_2 продольной модификации зубьев

На рис. 6 приведены зависимости напряжений σ_H от глубины C_2 продольной модификации зубьев колес. Сплошной линией показан график, построенный по обобщенной формуле (16); штриховой линией — график, построенный по первой формуле Г. Герца (1). Значение 1453 МПа — результат расчета по второй формуле Г. Герца (3) для цилиндрического контакта. Значение $\sigma_H = 1780$ МПа соответствует глубине модификации 26 мкм. При таком значении полная ширина площадки контакта равна ширине контактирующих тел. При глубине продольной модификации, равной или большей 26 мкм, графики, построенные по первой формуле Г. Герца (1) и по обобщенной формуле (16), совпадают.

Обобщенное решение контактных задач по формуле (16) следует применять при расчетах деталей с малым или корректированным перекосом осей валов:

1) ответственных высоконагруженных авиационных, судовых и автомобильных зубчатых передач с модифицированной контактной поверхностью зубьев;

2) торцевых зубчатых муфт, имеющих бочкообразную поверхность;

3) роликовых подшипников качения;

4) в тех случаях, когда ширина эллиптической площадки контакта равна ширине зубчатых колес (для оценки степени увеличения напряжений), так как, например, если зубья колеса ($z_2 = 41$), выполнить с глубиной продольной модификации $C_2 = 26$ мкм (при этом ширина площадки контакта будет равна ширине зубчатого колеса), то несущая способность уменьшится на 50 %, что приведет к разрушениям, показанным на рис. 2. Подобные конструкторские ошибки провоцируются изящным видом пятна контакта вновь изготовленных колес.

Приведенные формулы не учитывают погрешности направления зубьев и перекосы осей, а этот фактор в неменьшей степени является причиной концентрации напряжений. В этом случае целесообразно применять угловую коррекцию направления зубьев в сочетании с модификацией линии направления зубьев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Hertz H.** Über die Berührung fester elastischer Körper // Journal für die reine und angewandte Mathematik. V. 1882. Issue 92 (Jan 1882). S. 156—171.

2. **Hertz H.** Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Harte Körper // Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes. Berlin: Verein zur Beförderung des Gewerbefleisses, 1882. S. 449—463.

3. **DIN 3990 Teil 1.** Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren / DIN Deutsches Institut für Normung E. V. Berlin: 1987, 69 S.

УДК 539.3:621.891:678.5

В. В. БАРДУШКИН, В. Б. ЯКОВЛЕВ, доктора физико-математических наук (МИЭТ),
А. П. СЫЧЕВ, канд. физ.-мат. наук (Южный научный центр РАН, г. Ростов-на-Дону),
А. В. ЛАПИЦКИЙ (ЗАО «ЭНПЦ Эпитал», г. Москва), e-mail: alekc_sap@mail.ru

Прогнозирование предельных значений прочностных показателей хаотически армированных полимерных композитов с антифрикционными дисперсными добавками[1]

Проведено численное моделирование и исследованы зависимости предельных значений прочностных характеристик при одноосном сжатии антифрикционных полимерных композитов от содержания компонентов.

Ключевые слова: матричные композиты, включения, матрица, оператор концентрации напряжений, механическая прочность, антифрикционные материалы, моделирование.

The numerical modeling is carried out and the dependencies of limit values of strength characteristics at uniaxial compression of antifriction polymer composites form composition of components are studied.

Keywords: matrix composites, impurities, matrix, stress concentration operator, mechanical strength, antifriction materials, modeling.

В узлах трения машин и механизмов все большее применение находят матричные композиты, армированные неизометричными включениями (волокна, диски и т. п.), которые определенным образом ориентируются в объеме материала. Известно, что использование двухкомпонентных антифрикционных композитов в тяжелонагруженных узлах трения ограничено ввиду их малой удельной прочности и несущей способности. Поэтому для таких узлов целесообразно применение многокомпонентных материалов, в состав которых входят упрочняющие и антифрикционные наполнители [1, 2]. Физико-механические свойства композитных материалов зависят от состава включений, их форм, ориентации и содержания. Поэтому для рационального применения создаваемых материалов необходимы соответствующие теоретические и экспериментальные исследования их физико-механических характеристик.

Для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) матричных композитов важны не только их эксплуатационные характеристики [2—5], но и установление предельно допустимых значений эксплуатационных показателей [2, 6, 7], которые можно определить моделированием, что обеспечивает еще на этапе проектирования композитов разработку рекомендаций по подбору состава компонентов и их содержания.

[1] Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ (грант № 16-08-00262-а).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

4. **DIN 3990 Teil 2.** Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Berechnung der Grübchentragfähigkeit / DIN Deutsches Institut für Normung E. V. Berlin: 1987, 18 S.

5. **Штаерман И. Я.** Контактная задача теории упругости. М.: Гостехиздат, 1949. 270 с.

6. **Развитие** контактных задач в СССР / Под ред. Л. А. Галина. М.: Наука, 1976. 493 с.

7. **Галин Л. А.** Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. М.: Наука, 1980. 304 с.

8. **Леонов М. Я.** Механика деформаций и разрушения: Физико-математические основы теории. Фрунзе: Илим, 1981. 236 с.

9. **Нахатакян Ф. Г.** Напряженно-деформированное состояние упругих элементов зубчатых механизмов и сооружений при их линейном и кромочном контакте: Дис. ... д-ра техн. наук. / Институт машиноведения РАН. 2015. 212 с.

10. **Динник А. Н.** Удар и сжатие упругих тел // Известия Киевского Политехнического института Императора Александра II. Киев: 1909. 120 с. (Избранные труды. Киев: АН УССР, 1952, т. 1. 151 с.).

11. **Попов А. П., Кипреев Ю. Н.** Повышение нагрузочной способности зубчатых передач по контактным напряжениям // Вісник НТУ "ХПІ". 2009. № 20. С. 108—117.

12. **Kubo A.** Necessity of 3d tooth form correction as function of tooth lead form correction // International Symposium "Theory and practice of gearing — 2014, January 21—23, 2014, Izhevsk, Russia. P. 66—72.

13. **Дорофеев В. Л.** Анализ и расчет контактных и изгибных перемещений деталей машин // Вестник машиностроения. № 10. 1993. С. 5—7.

14. **Дорофеев В. Л.** Основы технологии компьютерного моделирования полей напряжений методом комплексных аналитических функций // Новые технологии управления движением технических объектов. Материалы 3-й междунар. науч.-техн. конф. Т. 2. Новочеркасск: 2000. С. 104—109.

15. **Dorofeyev V. L.** Problems of internal gear pair design and methods of their solution // International Conference on Gears. VDI — Berrichte 2108.2. S. 1443—1446 (October 4th to 6th, 2010. Technical University of Munich (TUM) Garching (near Munich), Germany).

16. **Мусхелишвили Н. И.** Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 709 с.

17. **Расчеты** на прочность в машиностроении. Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев, и др. М.: Машгиз, 1958. 974 с.

В данной работе решается задача прогнозирования предельно допустимого напряжения при одноосном сжатии композитов на полимерной основе с антифрикционными дисперсными добавками и хаотически распределенными в объеме материала рублеными короткими волокнами, при этом рассматривается хрупкое разрушение неоднородных материалов. Моделирование основывается на методе прогнозирования предельно допустимых нагрузок на матричные композитные материалы при сжатии [6], согласно которому приложенная к композиту сжимающая (в определенном направлении) нагрузка является разрушающей, если НДС матрицы превышает предел ее прочности. Напряжение, возникающее в матрице при внешнем воздействии на композит, сравнивается со справочным значением предела прочности, которое должно соответствовать внешней сжимающей нагрузке (в том же направлении, что и для рассматриваемого композита), приложенной к однородному телу, состоящему только из материала матрицы.

Численное моделирование опирается на обобщенное сингулярное приближение теории случайных полей [3] и понятие оператора концентрации напряжений $K^{\sigma}(\mathbf{r})$ (тензора четвертого ранга), связывающего напряжения $\sigma_{ij}(\mathbf{r})$ внутри каждого элемента неоднородности со средним (внешним) напряжением $\langle\sigma_{kl}(\mathbf{r})\rangle$, приложенным ко всему композиту [2, 5—8]:

$$\sigma_{ij}(\mathbf{r}) = K^{\sigma}_{ijkl}(\mathbf{r})\langle\sigma_{kl}(\mathbf{r})\rangle, \quad i, j, k, l = 1, 2, 3, \qquad (1)$$

где $\mathbf{r}$ — радиус-вектор случайной точки композитной среды.

Угловые скобки в выражении (1) определяют процедуру статистического усреднения, которая при выполнении гипотезы эргодичности совпадает с усреднением по объему [3, 5].

Для определения $K^{\sigma}(\mathbf{r})$ необходимо решить уравнения равновесия упругой неоднородной среды. Однако в общем случае получить соотношение для численных расчетов оператора концентрации напряжений не удается. Поэтому для вычисления $K^{\sigma}(\mathbf{r})$ используют различные приближения. Одним из таких приближений, учитывающих взаимодействия включений, является обобщенное сингулярное приближение теории случайных полей [3], в рамках которого используется только сингулярная составляющая тензора Грина уравнений равновесия, зависящая лишь от δ-функции Дирака, а также вводится однородное тело сравнения, материальные константы которого входят в окончательные выражения для вычисления $K^{\sigma}(\mathbf{r})$. Физический смысл обобщенного сингулярного приближения заключается в предположении однородности полей напряжений и деформаций в пределах элемента неоднородности. В этом случае выражение для $K^{\sigma}(\mathbf{r})$ имеет вид (индексы опущены) [2, 6—8]:

$$K^{\sigma}(\mathbf{r}) = \\ = c(\mathbf{r})[I - g(\mathbf{r})c''(\mathbf{r})]^{-1}\langle c(\mathbf{r})[I - g(\mathbf{r})c''(\mathbf{r})]^{-1}\rangle^{-1}. \qquad (2)$$

Здесь I — единичный тензор четвертого ранга; $c(\mathbf{r})$ — тензор модулей упругости; $g(\mathbf{r})$ — интеграл от сингулярной составляющей второй производной тензора Грина уравнений равновесия, являющийся тензором четвертого ранга; $c''(\mathbf{r}) = c(\mathbf{r}) - c_{\text{c}}$ — разность между соответствующими параметрами неоднородной среды и однородного тела сравнения, где c_{c} — упругие характеристики тела сравнения.

Для вычисления компонент g_{ijkl} тензора $g(\mathbf{r})$ необходимо сначала рассчитать компоненты a_{iklj} тензора четвертого ранга A, а затем в a_{iklj} по двум парам индексов (i, j и k, l) выполнить операцию симметризации [2, 3]. Компоненты a_{iklj} тензора A вычисляем с помощью выражения

$$a_{iklj} = -\frac{1}{4\pi}\int n_k n_j t^{-1}_{il}\, \mathrm{d}\Omega, \qquad (3)$$

где $\mathrm{d}\Omega = \sin\theta \mathrm{d}\theta \mathrm{d}\varphi$ — элемент телесного угла в сферической системе координат; t^{-1}_{il} — элементы матрицы, обратной матрице T с элементами $t_{il} = (c_{\text{c}})_{ikij} n_k n_j$; n_k и n_j ($k, j = 1, 2, 3$) — компоненты вектора внешней нормали к поверхности включения.

Для эллипсоидальных включений с главными полуосями l_1, l_2 и l_3 компоненты вектора нормали определяются выражениями:

$$n_1 = \frac{1}{l_1}\sin\theta\cos\varphi;$$

$$n_2 = \frac{1}{l_2}\sin\theta\sin\varphi;$$

$$n_3 = \frac{1}{l_3}\cos\theta.$$

Как указывалось выше, при выполнении условия эргодичности можно использовать усреднение по объему (для каждого компонента неоднородного материала). Тогда операция усреднения по всему объему материала для некоторой случайной величины $a(\mathbf{r})$ сводится к интегрированию, а для многокомпонентного материала — к суммированию средних значений по компонентам:

$$\langle a(\mathbf{r})\rangle = \sum_s V_s\langle a_s(\mathbf{r})\rangle, \qquad (4)$$

где V_s и $a_s(\mathbf{r})$ — объемная концентрация компонента s-го типа и соответствующая этому компоненту случайная величина; $\sum_s V_s = 1$ [2, 3].

Рассмотрим матричные композиты с включениями двух типов: тип 1 — дисперсные включения политетрафторэтилена (ПТФЭ), равномерно рас-

пределенные в композите и выполняющие антифрикционную функцию; тип 2 — рубленые короткие высокотермоогнестойкие полиимидные волокна, полученные из нити АРИМИД (ТУ 2272-034-17277875—2003, изготовитель — ООО «ЛИРСОТ», г. Мытищи), хаотично распределенные в композите и выполняющие функцию упрочнения. В качестве матрицы использован компонент типа 3 — эпоксифенольный состав (ЭФС) на основе эпоксидной диановой смолы, отверждаемой малофенольной фенолформальдегидной смолой новолачного типа (содержание фенола менее 0,5 %) при соотношении 3:2 (изготовитель — ЗАО «ЭНПЦ Эпитал», г. Москва).

Значения показателей физико-механических свойств компонентов композитов [1, 9, 10], а именно, модуль Юнга E, коэффициент Пуассона ν и плотность ρ, приведены в таблице.

Модель прогнозирования предельных прочностных характеристик рассматриваемых материалов основана на представлении их структуры в виде статистически однородных матричных композитов, армированных сферическими включениями ПТФЭ радиуса R и эллипсоидальными включениями АРИМИД с полуосями l_1, l_2 и l_3. Большие полуоси имеют длину L, а сами включения ориентированы в композите в семи разных направлениях (относительно лабораторной системы координат): три — в направлении координатных осей и четыре — параллельно прямым, образующим равные углы со всеми координатными осями.

Принимаем, что модельные композиты состоят из изотропных компонентов с объемными концентрациями V_1, V_2 и V_3, где индекс «1» относится к ПТФЭ, «2» — к волокнам АРИМИД, «3» — к ЭФС.

С учетом выражения (4) выражение (2) для s-го компонента композита имеет вид:

$$K_s^{\sigma} = c_s[I - g_s(c_s - c_{\text{c}})]^{-1} \times$$
$$\times \left\{ \sum_i V_i c_i [I - g_i(c_i - c_{\text{c}})]^{-1} \right\}^{-1}, \qquad (5)$$

где c_s и c_{c} — тензоры модулей упругости соответственно s-го компонента композита и однородного тела сравнения; g_s — тензор $g(\mathbf{r})$ s-го компонента композита, вычисляемый по формуле (3). При этом g_1 соответствует сферическим включениям ($l_1 = l_2 = l_3 = R = 1$); g_2 — эллипсоидальным включениям (волокнам), ориентированным в указанных семи направлениях, с большой полуосью $L = 50$ и остальными полуосями, равными 1; g_3 — связующему (при вычислении g_3 принимаем $l_1 = l_2 = l_3 = 1$). Считаем также, что объемные концентрации эллипсоидальных включений в каждом из семи указанных направлений одинаковы и равны $V_2/7$.

Компонент	E, ГПа	ν	ρ, г/см^3
1. ПТФЭ	0,15	0,33	2,20
2. АРИМИД	120,00	0,36	1,45
3. ЭФС	3,70	0,42	1,25

Для моделирования при операциях над тензорами использовали матричную форму записи [3]. При этом ненулевые элементы c_{ij} (i, j = 1, ..., 6) симметрической матрицы тензора с модулей упругости для изотропного материала выражали через модуль Юнга E и коэффициент Пуассона ν следующим образом:

$$c_{11} = c_{22} = c_{33} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)};$$

$$c_{44} = c_{55} = c_{66} = \frac{E}{2(1+\nu)};$$

$$c_{12} = c_{13} = c_{23} = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}.$$

Упругие характеристики однородного тела сравнения вычисляли методом самосогласования [3, 11], для чего использовали итерационную процедуру, в которой в качестве параметров c_{c} тела сравнения использовали тензоры модулей упругости (в матричной записи), полученные на предыдущем шаге итерации. В качестве начальных значений параметров тела сравнения брали упругие характеристики, полученные в приближении Хилла, т. е. среднеарифметические, полученные в приближениях Ройсса: $c_{\text{Reuss}} = \left[\sum_s V_s (c_s)^{-1}\right]^{-1}$, и Фойгта: $c_{\text{Voight}} = \sum_s V_s c_s$ [3, 11]. Итерацию прекращали при максимальной разнице между модулями c_{c} менее 0,01.

При численном моделировании использовали процентные содержания элементов неоднородности по массе m_s (s = 1, 2, 3), связанные с объемными концентрациями V_s и плотностями ρ_s всех компонентов композита формулой

$$m_s = \frac{V_s \rho_s}{\sum_i V_i \rho_i} 100, \text{ мас. \%}.$$

Поэтому предельно допустимые значения прочностных показателей композитов рассчитаны относительно процентного содержания элементов неоднородности по массе.

При проведении моделирования использовали данные о разрушающем напряжении при сжатии для ЭФС: σ_{p} = 160 МПа [9]. Внешнее сжимающее воздействие $\langle\sigma\rangle$, направленное параллельно оси z, задавали в виде (3×3)-матрицы с единственным положительным ненулевым элементом B, расположенным в третьей строке и третьем столбце $\langle\sigma\rangle$.

Использовали следующую вычислительную процедуру. Сначала для модельного композита при фиксированных значениях процентного содержа-

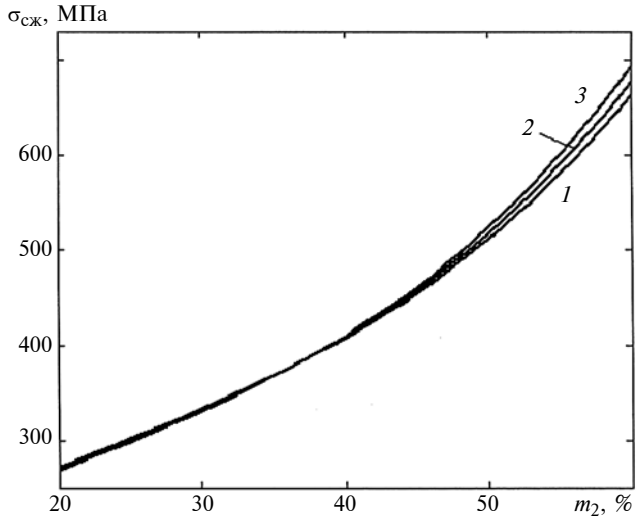


Рис. 1. Зависимости предела прочности $\sigma_{сж}$ композитов от процентного содержания m_2 волокон АРИМИД при содержании ПТФЭ m_1 = 5 (*1*); 10 (*2*); 15 % (*3*)

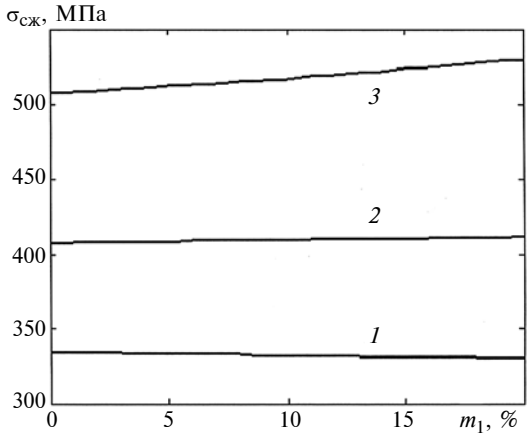


Рис. 2. Зависимости предела прочности $\sigma_{сж}$ композитов от процентного содержания m_1 ПТФЭ при содержании волокон АРИМИД m_2 = 30 (*1*); 40 (*2*); 50 % (*3*)

ния элементов неоднородности по формуле (5) вычисляли оператор $K^{\sigma}(\mathbf{r})$ в ЭФС. Затем, опираясь на выражение (1) оператора концентрации напряжений, вычисляли элементы σ_{ij} $(i, j = 1, 2, 3)$ матрицы тензора напряжений в ЭФС. Далее сравнивали значение σ_{33} с $\sigma_р$. При $\sigma_{33} < \sigma_р$ значение B увеличивали на 1 МПа и вычисление элементов σ_{ij} матрицы тензора напряжений в ЭФС повторяли. Как только выполнялось условие $\sigma_{33} \geq \sigma_р$ вычисления прекращали, и последнее значение B принимали в качестве предела прочности $\sigma_{сж}$ композита при одноосном сжатии. Фиксировали новые процентные содержания элементов неоднородности модельного композита, и повторяли вычисление $\sigma_{сж}$.

На рис. 1 и 2 приведены результаты численного моделирования разрушающих напряжений для рассматриваемых трибокомпозитов при осевом сжатии в зависимости от процентного содержания компонентов.

Таким образом, было установлено, что увеличение процентного содержания волокон АРИМИД при фиксированном содержании включений ПТФЭ улучшает прочностные показатели данных композитных материалов. При этом данная зависимость имеет нелинейный характер, особенно при $30 < m_2 < 50$ % (см. рис. 1).

Повышение процентного содержания включений ПТФЭ при фиксированном содержании волокон АРИМИД незначительно повышает прочностные показатели модельных композитов при $m_2 > 35$ %, и несущественно снижает их при $m_2 < 35$ %. При этом зависимость близка к линейной (см. рис. 2).

Так как процентное содержание ПТФЭ не существенно изменяет прочностные свойства данных композитных материалов, необходимы комплексные исследования по оптимизации содержания антифрикционного компонента с целью улучшения их трибологических свойств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полимерные** композиционные материалы в триботехнике / Ю. К. Машков, З. Н. Овчар, М. Ю. Байбарацкая, О. А. Мамаев. М.: Недра, 2004. 261 с.
2. **Микромеханика** поликристаллов и композитов (напряженно-деформированное состояние и разрушение) / В. И. Колесников, В. В. Бардушкин, В. Б. Яковлев и др. Ростов-н/Дону: Изд-во РГУПС, 2012. 288 с.
3. **Шермергор Т. Д.** Теория упругости микронеоднородных сред. М.: Наука, 1977. 399 с.
4. **Прогнозирование** эксплуатационных упругих свойств хаотически армированных полимерных композитов с антифрикционными дисперсными добавками / В. В. Бардушкин, А. П. Сычев, В. Б. Яковлев, А. В. Лапицкий // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 44—47.
5. **Buryachenko V. A.** Micromechanics of heterogeneous materials. Berlin: Springer—Verlag, 2007. 686 p.
6. **О методе** прогнозирования предельных прочностных характеристик матричных композитов, основанном на использовании оператора концентрации напряжений / В. И. Колесников, В. В. Бардушкин, В. Б. Яковлев и др. // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. 2014. № 1. С. 45—51.
7. **Прогнозирование** предельных значений прочностных показателей нетекстурированных матричных композитов с применением оператора концентрации напряжений / В. В. Бардушкин, В. Б. Яковлев, А. П. Сычев и др. // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 42—46.
8. **О прогнозировании** распределений локальных упругих полей в неоднородных средах на основе обобщенного сингулярного приближения / В. И. Колесников, В. Б. Яковлев, В. В. Бардушкин, А. П. Сычев // Вестник Южного научного центра РАН. 2015. Т. 11. № 3. С. 11—17.
9. **Лапицкий В. А., Крицук А. А.** Физико-механические свойства эпоксидных полимеров и стеклопластиков. Киев: Наукова думка, 1986. 92 с.
10. **Армированные** пластики — современные конструкционные материалы / Э. С. Зеленский, А. М. Куперман, Ю. А. Горбаткина и др. // Рос. хим. ж-л. общества им. Д. И. Менделеева. 2001. Т. XLV. № 2. С. 56—74.
11. **Паньков А. А.** Методы самосогласования механики композитов. Пермь: Изд-во ПГТУ, 2008. 253 с.

УДК 621.865.8

Е. И. ВОРОБЬЁВ, д-р техн. наук, В. О. ДОРОФЕЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: evgeniv36@mail.ru

Расчет механизма ориентации манипуляционных роботов и протезов рук с линейными приводами[1]

Рассмотрены основные вопросы расчета механизмов ориентирования с линейными приводами. Методом матриц решается кинематическая задача определения перемещений и скоростей в линейных приводах, реализующих заданные движения выходного звена вокруг неподвижной точки с тремя, двумя и одной степенями свободы. На основе решения этой задачи определяются усилия приводов при заданных моментах на выходном звене.

Ключевые слова: механизм ориентации, расчет, линейный привод.

The general problems of analysis of orientation mechanisms with linear drives are considered. By matrix method the kinematic problem of determination of displacements and velocities in linear drives, implementing the specified motions of output link around a fixed point with three, two and one degrees of freedom, is being solved. On the base of solution of this problem the forces of drives at specified moments at output link are determined.

Keywords: orientation mechanism, analysis, linear drive.

Ориентирующие движения выходного звена необходимо реализовать при выполнении многих технологических операций промышленными роботами и многокоординатными станками [1, 2]. Такие же движения необходимо реализовывать при выполнении бытовых операций протезом руки. В последнее время для реализации этого используются механизмы с параллельными кинематическими цепями, в частности механизм "трипод" [3] с тремя линейными приводами (рисунок). Особенностями таких механизмов являются их универсальность и компактность. Однако их построение требует разработки методов расчета и обоснованного выбора их параметров. В работе [4] рассмотрена задача управления сферическим механизмом с вращательными приводами. Тема данной статьи — вопросы определения кинематических и силовых параметров механизма с линейными приводами.

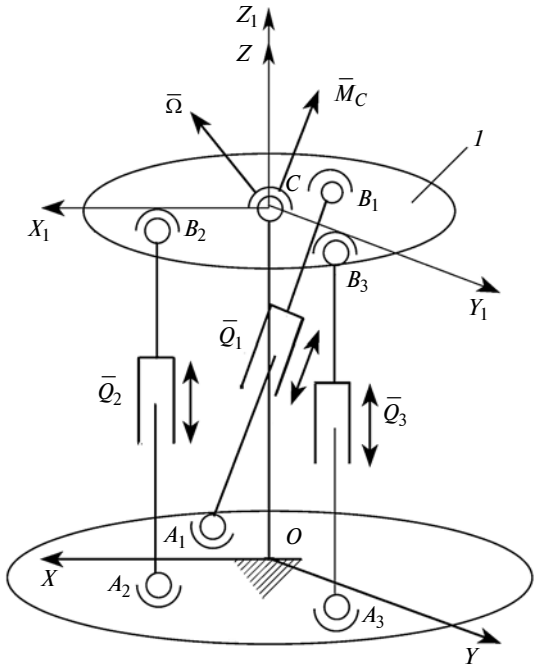
Кинематический расчет

Кинематический расчет механизма необходим для определения перемещений и скоростей в приводах, являющихся управляющими функциями механизма и основой для дальнейших расчетов.

Выходное звено *1* (см. рисунок) может совершать движение вокруг неподвижной точки — неподвижного звена шаровой пары *C* с тремя степенями свободы. Движение выходного звена *1* осуществляется тремя стержневыми конструкциями — штангами переменной длины A_iB_i (i = 1, 2, 3), включающими в себя линейные приводы. Для получения ориентации по двум координатам шаровая пара *C* может быть заменена двухподвижной парой или шарниром Гука. Для получения вращательного движения шаровая пара *C* заменяется на вращательную пару.

Положение выходного звена со связанной с ним декартовой системой координат $CX_1Y_1Z_1$ будем считать заданным относительно неподвижной системы координат *OXYZ*. Так как точка *O* неподвижна, для задания положения системы $OX_1Y_1Z_1$ достаточно задать три угла Эйлера — ψ, θ, φ, что определяет матрицу $\mathbf{L_{30}}$ третьего порядка, задающую угловое положение системы $OX_1Y_1Z_1$ относительно системы *OXYZ*. Будем считать, что заданы главный вектор $\bar{F}$ и главный момент $\bar{M}_C$ внешних сил, приложенные к выходному звену *1*. Задан вектор $\bar{\Omega}$ абсолютной угловой скорости звена *1* относительно неподвижной системы координат. Определению подлежат усилия Q_i (i = 1, 2, 3) в приводах, скорости $\dot{S}_i = \mathrm{d}S_i/\mathrm{d}t$ линейных перемещений и мощности N_i в приводах.

В начале рассмотрим так называемую обратную задачу кинематики механизма — определение положений и скоростей звеньев механизма при заданном положении выходного звена *1*.



Кинематическая схема механизма ориентации

[1] Работа выполнена при поддержке фонда фундаментальных исследований, проект № 16-08-00-305А.

При наличии шаровой пары C положение выходного звена *1* будем определять тремя углами Эйлера, (ψ, θ, φ), которые считаем заданными в любой момент времени. Тогда угловое положение звена *1* определяется матрицей третьего порядка

$$\mathbf{L_{30}} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix},$$

где $\alpha_{i,j}$ — направляющие косинусы углов между осями систем $OX_1Y_1Z_1$ и $OXYZ$.

Матрицу $\mathbf{L_{30}}$ можно представить как произведение матриц последовательных поворотов на углы Эйлера: $\mathbf{L_{30}} = \mathbf{L_{32}} \cdot \mathbf{L_{21}} \cdot \mathbf{L_{10}}$, где

$$\mathbf{L_{10}} = \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{L_{21}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta & \sin\theta \\ 0 & -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{L_{32}} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Элементы матрицы $\mathbf{L_{30}}$ есть направляющие косинусы углов между осями подвижной и неподвижной систем координат. Задавая углы Эйлера как функции времени, задаем также вектор $\overline{\Omega}$ абсолютной угловой скорости объекта [1].

Определим перемещения $A_iB_i = S_i$ в линейных приводах, соответствующие заданным положениям звена *1*. Для этого воспользуемся условием

$$S_i = \sqrt{(X_{A_i} - X_{B_i})^2 + (Y_{A_i} - Y_{B_i})^2 + (Z_{A_i} - Z_{B_i})^2}, \quad (1)$$

где X_{A_i}, X_{B_i}, Y_{A_i}, Y_{B_i}, Z_{A_i}, Z_{B_i} — координаты точек A_i и B_i в одной системе координат.

Как правило, координаты точек A_i известны в неподвижной системе координат, а координаты точек B_i — в подвижной системе. Чтобы воспользоваться выражением (1), переведем координаты точек A_i из неподвижной системы координат в подвижную по формуле

$$\left[X_{A_i}^{(1)}\right] = [L_{30}] \cdot [X_{A_i}], \quad (2)$$

где:

$[X_{A_i}] = \begin{bmatrix} X_{A_i} \\ Y_{A_i} \\ Z_{A_i} \end{bmatrix}$ — столбец координат точки A_i в неподвижной системе координат;

$[L_{30}]$ — матрица, преобразующая координаты точек A_i в неподвижной системе координат $OXYZ$ в координаты в подвижной системе координат $CX_1Y_1Z_1$;

$\left[X_{A_i}^{(1)}\right] = \begin{bmatrix} X_{A_i}^{(1)} \\ Y_{A_i}^{(1)} \\ Z_{A_i}^{(1)} \end{bmatrix}$ — столбец координат точки A_i в подвижной системе координат.

Для определения перемещения S_i подставим в выражение (1) координаты точек A_i, найденные по формуле (2), и координаты точек B_i (i = 1, 2, 3).

Направляющие косинусы углов наклона оси привода i относительно осей системы координат $CX_1Y_1Z_1$ составляют:

$$\cos\alpha_i = \frac{|X_{A_i} - X_{B_i}|}{S_i}; \quad \cos\beta_i = \frac{|Y_{A_i} - Y_{B_i}|}{S_i};$$

$$\cos\gamma_i = \frac{|Z_{A_i} - Z_{B_i}|}{S_i}.$$

Для двухподвижной системы шаровая пара C заменяется на пару 4-го класса или шарнир Гука, использующие два привода. В частном случае выражение для S_i (i = 1, 2) можно получить в явном виде. Примем координаты точек B_i (i = 1, 2) в подвижной системе в виде:

$$[X_{B_1}] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ r_1 \end{bmatrix}; \quad [X_{B_2}] = \begin{bmatrix} 0 \\ r_2 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Координаты точек A_i (i = 1, 2) в неподвижной системе координат примем в виде

$$[X_{A_1}] = \begin{bmatrix} 0 \\ R_1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad [X_{A_2}] = \begin{bmatrix} R_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Преобразуем координаты точек A_i из неподвижной системы координат в подвижную и, подставляя вместе с координатами B_i в формулу (1), после преобразований получим:

$$S_1 = \sqrt{R_1^2 + h^2 + r_1^2 - 2r_1R_1\sin\psi\sin\theta + 2hr_1\cos\theta};$$

$$S_2 = \sqrt{R_2^2 + h^2 + r_2^2 + 2hr_2\sin\theta + 2R_2r_2\cos\theta\sin\psi}.$$

Расчет усилий в линейных приводах

Приложенные к выходному звену силы, включая силы инерции, можно привести к главному моменту $\overline{M}_C$ относительно центра шаровой пары C и главному вектору $\overline{R}_C$.

На усилия приводов величина главного вектора $\overline{R}$ не влияет, поэтому при расчете усилий его не учитываем.

Главный момент $\overline{M}_C$ считаем заданным:

$$\overline{M}_C = \sum_{i=1}^{m} \overline{M}_C(\overline{F}_i), \text{ где } i = 1, ..., m.$$

Считаем, что усилия Q_i приводов направлены вдоль штанг A_jB_j и приложены в шарнирах B_j.

Тогда сумма моментов этих сил относительно центра шарнира C составит:

$$\sum_{j=1}^{3} \overline{m}_C(\overline{Q}_j) = \sum_{j=1}^{3} \overline{r}_j \times \overline{Q}_j,$$

где $\overline{r}_j$ — радиус-векторы точек $\overline{B}_j$ в подвижной системе координат $CX_1Y_1Z_1$.

Для каждой силы $\overline{Q}_j$ имеем:

$$\overline{m}_C(\overline{Q}_j) = \overline{r}_j \times \overline{Q}_j = \begin{vmatrix} \overline{i} & \overline{j} & \overline{k} \\ x & y & z \\ Q_X & Q_Y & Q_Z \end{vmatrix} =$$

$$= \overline{i}(yQ_z - zQ_Y) - \overline{j}(xQ_z - zQ_X) + \overline{k}(xQ_Y - yQ_X). \quad (3)$$

Здесь Q_X, Q_Y, Q_Z — проекции усилий $\overline{Q}_j$ приводов на оси подвижной системы координат; x_j, y_j, z_j — координаты точек B_j приложения усилий в подвижной системе (индекс B здесь опущен).

Проекции усилий приводов на оси подвижной системы составляют:

$$\left.\begin{aligned} Q_X^{(j)} &= Q_j\cos\alpha_j; \\ Q_Y^{(j)} &= Q_j\cos\beta_j; \\ Q_Z^{(j)} &= Q_j\cos\gamma_j; \end{aligned}\right\} \; j = 1, 2, 3. \quad (4)$$

Здесь $\cos\alpha_j$, $\cos\beta_j$, $\cos\gamma_j$ — направляющие косинусы векторов $\overline{A}_j\,\overline{B}_j$ относительно осей подвижной системы координат.

Подставив выражения проекций сил $\overline{Q}_j$ из формулы (4) в выражение (3), получим систему трех линейных уравнений относительно трех неизвестных сил Q_j ($j = 1, 2, 3$):

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^{3} Q_j(Y_j\cos\gamma_j - Z_j\cos\beta_j) = \sum_{i=1}^{m} M_X(\overline{F}_i); \\ \sum_{j=1}^{3} Q_j(-X_j\cos\gamma_j + Z_j\cos\alpha_j) = \sum_{i=1}^{m} M_Y(\overline{F}_i); \\ \sum_{j=1}^{3} Q_j(X_j\cos\beta_j - Y_j\cos\alpha_j) = \sum_{i=1}^{m} M_Z(\overline{F}_i); \end{cases} \quad (5)$$

Из системы уравнений (5) можно найти три усилия Q_j ($j = 1, 2, 3$) в поступательных приводах механизма ориентации.

При реализации вращения выходного звена по двум степеням свободы достаточно использовать два линейных привода. Для определения усилий Q_1 и Q_2 приводов составим уравнение равновесия моментов сил относительно осей подвижной системы координат $CX_1Y_1Z_1$, вокруг которых происходит вращение:

$$Q_1 = \frac{M_{CX_1}}{r_1\cos\alpha_1}; \quad Q_2 = \frac{M_{CZ_1}}{r_2\cos\alpha_2}.$$

При реализации вращения выходного звена с одной степенью свободы шаровая пара C заменяется на вращательную пару. В этом случае используется один линейный привод. Примем следующие координаты точек A и B:

$$X_A = \begin{bmatrix} a \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad X_B = \begin{bmatrix} b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

В этом случае получим:

$$Q_1 = \frac{M_{CZ_1}S_1}{ab\sin\psi}, \quad (6)$$

где $S_1 = \sqrt{a^2 + b^2 + h^2 - 2ab\cos\psi}$.

Согласно формуле (6) при приближении угла ψ к нулю усилие Q_1 стремится к бесконечности. Поэтому для реализации вращения выходного звена несколькими поступательными приводами их время действия должно быть сдвинуто по фазе.

Таким образом, получены расчетные соотношения, связывающие геометрические, кинематические и силовые параметры, позволяющие определить управляющие переменные и усилия в линейных приводах для механизма ориентации роботизированного технологического оборудования и протезов рук.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Афонин В. Л., Подзоров П. В., Слепцов В. В.** Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры. М.: Изд-во "Станкин", 2006. 448 с.
2. **Воробьёв Е. И., Козырев Ю. П., Царенко В. И.** Промышленные роботы агрегатно-модульного типа. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
3. **Рыбак Л. А., Ержуков В. В., Чичварин А. В.** Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота — станка параллельной структуры. М.: Физматлит, 2011. 146 с.
4. **Глазунов В. А., Хейло С. В.** Решение задачи управления сферическим механизмом параллельной структуры // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2014. № 2. С. 27—33.

УДК 621.651:621.05.03:621.65.07:62-82

В. Е. БРУНМАН, канд. экон. наук, А. С. ВАТАЕВ, канд. техн. наук, А. Н. ВОЛКОВ, д-р техн. наук,
А. П. ПЕТКОВА, д-р техн. наук, Д. Г. ПЛОТНИКОВ (Санкт-Петербургский политехнический университет),
e-mail: brunman@yandex.ru

Повышение энергоэффективности нефтедобычи оптимизацией работы линейных приводов штанговых глубинных насосов

При разработке математической модели механической части привода штангового глубинного насоса использован метод аналогии. Модель реализована в системе Matlab-Simulmk и позволяет имитировать нормальную работу насоса и аварийные ситуации. Штанговая колонна рассматривается как система последовательно соединенных активных четырехполюсников. Результаты моделирования сравниваются с экспериментом. Разработаны рекомендации по снижению энергопотребления.

Ключевые слова: штанговый глубинный насос, колонна штанг, скважина, привод, метод аналогии, двигатель, линейный привод, удельное энергопотребление.

At the development of mathematical model of mechanical part of sucker-rod bore-hole pump drive the analogy method is used. The model is implemented in Matlab-Simulink system and allows to simulate normal operation of a pump and accident situations. The rod string is considered as a system of sequentially connected active quadripoles. The modeling results are compared with the experiment. The recommendation on energy usage reduction are developed.

Keywords: sucker-rod bore-hole pump, string of rods, bore, drive, analogy method, engine, linear drive, energy intensity.

В нефтедобывающей отрасли можно оптимизировать энергопотребление, используя математическое моделирование, например, работы привода штангового глубинного насоса (ШГН). При этом, диагностируя работу приводов и насосов, можно прогнозировать возникновение нештатных и аварийных ситуаций.

Для создания работоспособной модели необходимо иметь точные математические модели всех составляющих системы нефтедобычи, работа которых связана с ШГН, а именно: гидравлической составляющей, включающей в себя насос и скважину; механической (колонна штанг, привод ШГН), электрической (электродвигатель); электронной (регулятор) [1]. При этом необходимо обеспечить реализацию всех моделей в одной системе имитационного моделирования.

Имитационная модель скважинных штанговых насосных установок (СШНУ) и колонны штанг позволяет рассчитать и визуализировать удлинение штанг, оценить влияние на подачу и наполнение ШГН таких параметров, как количество растворенного газа и коэффициента объемного расширения. Получаемые при этом значения усилий на штоке используют как нагрузки при моделировании работы электропривода и системы управления.

Известны математические модели, описывающие процессы в колонне штанг на основании решения дифференциальных уравнений в частных производных итерационным способом [2—4]. Преимуществом моделей является то, что они позволяют оценивать работу насоса как при нормальной его работе, так и при наличии дефектов в оборудовании. Недостатком же является сложность реализации, которая заключается в необходимости организации итерационного процесса, невозможности расчета напряжений в элементах колонны по ее длине, трудности ее использования в системах имитационного моделирования из-за необходимости составления уравнений связи для расчета процессов при совместной работе с системой электропривода.

Попытка адаптации модели штанговой колонны для использования ее в системе имитационного моделирования Matlab-Simulink была предпринята в работе [5]. В данной работе использовали метод аналогии, при которой штанговая колонна рассматривается как цепь с распределенными параметрами. Ее недостатком является то, что неполностью учтены потери от сил вязкого трения по длине колонны, а влияние веса штанг учтено с помощью сосредоточенного источника ЭДС, что не позволяет имитировать процессы, возникающие в аварийных режимах, например при обрыве штанг.

Поэтому разработка математической модели колонны штанг и ШГН, позволяющей исследовать нормальные и аварийные режимы работы насоса и их влияние на электрическую часть привода, а также ее реализация в системе имитационного моделирования весьма актуальны.

Математическое моделирование колонны штанг и работы ШГН

Колонну штанг можно рассматривать как упругий колеблющийся стержень [1—4]. Выделим его бесконечно малый элемент длиной dx, находящий-

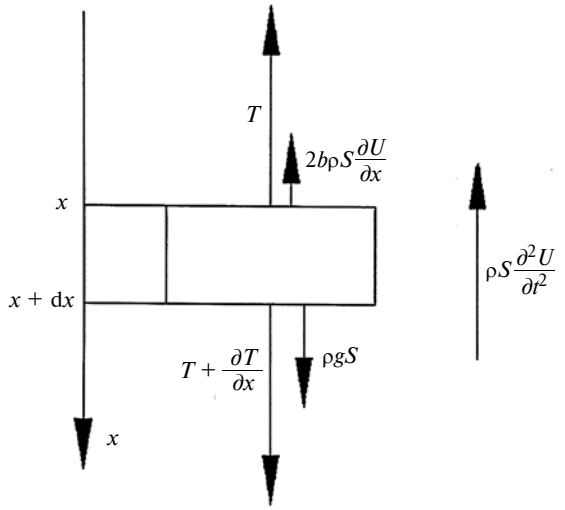


Рис. 1. Расчетная схема нагружения элементарного участка стержня:

ρ — плотность материала стержня; $2b$ — коэффициент вязкого трения; S — площадь поперечного сечения стержня; U и v — перемещение и скорость участка стержня; a — ускорение участка стержня; g — ускорение свободного падения; T — осевое усилие

ся на расстоянии x от его верхнего края (рис. 1). Тогда можно записать уравнение для системы сил:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial T}{\partial x} = 2b\rho S\dfrac{\partial U}{\partial t} - \rho Sg + \rho S\dfrac{\partial^2 U}{\partial t^2}; \\ T = ES\dfrac{\partial U}{\partial x}, \end{cases} \quad (1)$$

где E — модуль упругости материала стержня.

Модифицируем систему уравнений (1) заменой перемещения на скорость:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial T}{\partial x} = 2b\rho SV - \rho Sg + \rho S\dfrac{\partial v}{\partial t}; \\ \dfrac{\partial T}{\partial t} = ES\dfrac{\partial v}{\partial x}; \\ v = \dfrac{\partial U}{\partial t}. \end{cases}$$

Полученная система уравнений аналогична системе уравнений длинного участка с потерями, в котором имеются распределенные источники ЭДС [5]. При этом усилие T эквивалентно напряжению, скорость v — току, перемещение U — заряду. Масса ρS единицы длины эквивалентна погонной индуктивности, величина, обратная ES, — погонной емкости, произведение $2b\rho S$ — погонному активному сопротивлению, а произведение $g\rho S$ — постоянной ЭДС на единицу длины.

Длинный участок можно представить в виде эквивалентного активного четырехполюсника [6] в том случае, если задачей являются расчет напряжений в начале и конце участка или его части. В данном случае колонну целесообразно разбить на участки, длина которых равна или длине ступени при многоступенчатой конструкции, или длине штанги, если задачей расчета является усилия в узлах их соединения. Расчетная схема элемента dx представлена на рис. 2.

Модель колонны и ШГН реализована в системе имитационного моделирования Matlab-Simulink Power System Blockset. Скорость колонны задана с помощью управляемого источника тока по закону

$$v_n(t) = \frac{\pi N_n L_n}{60}\sin\left(\frac{2\pi N_n}{60}t\right),$$

где N_n — число двойных ходов в минуту; L_n — длина хода полированного штока.

Так как нагрузка на плунжер зависит от направления и не зависит от скорости, ее удобно имитировать с помощью источника ЭДС, а направления движения штока учитывать с помощью диода. Аналогичным образом сымитированы нагрузки в клапанах и нагрузки, обусловленные действием сил, величина которых не зависит от скорости, например силы сухого трения. В модели ШГН, приведенной на рис. 3, сымитирована повышенная нагрузка в нагнетательном клапане. Так как данная нагрузка имеет место только при движении вверх [2], ее имитируем источником ЭДС и двумя диодами, один из которых включен последовательно с источником (см. рис. 3), а второй шунтирует эти элементы, имитируя отсутствие нагрузки при движении штока вниз. Для анализа режима обрыва штанг достаточно выполнить замыкание точки обрыва на корпус с помощью управляемого ключа, что эквивалентно нулевому усилию в точке обрыва. Данные нагрузки и аварийные режимы в настоящей модели не рассматриваются и элементы не приводятся.

В качестве тестовой задачи выполнено имитационное моделирование работы ШГН линейного реечного привода производства ООО «Текстоун». Глубина подвеса насоса — 1200 м, диаметр плунжера — 50,8 мм, нагрузка на плунжер при подъеме нефти — 600 кг, вес штанг — 1500 кг, сила трения в нагнетательном клапане — 1000 Н, ход штока — 1,08 м, число двойных ходов в минуту — 4,9.

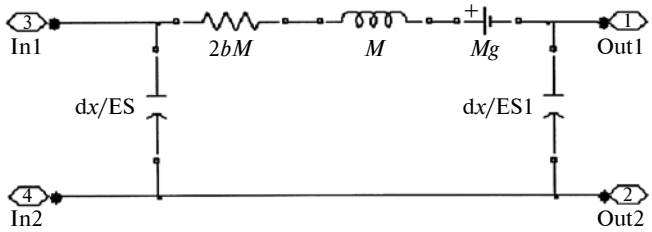


Рис. 2. Расчетная схема участка колонны

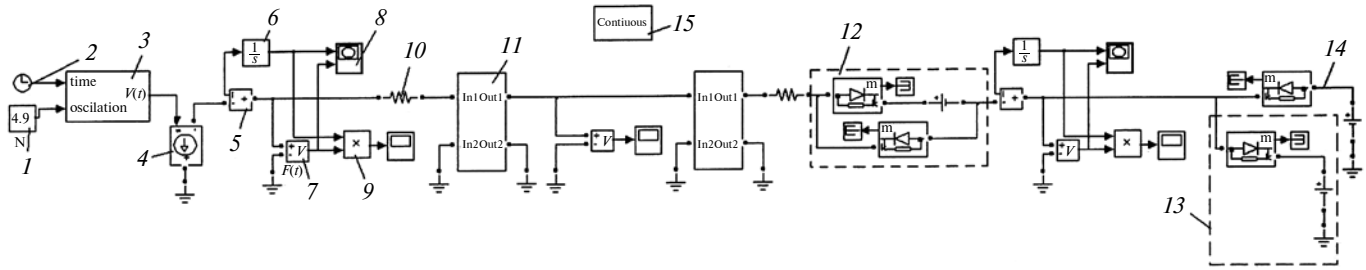


Рис. 3. Имитационная модель колонны штанг и ШГН, реализованная в системе имитационного моделирования Matlab-Simulink со следующими блоками:

1 — задание числа двойных ходов; *2* — расчет времени моделирования; *3* — задание сигнала скорости; *4* — задание скорости; *5* — измерение скорости; *6* — расчет перемещения; *7* — измерение усилия; *8* — блок построения динамограммы; *9* — расчет мощности; *10* — имитация трения на устье; *11* — модель участка штанговой колонны; *12* — имитация трения в нагнетательном клапане; *13* и *14* — задание нагрузок на плунжер при движении штока вниз и вверх

Экспериментальные и расчетные изменения усилий F на шток при перемещении штока близки (рис. 4), а небольшие расхождения можно объяснить отличием модуля упругости материала штанг и сил трения из-за искривления ствола скважины. Зеркальность графика обусловлена особенностью блока интегрирования при расчете перемещения штока.

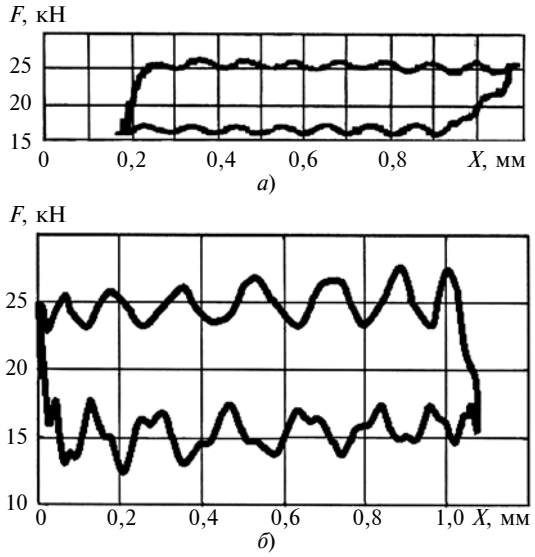


Рис. 4. Экспериментальный (*а*) и расчетный (*б*) графики усилий *F* на шток от перемещения *X* штока

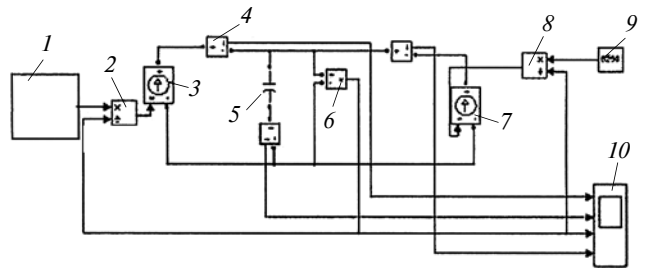


Рис. 5. Модель для расчета потребляемой мощности:

1 — задание мощности, потребляемой приводом СШНУ; *2* — расчет тока, потребляемого СШНУ; *3* — управляемый источник тока, имитирующий работу привода СШНУ; *4* — измеритель тока; *5* — конденсатор; *6* — измеритель напряжения звена постоянного тока; *7* — управляемый источник тока, имитирующий сеть; *8* — расчет тока сети; *9* — задание входной мощности; *10* — осциллограф

Таким образом, представленная математическая модель адекватна и может быть использована для анализа работы электрической части привода ШГН в разных режимах.

Моделирование системы добычи нефти, использующей энергию движущегося вниз штока

Использование кинетической энергии движущегося вниз штока для подъема нефти является одним из способов повышения энергоэффективности ее добычи [7, 8]. Предлагается при движении штока вниз приводной двигатель привести в генераторный режим. Приводы ШГН при кустовой разработке соединены звеном постоянного тока, к которому подключена конденсаторная батарея большой емкости. Запасенная энергия с помощью микропроцессорной системы управления, регулирующая темп откачки каждого насоса, расходуется на подъем нефти. Модель данной системы, состоящей из одного привода СШНУ и накопителя, реализована в программном Matlab-Simulink (рис. 5).

Допущения и упрощения, принятые при моделировании.

Сеть и привод ШГН рассматриваются как регулируемые источники тока.

Так как связь установок осуществляется по звену постоянного тока, ток, потребляемый приводом СШНУ, рассчитываем по формуле

$$i(t) = \frac{P(t)}{U_{\text{ЗПТ}}(t)},$$

где $U_{\text{ЗПТ}}(t)$ — напряжение звена постоянного тока в текущем времени.

Подключение СШНУ осуществляется после полного заряда конденсаторной батареи до 560 В (напряжение на выходе выпрямителя, подключенного к трехфазной сети, 380/220 В).

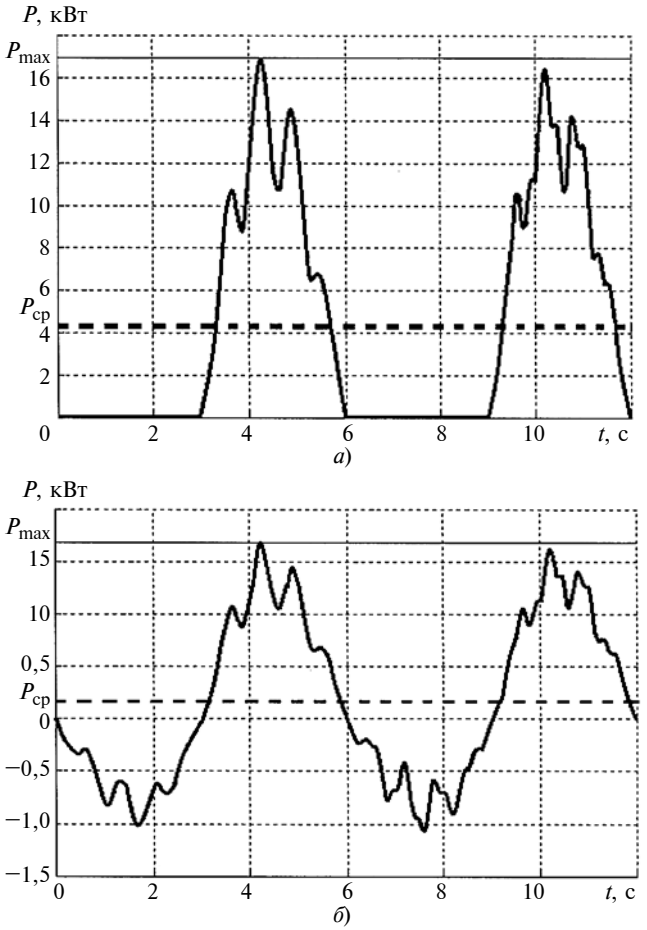


Рис. 6. Зависимости изменения потребляемой мощности при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) рекуперации в текущем времени

Потери в электрической части привода ШГН малы и не учитываются.

Потребляемую приводом СШНУ мощность определяют на основании модели штанговой колонны, структурная схема которой представлена на рис. 3. Выходной сигнал блока задания мощности равен потребляемой мощности и формируется на выходе блока *9* расчета мощности модели штанговой колонны.

Анализ работы механической части ШГН при разных режимах откачки

Рассмотренную математическую модель использовали в исследованиях энергетических показателей и удельных затрат мощности при подъеме нефти. Варьировали ход $L_{д.х}$ штока и число $N_{д.х}$ двойных ходов. Принято, что силы трения в нагнетательном и всасывающем клапане составляют 1000 Н. Глубина подвеса насоса — 1200 м, диаметр плунжера — 25 мм. Расчетом получены усредненные потребляемые мощности полированного штока и плунжера при наличии и отсутствии системы рекуперации энергии при движении штока вниз, максимальное усилие на штоке, а также пиковая мощность, потребляемая механической частью привода.

На рис. 6 приведены зависимости потребляемой мощности в текущем времени при наличии и отсутствии рекуперации. Результаты расчета представлены в табл. 1—4.

Электропотребление рассчитываем по формуле [7] $W_{уд} = W/Q_ж$, где W — потребляемая электроэнергия в единицу времени при расходе $Q_ж$ нефти, определяемый как $Q_ж \approx S_{пл\,n} L_n \dfrac{N_n}{60}$.

Результаты расчета представлены в табл. 5.

Таким образом, рекуперация энергии движущегося вниз штока позволяет снизить энергопотребление в 2,2—2,9 раза в зависимости от выбранного

Таблица 1

Значения средней мощности $P_{ср}$ штока при разных ходах L и числах N двойных ходов при наличии (числитель) и отсутствии (знаменатель) рекуперации, Вт

L, мм	N									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,8	309/900	417/1202	529/1506	644/1812	759/2119	892/2465	1079/2747	1155/3066	1262/3365	1408/3690
1,12	446/1266	606/1694	773/2126	940/2557	1123/3000	1310/3442	1420/3880	1713/4341	1886/4773	2096/5228
1,62	668/1843	914/2470	1175/3104	1443/3741	1730/4390	2024/5042	2300/5684	2668/6374	2980/7033	3300/7695
2,00	842/2285	1159/3065	1496/3855	1848/4653	2224/5465	2608/6280	2990/7090	3465/7954	3894/8790	4320/9627

Таблица 2

Значения средней мощности $P_{ср}$ плунжера при разных ходах L и числах N двойных ходов при наличии (числитель) и отсутствии (знаменатель) рекуперации, Вт

L, мм	N									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,8	224/224	298/300	373/374	449/451	522/524	608/610	684/687	771/774	822/825	916/920
1,12	318/319	424/425	533/534	636/637	746/748	863/866	960/964	1091/1095	1173/1177	1290/1293
1,62	465/467	623/624	781/783	935/938	1098/1100	1259/1262	1394/1400	1588/1592	1734/1738	1872/1877
2,00	577/578	771/773	968/970	1162/1165	1363/1366	1560/1562	1730/1734	1965/1970	2156/2161	2316/2321

Таблица 3

Значения пиковой мощности P_{max} штока при разных ходах L и числах N двойных ходов, Вт

L, мм	N									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,8	2961	4005	5093	6356	7271	8091	10 240	11 570	12 769	13 658
1,12	4176	5596	7389	8874	10 552	12 000	14 554	16 900	18 337	20 345
1,62	6110	8336	10 914	13 035	16 260	18 400	21 380	25 430	27 516	31 544
2,00	7563	10 309	13 493	16 568	20 669	23 550	26 600	32 731	34 817	40 533

Таблица 4

Расчетные значения максимальных усилий на штоке при разных ходах L и числах N двойных ходов, кН

L, мм	N									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,8	26,0	26,0	26,0	26,10	26,05	26,98	29,12	29,06	30,68	29,51
1,12	26,0	26,0	26,35	26,79	27,96	27,98	29,83	30,91	32,30	31,76
1,62	26,0	26,04	27,38	28,05	29,33	29,69	31,66	33,77	34,80	35,22
2,00	26,0	26,43	27,44	28,66	30,33	30,93	33,24	35,59	36,02	38,19

Таблица 5

Значения удельного энергопотребления $W_{уд}$ при разных ходах L и числах N двойных ходов при наличии (числитель) и отсутствии (знаменатель) рекуперации, кВт/м^3

L, мм	N									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,8	3805/11084	3852/11102	3909/11128	3966/11158	4006/11184	4119/11245	4429/11277	4267/11328	4329/11302	4335/11361
1,12	3923/11137	3998/11176	4080/11221	4134/11246	4234/11310	4321/11354	4164/11377	4521/11456	4525/11451	4609/11497
1,62	4063/11208	4169/11266	4288/11326	4388/11376	4509/11442	4616/11499	4663/11523	4868/11629	4943/11665	5017/11700
2,00	4148/11256	4282/11324	4422/11394	4552/11461	4695/11538	4818/11601	4910/11642	5121/11755	5232/11809	5320/11856

числа двойных ходов и хода штока. При этом чем меньше число двойных ходов и ход штока, тем значительнее снижение энергопотребления. Это обусловлено влиянием сил вязкого трения, которые зависят от скорости движения колонны.

При увеличении числа двойных ходов нелинейно возрастает пиковая мощность. Степень нелинейности зависит от хода штока.

При рекуперации энергопотребление зависит от числа двойных ходов и хода штока. При этом зависимость от хода штока практически линейная.

Предпочтительнее использовать большой ход штока и меньшее число двойных ходов, что существенно снижает пиковую мощность и нагрузки в зоне подвеса штанг. Это позволяет использовать приводы ШГН меньшей мощности при той же производительности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ганеев А. Р.** Модельно-ориентированное проектирование при создании станции управления процессом добычи нефти скважинными штанговыми насосами // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2012. № 4. С. 48—51.

2. **Садов В. Б.** Моделирование динамограмм с различными дефектами оборудования нефтяной скважины // Вестник ЮурГУ. Сер. Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. 2013. Т. 13. № 1. С. 16—25.

3. **Ковшов В. Д., Сидоров М. Е., Светлакова С. В.** Моделирование динамограммы станка-качалки. Нормальная работа насоса // Нефтегазовое дело. 2004. Т. 2. С. 75—81.

4. **Касьянов В. М.** Аналитический метод контроля работы глубинных штанговых насосов. М.: Изд-во ВНИИОЭНГ, 1973. 95 с.

5. **Сакаев А. Ф.** Системы и алгоритмы энергосберегающего управления частотно-регулируемыми электроприводами штанговых скважинных насосных установок. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб: Изд-во СпбГИ им. Плеханова. 2009. 20 с.

6. **Каганов З. Г.** Электрические цепи с распределенными параметрами и цепные схемы. М.: Энергоатомиздат, 1990. 248 с.

7. **Ивановский В. Н.** Энергетика добычи нефти: основные направления оптимизации энергопотребления // Инженерная практика. 2011. № 6. С. 18—26.

8. **Лысенко В. Д., Грайфер В. И.** Разработка малопродуктивных нефтяных месторождений. М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001. 562 с.

УДК 629.33

В. А. ГОРЕЛОВ, д-р техн. наук, Г. Г. АНКИНОВИЧ, канд. техн. наук, О. И. ЧУДАКОВ (МГТУ им. Н.Э. Баумана), e-mail: ochi88@mail.ru

Математическая модель прямолинейной динамики по недеформируемому опорному основанию седельного автопоезда с активным полуприцепом[1]

Разработана математическая модель динамики седельного автопоезда с активным полуприцепом. Приведены результаты теоретических исследований движения автопоезда на подъем.

Ключевые слова: седельный автопоезд, трансмиссия, привод, проходимость, математическая модель, имитационное моделирование.

The mathematical model of dynamics of saddle road-train with active semi-trailer is developed. The theoretical research results of upgrading road-train movement are presented.

Keywords: saddle road-train, transmission, drive, cross-country ability, mathematical model, simulation modeling.

Продольные уклоны автомобильных дорог значительно влияют на движение как одиночных транспортных средств (ТС), так и автомобильного потока в целом. На участках подъема значительно снижается скорость тяжелых грузовых автомобилей (особенно автопоездов), что резко снижает среднюю скорость транспортного потока, уменьшает пропускную способность и повышает вероятность возникновения аварийных ситуаций [1]. При движении на дорогах низших категорий и трогании с места на подъем даже полноприводный тягач автопоезда может иметь ограниченную проходимость из-за низкого коэффициента использования сцепного веса (КИСВ) и, соответственно, недостаточного общего тягового усилия.

Повышение проходимости — актуальная задача и для гражданских ТС (рис. 1, *а*), и для техники военного назначения (рис. 1, *б*). Повысить проходимость автопоездов можно увеличением числа приводных колес [1], для этого в состав автопоезда включают активный прицеп [2]. Активизация колес прицепного звена или нескольких звеньев значительно повышает грузоподъемность системы, а следовательно, и эффективность ТС.

Тип трансмиссии оказывает существенное влияние на тяговую динамику ТС при разных дорожных условиях. При создании многоприводных колесных машин наиболее эффективной является электромеханическая трансмиссия [3], которая обладает следующими преимуществами:

обеспечение реализации бесступенчатой передачи мощности на колеса и движения на «ползущих» скоростях;

значительное сокращение числа механических элементов трансмиссии (отсутствие коробки передач и раздаточной коробки, уменьшение числа карданных валов и т.д.);

возможность индивидуального распределения мощности по колесным движителям в соответствии с условиями их движения и состоянием опорной поверхности;

наличие на шасси мощного источника электроэнергии, который можно использовать для внешних потребителей, в том числе и систем вооружения.

В настоящей работе решается задача — оценить влияние активизации прицепного звена на общую динамику автопоезда. В качестве объекта исследований выбран двухзвенный седельный автопоезд полной массой 115 000 кг, за базовый принят автопоезд с пассивным полуприцепом. В исследуемом автопоезде полуприцеп оснащен приводом колес. Трансмиссия тягача и полуприцепа — электромеханическая по схеме электромотор—колесо. В базовом варианте для привода каждого колеса тягача используется тяговый электродвигатель (ТЭД) мощностью 60 кВт. ТЭД активного автопоезда выбран так, чтобы обеспечить одинаковую удельную мощность обоих вариантов: привод колес тягача осуществляется электродвигателями мощностью 45 кВт каждый, полуприцепа — мощностью 20 кВт.

Технические характеристики объектов исследований

	Базовый вариант	Активный автопоезд
Колесная формула тягача	8×8,1	
Подвеска колес тягача	Независимая	
Колесная формула полуприцепа	6×0	6×6,1
Подвеска полуприцепа	Независимая	
Снаряженная масса тягача, кг	25 000	
Полная масса полуприцепа, кг	90 000	
Полная масса автопоезда, кг	115 000	
Свободный радиус колеса тягача, мм	725	
Свободный радиус колеса полуприцепа, мм	510	
Тип трансмиссии	Электромеханическая	
Суммарная мощность ТЭД, кВт	60×8 = = 480	(45×8) + +(20×6) = = 480
Максимальная частота вращения ТЭД, мин$^{-1}$	5580	

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках договора №11-38-07/15 от 29.07.2015 г. между ПАО «КАМАЗ» и «Московским государственным машиностроительным университетом (МАМИ)».

а) *б*)

Рис. 1. Седельные автопоезда КАМАЗ-5490 (*а*) и КЗКТ-7428 (*б*)

Для сравнения тягово-динамических характеристик автопоездов с пассивным и активным полуприцепами создана математическая модель движения двухзвенного седельного автопоезда с допущением — автопоезд движется прямолинейно по ровному недеформируемому опорному основанию.

Построена модель движения автопоезда в составе четырехосного автомобиля-тягача с индивидуальным приводом колес и активного трехосного полуприцепа. Для рассматриваемого режима (движение автомобиля на подъем) сделаны допущения: система симметрична относительно продольной оси автопоезда; условия движения левого и правого бортов одинаковы. Тогда можно перейти к плоской реечной схеме, т. е. силы и реакции на каждом колесе автопоезда заменяются суммарными для данной оси.

При исследовании движения автопоезда в разных условиях движения бортов математическую модель следует использовать в исходном варианте с отдельным уравнением динамики для каждого колеса.

Расчетные схемы движения звеньев автопоезда (рис. 2 и 3) описываются соответствующими уравнениями:

$$\begin{cases} m_1\dot{v}_{x1} = \sum\limits_{i=1}^{4} R_{xi} - G_1\sin\alpha - P_w - P_{kr}; \\ m_2\dot{v}_{x2} = \sum\limits_{i=5}^{7} R_{xi} - G_2\sin\alpha + P_{kr}; \\ J_{ki}\dot{\omega}_i = M_{ki} - R_{xi}r_{di} - M_{fi}; \end{cases} \quad (1)$$

где $i = 1 \div 7$ — номер оси автопоезда; m_1 и m_2 — массы соответственно тягача и полуприцепа; $\dot{v}_{x1}$ и $\dot{v}_{x2}$ — продольные ускорения соответственно центра масс тягача и прицепа; R_{xi} — продольная реакция i-го колеса с опорным основанием; G_1 и G_2 — веса тягача и полуприцепа, соответственно; J_{ki} — момент инерции i-го колеса; $\dot{\omega}_i$ — угловое ускорение i-го колеса; M_{ki} — крутящий момент, подводимый к i-му колесу; r_{di} — расстояние от оси i-го колеса до поверхности дороги (принято равным радиусу чистого качения); α — угол подъема; P_{kr} — усилие на крюке; P_w — сила сопротивления воздуха; M_{fi} — момент сопротивления качению i-го колеса.

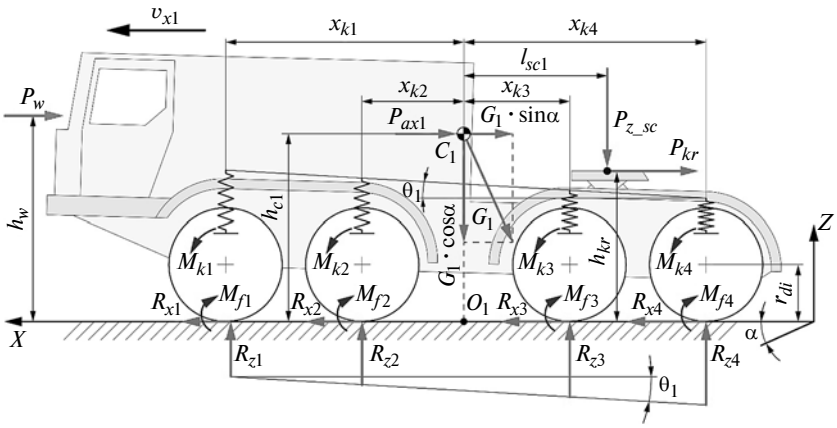


Рис. 2. Расчетная схема движения тягача

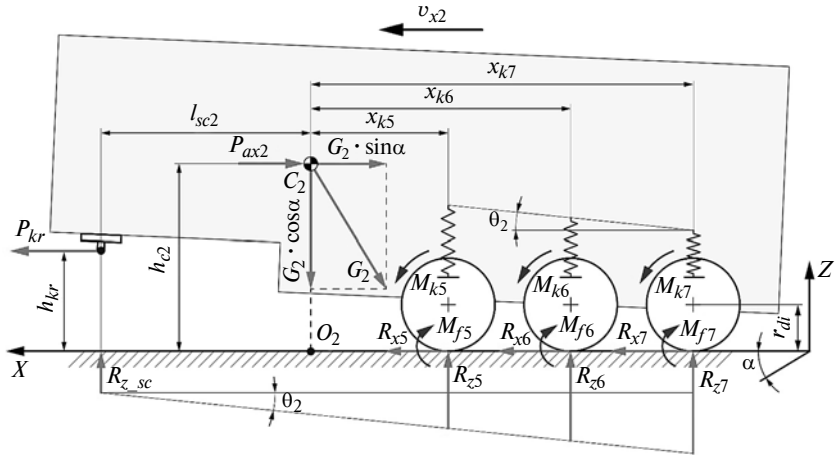


Рис. 3. Расчетная схема движения активного полуприцепа

Зависимости изменения крутящего момента M_k от частоты вращения n вала двигателя [4] при разной максимальной мощности $N_{\max i}$ ТЭД представлены на рис. 4. Максимальная частота вращения составляет $n_д = 5580$ мин$^{-1}$.

Для определения продольной реакции R_x можно использовать следующую зависимость

$$R_{xi} = \varphi_i R_{zi},$$

где R_{zi} — нормальная реакция в пятне контакта i-го колеса с опорной поверхностью; φ_i — коэффициент взаимодействия колеса с опорной поверхностью, определяющий тяговое усилие в пятне контакта.

В реальных условиях движения коэффициент взаимодействия колеса с опорным основанием зависит от ряда факторов. В работе [5] показано, что для недеформируемого опорного основания зависимость коэффициента взаимодействия от степени буксования определяется выражением

$$\varphi_i = \varphi_{x100}\left(1 - e^{-\frac{S_{бi}}{S_0}}\right)\left(1 + e^{-\frac{S_{бi}}{S_1}}\right), \qquad (2)$$

где $S_{бi}$ — коэффициент буксования i-го колеса; φ_{x100} — коэффициент силы сцепления колеса с опорной поверхностью при полном буксовании; S_0 и S_1 — коэффициенты ($S_0 = 0{,}05$ и $S_1 = 0{,}1$ при $\varphi_{x100} = 0{,}7$; $S_0 = 0{,}05$ и $S_1 = 0{,}15$ при $\varphi_{x100} = 0{,}1$).

Коэффициент буксования имеет вид (для исследования всех режимов качения колеса):

$$S_{бi} = \frac{|v_x - \omega_{ki} r_{k0i}|}{\max(v_x, \omega_{ki} r_{k0i})},$$

где v_x — скорость центра масс; ω_{ki} — угловая скорость i-го колеса; r_{k0i} — радиус чистого (без скольжения) качения i-го колеса.

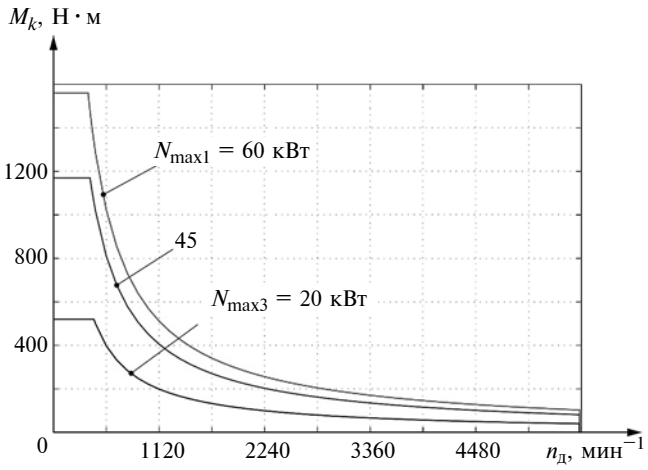


Рис. 4. Зависимости изменения крутящего момента M_k от частоты вращения $n_д$ вала двигателя при разной максимальной мощности $N_{\max i}$ ТЭД

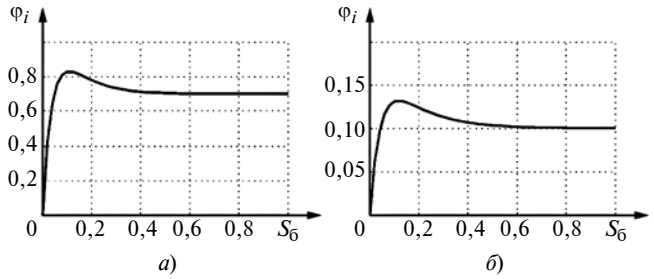


Рис. 5. Зависимости коэффициента φ_i от коэффициента $S_б$ буксования при φ_{x100} = 0,7 (*а*) и 0,1 (*б*)

При моделировании движения автопоезда изменение коэффициента φ_i рассчитывали по формуле (2) (рис. 5).

Нормальные реакции, действующие на колеса тягача, определяются системой уравнений, в которой первое уравнение получаем из условия равенства суммы нормальных реакций от веса машины, для седельного автопоезда к весу тягача добавляется вертикальная составляющая нагрузки на седельно-сцепное устройство (ССУ); второе уравнение — из условия равенства моментов, действующих на автомобиль в соответствии с ускорением; следующие два уравнения получаем из допущения, что концы векторов сил нормальных реакций лежат в одной плоскости [6]:

$$\mathrm{tg}\theta_1 = \frac{R_{z2} - R_{z1}}{x_{k1} - x_{k2}} = \frac{R_{z3} - R_{z1}}{x_{k1} - x_{k3}} = \frac{R_{z4} - R_{z1}}{x_{k1} - x_{k4}},$$

где θ_1 — угол дифферента корпуса тягача; x_{ki} — координата i-го колеса относительно центра масс тягача (см. рис. 2).

Таким образом, получили систему уравнений

$$\begin{cases} \sum\limits_{i=1}^{4} R_{zi} = G_1 \cos\alpha + P_{z_sc}; \\ \sum\limits_{i=1}^{4} R_{zi} x_{ki} + P_w h_w + P_{ax1} h_{c1} + P_{z_sc} l_{sc1} + P_{kr} h_{kr} + \\ + G_1 h_{c1} \sin\alpha + \sum\limits_{i=1}^{4} M_{fi} = 0; \\ R_{z1}(x_{k2} - x_{k3}) + R_{z2}(x_{k3} - x_{k1}) + R_{z3}(x_{k1} - x_{k2}) = 0; \\ R_{z1}(x_{k2} - x_{k4}) + R_{z2}(x_{k4} - x_{k1}) + R_{z4}(x_{k1} - x_{k2}) = 0. \end{cases} \qquad (3)$$

где P_{z_sc} — вертикальная составляющая нагрузки на ССУ; h_w — высота приложения силы сопротивления воздуха; h_{c1} — высота центра тяжести тягача; P_{ax1} — сила инерции тягача ($P_{ax1} = m_1 \dot{v}_1 h_{c1}$); l_{sc1} — расстояние от центра масс тягача до шарнира ССУ;

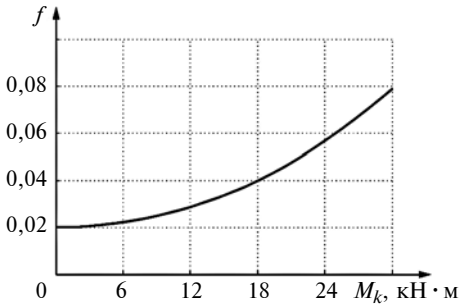


Рис. 6. Зависимость коэффициента *f* сопротивления качению от крутящего момента M_k

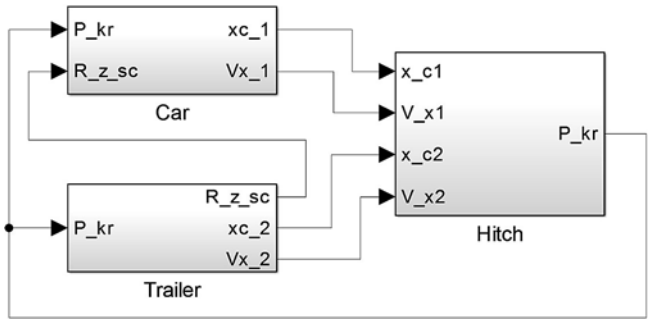


Рис. 7. Блок-схема математической модели движения седельного автопоезда

h_{kr} — расстояние от опорной поверхности до шарнира ССУ по оси Z.

Аналогично определяем нормальные реакции, действующие на колеса полуприцепа:

$$\begin{cases} \sum\limits_{i=5}^{7} R_{zi} + P_{z_sc} = G_2 \cos\alpha; \\ \sum\limits_{i=5}^{7} R_{zi} x_{ki} + P_{z_sc} l_{sc2} + P_{ax2} h_{c2} + G_2 h_{c2} \sin\alpha + \\ + \sum\limits_{i=5}^{7} M_{fi} - P_{kr} h_{kr} = 0; \\ R_{z_sc}(x_{k5} - x_{k6}) + R_{z5}(x_{k6} - l_{sc2}) + R_{z6}(l_{sc2} - x_{k5}) = 0; \\ R_{z_sc}(x_{k5} - x_{k7}) + R_{z5}(x_{k7} - l_{sc2}) + R_{z7}(l_{sc2} - x_{k5}) = 0. \end{cases}$$

где R_{z_sc} — нормальная реакция от ССУ; h_{c2} — высота центра тяжести полуприцепа; P_{ax2} — сила инерции полуприцепа; l_{sc2} — расстояние от центра масс полуприцепа до шарнира ССУ.

Момент сопротивления качению колес

$$M_{fi} = f_i R_{zi} r_{k0i},$$

где f_i — коэффициент сопротивления качению i-го колеса.

Неопределенными в уравнении являются f_i и r_{k0i}, которые зависят от нормальной нагрузки R_z и крутящего момента $M_к$ [4].

Не снижая точность [7] на данном этапе расчетов можно сделать два допущения:

1) для колеса в ведомом режиме при условии, что $r_{k0в}$ определяется в зоне рабочих (для данной шины) давлений воздуха и нагрузок, можно использовать эмпирическую формулу [8]

$$r_{k0вi} = r_c - \gamma R_{zi}^{1/2} / (1 + p_w),$$

где r_c — свободный радиус колеса; γ — константа, зависящая от модели шины; p_w — давление в шине;

2) в ведущем режиме r_k определяется по формуле

$$r_{k0i} = r_{k0вi} - \lambda_M M_{ki},$$

где λ_M — коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Сопротивление качению ведущего колеса возрастает пропорционально квадрату крутящего момента и скорости. Дополнительные потери от передаваемого момента определяются зависимостью, предложенной в работе [7]:

$$f_i = f_0 + \lambda_M M_{ki}^2 / (R_{zi} r_{k0вi} r_{k0i}), \qquad (4)$$

где $f_0 = 0{,}02$ — коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме.

Изменение коэффициента сопротивления качению от скорости не существенно при $v_x < 30$ м/с, поэтому им можно пренебречь. Зависимость коэффициента f сопротивления качению от крутящего момента (при фиксированной вертикальной нагрузке), полученная по формуле (4), представлена на рис. 6.

Связь тягача и полуприцепа реализуется усилием на крюке, которое определяется выражением [9]

$$P_{kr} = (x_{c1} - x_{c2}) C + (v_{x1} - v_{x2}) B,$$

где C — коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; B — коэффициент сопротивления демпфера сцепного устройства в продольном направлении; x_{c1} и x_{c2} — координаты по оси X соответственно для центра масс тягача и полуприцепа; v_{x1} и v_{x2} — скорости соответственно центра масс тягача и полуприцепа.

Выбор коэффициентов C и B основан на рекомендациях работы [2].

Предложенная математическая модель реализована в среде имитационного математического моделирования динамических систем Simulink программного комплекса Matlab. Блок-схема модели представлена на рис. 7 и включает в себя три блока: Car — реализует движение автомобиля-тягача; Trailer — реализует движение полуприцепа; Hitch — реализует связь между звеньями автопоезда через продольную составляющую нагрузки на ССУ.

Отличие данной модели от уже известных заключается в том, что для учета вертикальной составляющей нагрузки на ССУ между блоками Car и

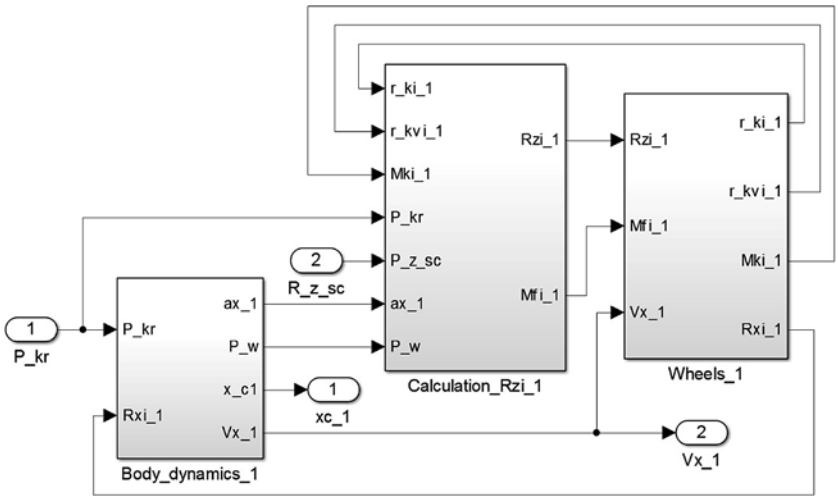


Рис. 8. Блок-схема математической модели динамики звена автопоезда (тягач)

Trailer добавлена связь с помощью нормальной реакции R_{z_sc}, т. е. вертикальная нагрузка не постоянная и зависит от режима движения автопоезда.

Блок-схема расчета параметров движения отдельного звена автопоезда (рис. 8) включает в себя подсистемы: расчет динамики корпуса (Body_dynamics); расчет вертикальных реакций (Calculations_Rzi); определение параметров качения каждого колеса звена (Wheels).

Как уже отмечалось, проходимость автопоезда при движении по твердой опорной поверхности во многом зависит от сцепного веса [10], т. е. от части веса автопоезда, создающей нормальные нагрузки на ведущих колесах:

$$G_{\text{сц}} = m_{\text{сц}}g = \sum_{i=1}^{n} R_{zi},$$

где $m_{\text{сц}}$ — сцепная масса автопоезда; n — число ведущих осей.

Оценочным показателем является коэффициент

$$k_{\text{сц}} = G_{\text{сц}}/(G_1 + G_2) = \sum_{i=1}^{n} R_{zi}/(G_1 + G_2)\cos\alpha.$$

Условие движения автопоезда по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью [10] имеет вид:

$$\varphi_x G_{\text{сц}} \geq \psi(G_1 + G_2),$$

где $\psi = f_i\cos\alpha + \sin\alpha$ — коэффициент сопротивления движению.

Чем больше коэффициент $k_{\text{сц}}$, тем меньше вероятность потери проходимости в трудных дорожных условиях: для исследуемого объекта $k_{\text{сц}} = 0{,}478$, при активном полуприцепе $k_{\text{сц}} = 1$.

При моделировании в качестве показателя проходимости автопоездов принят угол преодолеваемого подъема. Вычислительный эксперимент состоит в следующем. Автопоезд начинает движение после предварительной остановки на подъеме. Испытание считается пройденным, если автопоезд развивает устойчивую скорость на подъеме.

Результаты математического моделирования показали, что при $\varphi_{x100} = 0{,}7$ базовый автопоезд устойчиво преодолевает подъем под углом $\alpha = 11{,}7°$, при этом развивая максимальную скорость 3 км/ч за 18 с (рис. 9, *а*), активный автопоезд в аналогичных условиях разгоняется до максимальной скорости 5,3 км/ч за 12 с, наибольший угол преодолеваемого подъема $\alpha = 13{,}2°$. Аналогичные результаты получены и при $\varphi_{x100} = 0{,}1$ (рис. 9, *б*). Базовый автопоезд преодолевает подъем $\alpha = 1{,}7°$, для активного автопоезда наибольший угол преодолеваемого подъема составил $\alpha = 5{,}4°$.

Распределение нормальных реакций на колесах тягача при $\alpha = 11{,}7°$ (рис. 10) показывает, что ось *1* значительно разгружена (нагрузка составляет 9800 Н). Таким образом, тяговая сила на первой оси тягача ограничена из-за перераспределения нормальных реакций. Следовательно, увеличение

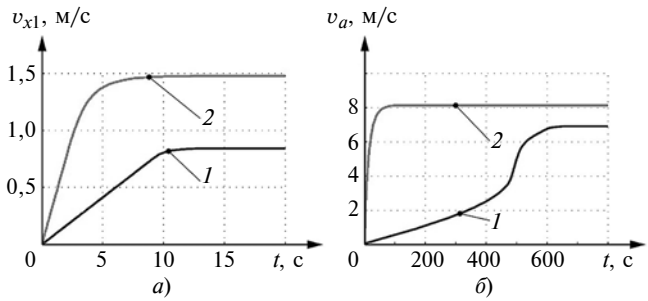


Рис. 9. Графики изменения скоростей v_a центров масс тягачей автопоездов с пассивным (*1*) и активным (*2*) полуприцепами при подъеме в разных условиях:
а — $\alpha = 11{,}7°$, $\varphi_{x100} = 0{,}7$; *б* — $\alpha = 1{,}7°$ и $\varphi_{x100} = 0{,}1$

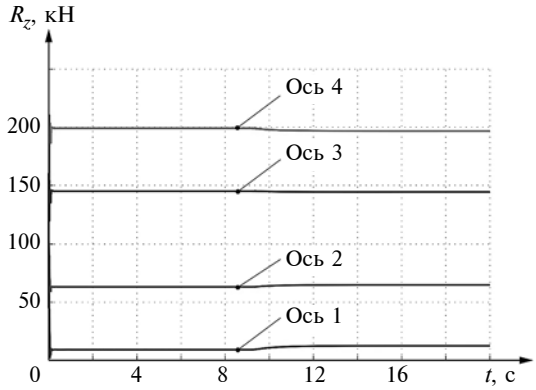


Рис. 10. Распределение нормальных реакций R_z на колеса осей *1—4* тягача при $\alpha = 11{,}7°$

крутящего момента на колесах тягача не приведет к существенному увеличению тягового усилия, а соответственно, и угла преодолеваемого подъема и вызовет лишь дополнительные потери мощности на буксование.

Мощность, затрачиваемую на буксование, определяет выражение [7]

$$N_S = \sum_{i=1}^{n} R_{xi}\omega_{ki}r_{k0i}S_{бi}.$$

Вычислениями установлено, что для преодоления подъема под углом 13,2° (предельно допустимый угол для активного автопоезда) автопоезду с пассивным полуприцепом необходимо увеличить суммарную мощность ТЭД до 688 кВт (на 43 % по сравнению с базовым вариантом). Потери мощности на буксование при этом составят 138 кВт (против 70 кВт у активного автопоезда при движении в идентичных условиях).

Таким образом, на основании вычислительных экспериментов, используя разработанную математическую модель, установлено, что ухудшение проходимости автопоездов при движении по твердой опорной поверхности обусловлено недостаточным сцеплением.

Предложенная модель позволяет исследовать динамику автопоезда при разных комбинациях чисел осей тягача и полуприцепа и определить рациональные соотношения мощностей на колесах тягача и полуприцепа.

Активизация осей прицепов и полуприцепов позволяет без особых усложнений и изменений конструкции повысить проходимость автопоезда, в том числе и серийных тягачей.

Дальнейшие работы следует направить на оптимизацию распределения мощности с использованием различных электронных систем управления. Эффективность их работы можно определить имитационным математическим моделированием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Белоусов Б. Н., Шухман С. Б.** Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. М.: Агроконсалт, 2013. 612 с.
2. **Закин Я. Х. Щукин М. М., Марголис С. Я.** Конструкции и расчет автомобильных поездов / Под ред. Я. Х. Закина. М.: Машиностроение, 1968. 331 с.
3. **Белоусов Б. Н., Попов С. Д.** Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 728 с.
4. **Жилейкин М. М., Середюк В. А.** Разработка закона распределения моментов по колесам многоосной колесной машины с электромеханической трансмиссией, выполненной по схеме «мотор—ось» // Наука и образование: электронное науч.-техн. издание. 2014. Вып. 5. Режим доступа: http://technomag.bmstu.ru/doc/705516.html
5. **Рождественский Ю. Л., Машков К. Ю.** О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Тр. МВТУ. 1982. № 390. С. 56—64.
6. **Котиев Г. О., Горелов В. А., Бекетов А. А.** Математическая модель движения вездеходного транспортного средства // Журнал автомобильных инженеров. 2008. № 1 (48). С. 50—54.
7. **Ларин В. В.** Теория движения полноприводных колесных машин: Учеб. для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 391 с.
8. **Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов А. Н.** Мощностной баланс автомобиля / Под общ. ред. В. А. Петрушова. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.
9. **Горелов В. А.** Математическое моделирование многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2012. Вып. 2. Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/343394.html
10. **Барахтанов Л. В., Беляков В. В., Кравец В. Н.** Проходимость автомобиля: Учеб. пособ. Н. Новгород: НГТУ, 1996. 200 с.

УДК 629.4

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский ГУ), e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Энергетические потери при движении поезда по кривой

Рассматривается связь между фрикционными силами, возникающими в контакте колесной пары с рельсами, и характером криволинейного участка пути, основанная на формуле Эйлера, устанавливающей энергетическое соотношение в паре канат — цилиндр (кнехт).

Ключевые слова: железнодорожный состав, колесная пара, рельс, криволинейный участок пути.

The relation between frictional forces, appearing at contact of a wheel pair with rails, and character of curve portion of a line, based on Euler's formula, providing energy relation in rope-cylinder pair, is considered.

Keywords: rail transport, wheel pair, rail, curve portion of line.

Известно, что движение железнодорожного состава по криволинейному пути (на повороте) требует дополнительных энергетических затрат и является причиной интенсивного износа колесных пар и головок рельсов. В связи с этим разработана нормативная документация, регламентирующая требования к устройству таких участков пути с учетом скоростного режима и вида состава [1, 2]. Согласно нормативному документу [1] определяют величину превышения внешнего рельса, что обеспечивает компенсацию бокового действия центробежной силы, возникающей при движении поезда по кривой. Не вдаваясь в подробности расчета по данной методике, рассмотрим сам принцип ком-

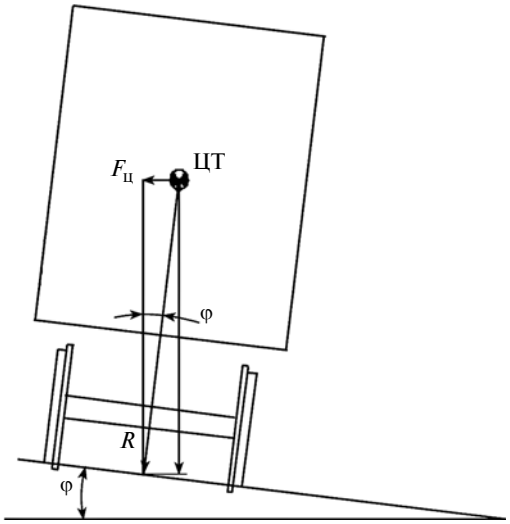


Рис. 1. Схема компенсации боковой центробежной силы наклоном рельсового пути в сторону поворота:
$F_ц$ — центробежная сила; G — сила тяжести экипажа; R — результирующая сила; φ — расчетный угол наклона рельсового пути, град.; ЦТ — центр тяжести экипажа

пенсации бокового воздействия на экипаж центробежной силы за счет наклона рельсового пути в сторону поворота.

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на экипаж при движении по кривой.

Используя известные зависимости

$$F_ц = mv^2/r \text{ и } G = mg,$$

определим угол наклона внешнего рельса по формуле

$$\varphi = \operatorname{arctg}\frac{mv^2}{rmg} = \operatorname{arctg}\frac{v^2}{rg}, \qquad (1)$$

Здесь m — масса экипажа, кг; v — скорость движения, м/с; r — радиус кривой, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Например, при v = 100 км/ч и r = 800 м получим компенсирующий угол наклона рельсового пути $\varphi \approx 6^\circ$.

Определив угол наклона рельсового пути, мы исключили боковое действие центробежной силы. Кроме того, за счет конусности (1:20) поверхности катания колес можно исключить и их буксование при повороте (так как в этом случае окружная скорость внешнего колеса будет больше скорости внутреннего колеса [3]). Однако реальный интенсивный боковой износ головки рельсов при движении по кривой и износ гребней колес свидетельствуют о том, что указанных мероприятий недостаточно (рис. 2, *а*, *б*).

Объясним интенсивный износ гребней и боковой поверхности головки рельса. Если окружная скорость основной части колеса, контактирующей с рельсом по поверхности катания, очень близка к переносной скорости колесной пары и силу сопротивления движению в этом случае можно оценить коэффициентом трения качения, то окружная скорость гребня, контактирующего с боковой гранью головки рельса, будет существенно выше переносной скорости колесной пары. В последнем случае между контактирующими телами возникает проскальзывание, оцениваемое уже коэффициентом трения скольжения, который согласно триботехническим исследованиям [4] на порядок больше коэффициента трения качения, что и определяет повышенный износ гребней и боковой грани головки рельса.

О появлении дополнительного сопротивления движению поезда по кривой свидетельствует значительное увеличение тяги локомотива по сравнению с силой тяги при движении такого же состава на прямолинейном участке. Тогда возникает вопрос: зачем нужно увеличивать мощность локомотива для сохранения заданного скоростного режима на кривой, если компенсирована боковая центробежная сила и устранено буксование колес? Значит, все же что-то не учли?

Совершенно верно. Неучтенным оказался весьма значимый фактор: при передаче тягового усилия от локомотива к колесным парам в кинематической цепи поезда при движении его по кривой происходит трансформация потока мощности (кинематическая цепь поезда подробно рассмотрена в работах [5—7]).

Отметим, что движение поезда по кривой с сохранением заданной (расчетной) скорости невозможно в режиме выбега и тем более в режиме торможения. В этих случаях скорость движения состава непрерывно снижается, а значит пропадает и компенсирующий эффект наклона рельсового пути. Более того, при скорости ниже расчетной влияние наклона рельсового пути будет отрицательным.

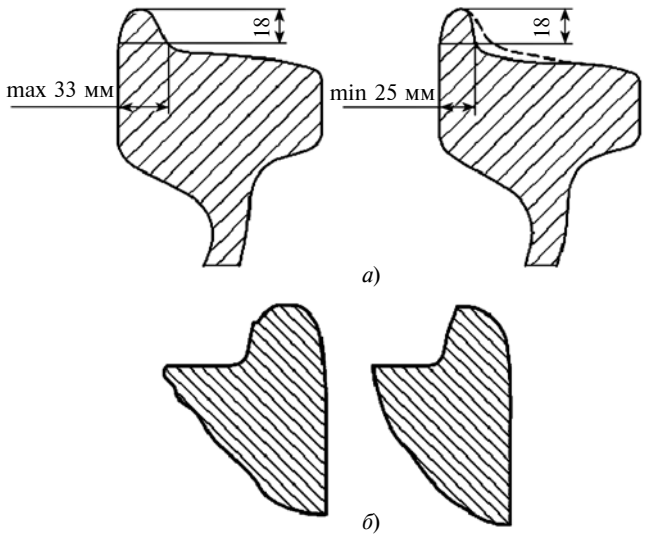


Рис. 2. Износ (*а*) и остроконечный накат (*б*) гребня колесной пары

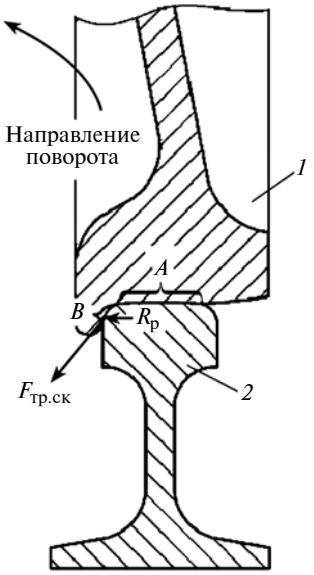


Рис. 3. Схема сопротивления движению колеса с учетом поверхности контакта с рельсом:

1 — внешнее колесо; *2* — головка рельса; *A* и *B* — области трения соответственно качения и скольжения; $R_р$ — боковая реакция рельсового пути при движении по криволинейному участку; $F_{тр.ск}$ — сила трения скольжения в контакте гребень колеса — боковая грань головки рельса

Следовательно, сохранение заданной (расчетной) скорости возможно только при движении поезда в режиме тяги, что неизбежно приводит к возникновению дополнительных боковых сил, противодействующих движению состава, ведомого головным локомотивом.

Следует обратить внимание на то, что силы реакции рельсового пути, обеспечивающие поворот состава, действуют со стороны боковой грани головки рельса на гребень внешнего колеса строго в горизонтальной плоскости и передаются именно через область *B* контакта (см. рис. 3), в которой и возникает сила трения скольжения. Назовем эти дополнительные силы сопротивления движению силами второго рода. Они не зависят от скоростного режима состава, т. е. могут возникать и при очень небольшой скорости поезда, когда действием центробежной силы можно пренебречь. Особенностью этих сил (в отличие от центробежных) является то, что их нельзя компенсировать ни наклоном рельсового пути, ни каким-либо другим способом, так как при устранении этих сил исключается сама возможность поворота состава.

Рассмотрим причину возникновения сил второго рода. Вектор тягового усилия *P* локомотива постоянно меняет направление по длине состава при его движении по кривой (рис. 4, *а*). Изменить направление силы может только другая внешняя сила и при этом, естественно, нужно затратить энергию. В данном случае внешней силой является реакция $R_р$ рельсового пути, т. е. поворот любого наземного транспортного средства осуществляется в результате реакции дороги.

Допустим, что мы имеем состав из 100 вагонов, который соответственно содержит 400 колесных пар. Следовательно, вектор тягового усилия изменит направление 400 раз. Это особенность механизма поворота поезда, которая не характерна для других наземных транспортных средств.

Очевидно, что представлять трансформацию тягового усилия *P* как дискретную функцию в зависимости от числа колесных пар состава не имеет смысла. Вполне допустимо, применив понятие бесконечно малых величин, представить изменение *P* в виде непрерывной функции в зависимости от длины состава, движущегося на повороте. В этом случае можно воспользоваться уже решенной задачей, представив поезд в виде каната, контактирующего с частью цилиндрической поверхности — криволинейным участком рельсового пути.

Великий ученый Л. Эйлер установил, что при контакте каната с цилиндрической поверхностью (кнехтом) зависимость между силой *P*, натягивающей канат за один конец, и силой *Q*, удерживающей канат за другой конец, действует соотношение (знаменитая формула Эйлера):

$$Q = Pe^{-\mu\alpha}, \qquad (2)$$

где μ — коэффициент трения покоя в паре трения (канат — кнехт); α — угол обхвата цилиндра канатом, рад.

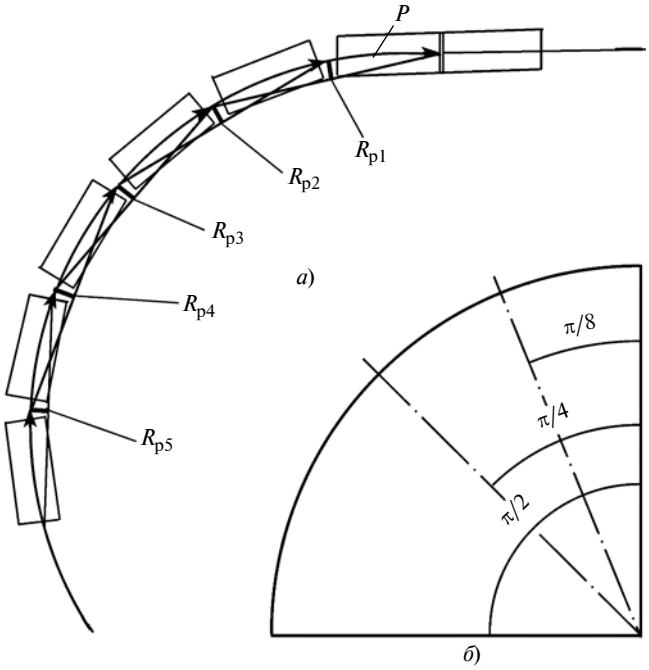


Рис. 4. Изменение вектора тягового усилия локомотива при движении по кривой (*а*) и схема расчета параметров, определяющих силы второго рода (*б*):

P — суммарное тяговое усилия локомотива с учетом дополнительных потерь от действия сил второго рода; $R_{р1}$, $R_{р2}$, $R_{р3}$, ... — элементарные силы реакции рельсового пути

Зависимость (2) установлена для неподвижной системы.

Проведем небольшую манипуляцию с данной системой, а именно, выведем ее из статического состояния. Для этого уменьшим удерживающую силу на величину ΔQ. Тогда канат придет в движение относительно неподвижного кнехта, и при этом изменятся условия трения в паре канат — цилиндр. А именно уменьшится коэффициент трения, так как в соответствии с исследованиями того же Эйлера и современной науки трибологии [4] коэффициент трения покоя существенно больше коэффициента трения скольжения, т. е. $\mu > \mu_{ск}$.

Новое состояние системы можно определить уравнениями:

$$Q - \Delta Q = Pe^{-\mu_{ск}\alpha};$$

$$Q - \Delta Q = Q_{дв},$$

где $Q_{дв}$ — усилие, обеспечивающее движение системы с постоянной скоростью.

Таким образом, вместо статической системы получили передаточный механизм, энергетическая эффективность которого оценивается КПД (η), определяемым отношением энергетического показателя на выходе передаточного механизма к энергетическому показателю на его входе. В данном случае энергетическими показателями будут силы $Q_{дв}$ и P:

$$\eta = Q_{дв}/P = 1/e^{-\mu_{ск}\alpha}. \quad (3)$$

Представляется удобным использовать понятие — относительные потери в передаче:

$$k = \eta - 1. \quad (4)$$

Зная тяговое усилие $P_{пр}$, необходимое для движения поезда на прямом участке пути, которое найдем обычным тяговым расчетом, определим дополнительное тяговое усилие ΔP, необходимое для преодоления сил второго рода при движении по криволинейному участку:

$$\Delta P = kP_{пр}. \quad (5)$$

Используя полученные зависимости (3)—(5), оценим в первом приближении влияние параметров криволинейного участка на увеличение энергетических затрат при движении по нему поезда. Примем коэффициент трения в контакте гребень — боковая поверхность головки рельса $\mu_{ск} = 0{,}15$ (согласно работе [4] — это коэффициент трения скольжения сталь по стали).

Допустим, что поезд движется по кривой с углом обхвата $\pi/2$ (рис. 4, *б*), тогда расчетом получим $\eta = 0{,}7901$ и $k = 0{,}2099$.

Теперь представим, что вместо поезда, ведомого головным локомотивом, используется состав из двух модулей, то угол обхвата для каждого модуля составит $\pi/4$, тогда расчет даст $\eta = 0{,}8889$ и $k = 0{,}1111$.

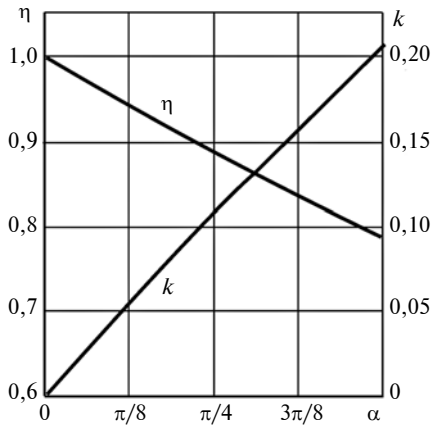


Рис. 5. Изменение параметров η и *k*, характеризующих силы второго рода, в зависимости от угла α обхвата при движении состава по кривой

Увеличим число модулей в составе до четырех, угол обхвата $\alpha = \pi/8$. Получим: $\eta = 0{,}9428$ и $k = 0{,}0572$.

Результаты расчета приведены на рис. 5.

Вывод очевиден: мотор-вагонная схема состава практически свободна от возникновения сил второго рода.

Представленные исследования еще раз доказывают перспективность модульной схемы комплектования состава и неэффективность тяжеловесных грузовых поездов с головным локомотивом [5—7].

Показав закономерности возникновения сил второго рода при движении поезда по кривой, автор не претендует на высокую достоверность полученных значений η и k, так как явление проскальзывания не равноценно абсолютному скольжению. Необходимы экспериментальные исследования для определения фактической величины $\mu_{ск}$ в паре "гребень — боковая грань головки рельса". Измерение данного показателя не требует дорогостоящих установок и может быть получено при натурных испытаниях с использованием стандартной измерительной аппаратуры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Строительные** нормы и правила РФ. Железные дороги колеи 1520 мм. СНиП 32-01—95. М.: Минстрой России, 1995. 21 с.
2. **Железнодорожный** путь / Под ред. Т. Г. Яковлевой. М.: Транспорт, 2001. 420 с.
3. **Большая** советская энциклопедия / Гл. ред. А. М. Прохоров. 3-е изд. Т. 12. Кварнер — Коигур, 1973. 634 с.
4. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
5. **Александров И. К.** Поезда модульного типа на основе электровозов // Вестник машиностроения. 2014. № 4. С. 21—25.
6. **Александров И. К.** Грузовой железнодорожный поезд модульного типа // Транспорт на альтернативном топливе. 2012. № 2 (26). С. 19—24.
7. **Александров И. К.** Модульный состав — экономия энергии // Мир транспорта. 2013. № 5. С. 28—37.

УДК 629. 3.033

В. И. ПОДДУБНЫЙ, д-р техн. наук (Алтайский ГТУ им. И. И. Ползунова, г. Барнаул), А. ТРЕХТЛЕР, д-р-инж. (Университет Падерборн, Германия), А. ВАРКЕНТИН, д-р-инж., М. КРЮГЕР, д-р-инж. (Фраунгоферовский институт технологии производства, г. Падерборн, Германия), e-mail: poddubny@list.ru

Механико-математическая модель гусеничной машины для разработки инновационного движителя и системы подрессоривания[1]

По результатам моделирования движения в резонансном режиме подтверждена адекватность полуэмпирической методики определения оптимальных по плавности хода параметров жесткости и демпфирования элементов системы подрессоривания гусеничной машины с регулируемым натяжением гусеницы.

Ключевые слова: гусеничная машина, механико-математическая модель, система подрессоривания, жесткость, демпфирование, натяжитель гусеницы.

On the results of modeling of movement in resonance mode the adequacy of semi-empirical methodic of determination of optimal on ride comfort stiffness parameters and damping of cushion system elements of a tack-laying machine with controlled track tension is confirmed.

Keywords: track-laying machine, mechanical-mathematical model, cushion system, stiffness, damping, track tensioner.

На энергетические показатели, плавность хода и проходимость гусеничной машины значительно влияют параметры системы подрессоривания и гусеничного движителя. При разработке новых образцов гусеничной техники на этапе проектирования необходимо предварительно определить оптимальные значения этих параметров по критериям плавности хода, неспадания гусеницы и энергетической эффективности.

На первом этапе исследований целесообразно предварительно определить параметры системы подрессоривания по методикам, основанным на использовании линеаризованных математических моделей гусеничных машин. Второй этап предполагает разработку детализированных механико-математических моделей гусеничных машин с использованием прикладного программного обеспечения, моделирование их рабочих движений и уточнение оптимизируемых параметров по результатам моделирования. В качестве оценочного критерия эффективности гусеничной машины приняли уровень ее вертикальных колебаний при режимах движения, близких к резонансным.

1. Расчет оптимальных параметров подвески

На основании анализа литературных данных приняли следующую методику предварительного определения параметров подвески гусеничной машины.

Установлено [1], что влияние подвески на амплитуду вынужденных колебаний корпуса в резонансном режиме определяется удельными коэффициентами демпфирования угловых (σ_φ) и вертикальных (σ_z) колебаний:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_\varphi &= \sum_1^{2n} r_i l_i^2 \Big/ \sqrt{J \sum_1^{2n} c_i l_i^2}; \\ \sigma_z &= \sum_1^{2n} r_i \Big/ \sqrt{m \sum_1^{2n} c_i}, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где J — момент инерции машины относительно поперечной оси, проходящей через центр масс (ЦМ); m — масса машины; r_i — коэффициенты демпфирования амортизаторов; l_i — расстояния от амортизаторов до ЦМ в продольном направлении; n — число амортизаторов на одной стороне; c_i — жесткости упругих элементов подвески.

Чем больше эти коэффициенты, тем больше упругие и демпфирующие характеристики элементов подвески ограничивают амплитуды вынужденных колебаний при режимах движения, близких к резонансным. Исследования [1] показали, что удельные коэффициенты демпфирования, обеспечивающие высокую плавность хода быстроходной машины, должны удовлетворять условиям: $\sigma_\varphi \geq 0{,}7$ и $\sigma_z \geq 0{,}4$. При этом жесткость элементов подвески должна определяться из условия, что оптимальная частота свободных продольных угловых колебаний корпуса современных быстроходных гусеничных машин находится в пределах:

$$4{,}0 \leq k_\varphi \leq 4{,}5 \text{ рад/с}.$$

Это условие обеспечивает минимальную амплитуду угловых колебаний при одновременном действии продольных и вертикальных сил.

Частоту k_φ определим из дифференциального уравнения малых продольных угловых колебаний [1]:

$$k_\varphi^2 = \sum_1^{2n} c_i l_i^2 / J. \quad (2)$$

При заданных значениях k_φ, l_i и J можно определить оптимальную, одинаковую для всех упругих элементов подвески, жесткость:

$$c = k_\varphi^2 J \Big/ \sum_1^{2n} l_i^2. \quad (3)$$

[1] Работа выполнена при поддержке гранта Германской службы академических обменов (DAAD) 2014 г. "Научные стажировки для ученых и преподавателей ВУЗов". http://www.daad.ru/?seite=4_4&m=4.

Из выражения (1) с учетом равенства (2) определим оптимальное значение коэффициента демпфирования амортизаторов:

$$r = \sigma_\varphi J k_\varphi / \sum_1^{2n} l_i^2 . \quad (4)$$

Для определения динамического хода катка по заданной высоте h_0 препятствия (которое должно быть преодолено без ударов об ограничители хода опорных катков), расстоянию l_1 от ЦМ машины до наиболее удаленного катка и коэффициенту σ_φ использовали формулу

$$f_{д1} = \mu_0 h_0 l_1 / \sigma_\varphi . \quad (5)$$

С учетом анализа существующих систем подрессоривания гусеничных машин рекомендуется принимать коэффициент $\mu_0 = 0{,}5$.

Для определения оптимальных коэффициентов жесткости и демпфирования элементов подвески гусеничной машины приняли: число упругих элементов подвески на одной стороне — 6, число амортизаторов — 4. Амортизаторы соединяются с первым, вторым, пятым и шестым упругими элементами подвески по ходу движения машины.

Вектор продольных расстояний от ЦМ машины до опорных катков принимает значения:

$$L = [2;\ 1{,}2;\ 0{,}4;\ 0{,}4;\ 1{,}2;\ 2]$$

при $k_\varphi = 5$, $J = 150\ 000$ кг · м^2, $\sigma_\varphi = 0{,}7$.

Используя уравнения (3) и (4), определим оптимальные значения: $c = 167\ 410$ Н/м и $r = 24\ 127$ Н · с/м. Рассчитанный по формуле (5) динамический ход $f_{д1}$ катка при высоте препятствия $h_0 = 0{,}24$ м составил 0,34 м.

2. Модель гусеничной машины с торсионной подвеской для оценки вертикальной динамики

Для проверки достоверности полученных расчетом коэффициентов жесткости и демпфирования и определения амплитуды вертикальных колебаний разработали механико-математическую модель гусеничной машины с наиболее распространенной торсионной подвеской в прикладном программном пакете RecurDyn [2, 3]. На рис. 1 приведена 3D-модель гусеничной машины. При разработке механико-математических моделей быстроходных гусеничных машин использовали пакеты расширения Professional и объекты библиотеки Track (HM) пакета расширения Toolkit.

На основании экспериментальных исследований [4, 5] рассчитали коэффициенты жесткости и демпфирования резинометаллических шарниров (РМШ) в радиальном и угловом относительно их продольной оси симметрии направлениях. Остальные параметры по умолчанию приняли равными, приведенным в RecurDyn. Принятые в модели параметры РМШ для трака шириной 460 мм приведены на рис. 2.

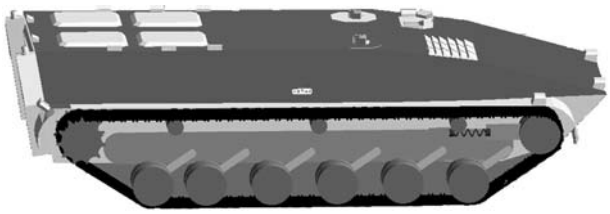


Рис. 1. 3D-модель гусеничной машины с торсионной подвеской

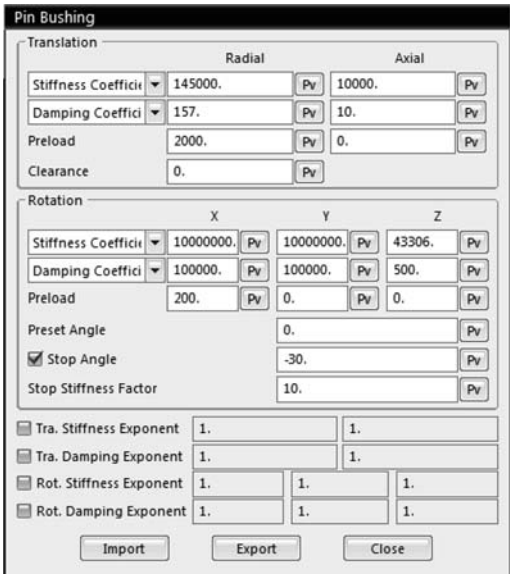


Рис. 2. Диалоговое окно RecurDyn с параметрами РМШ

Предварительное моделирование позволило получить аппроксимирующую зависимость для определения задаваемого натяжения гусеницы от перемещения натяжителя при движении машины по разным опорным поверхностям.

По методике, изложенной в разделе 1, коэффициенты жесткости и демпфирования рассчитали для подвески с вертикальными упругими элементами. Путем моделирования было установлено, что при постоянных коэффициентах угловой жесткости торсионов (полученных на основании расчета оптимальной вертикальной жесткости по известным методикам) вертикальное перемещение корпуса гусеничной машины под статическим действием веса существенно отличается от вертикального перемещения с эквивалентной вертикальной пружинной подвеской. Поэтому в модели использовали табличную зависимость упругого момента торсиона от угла закручивания φ, полученную на основании моделирования плавного нагружения торсиона. Схема 3D-модели торсиона для определения табличной зависимости приведена на рис. 3. Зависимость упругого момента M_z торсиона, обеспечивающего линейную вертикальную характеристику, от угла закручивания φ определяли с использованием пропорционально-дифференциального (ПД) регулирования (рис. 4). Коэффициент демпфирования амортизаторов приняли равным 6 825 905 Н · мм/рад/с, исходя из соотношения расчетных значений коэффи-

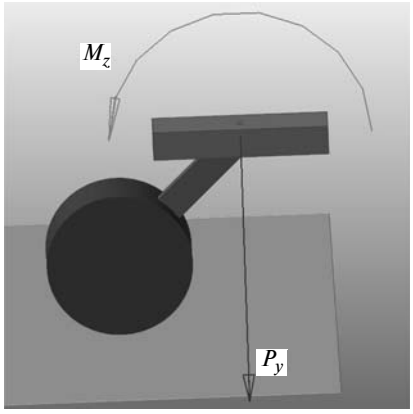


Рис. 3. 3D-модель торсиона для определения упругой характеристики

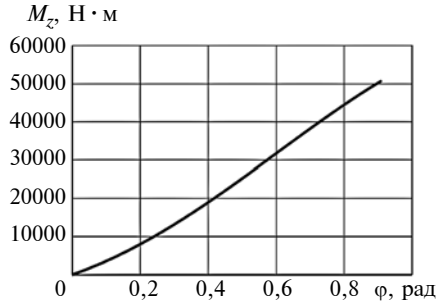


Рис. 4. Упругая характеристика торсиона

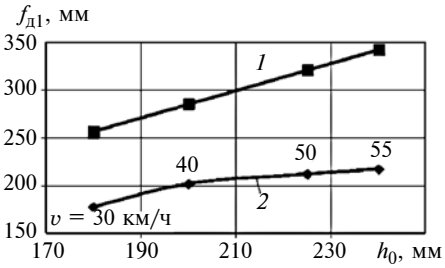


Рис. 5. Зависимости динамического хода $f_{д1}$ катка от высоты h_0 препятствия, полученные расчетом (*1*) и моделированием при разных скоростях (*2*)

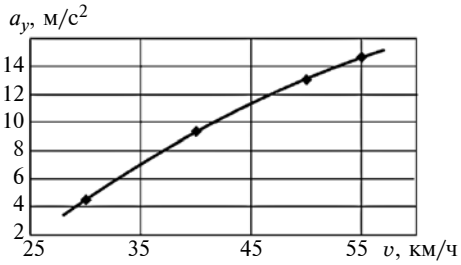


Рис. 6. Изменение вертикального ускорения a_y корпуса гусеничной машины в зависимости от изменения ее скорости v

циентов жесткости и демпфирования для вертикальной пружинной подвески.

Для оценки вертикальной динамики гусеничной машины моделировали ее движение по твердой опорной поверхности с синусоидальным макропрофилем, сообщающим вертикальные возмущения резонансной частоты (резонансный макропрофиль). С использованием библиотек RecurDyn были сгенерированы опорные поверхности с макропрофилем различной амплитуды и периодом, обеспечивающим попадание в резонанс при соответствующей скорости движения. Полученные расчетом (линия *1*) и по результатам моделирования (линия *2*) зависимости приведены на рис. 5. Для расчета использовали полуэмпирическое выражение (5). По зависимостям на рис. 5 можно сделать вывод, что расчетные значения динамического хода $f_{д1}$ катка больше значений, полученных при моделировании. Выражение (5) дает приближенное совпадение расчетных и модельных значений динамического хода при μ_0 = 0,35. Известно, что при эксплуатации быстроходной гусеничной техники водитель не снижает скорость движения при вертикальных ускорениях, не превышающих 3g [1]. При рекомендуемых параметрах подвески вертикальное ускорение a_y практически в 2 раза меньше допустимого (рис. 6). Следовательно, коэффициент демпфирования можно уменьшить в случае невозможности обеспечить его значение в реальном амортизаторе.

3. Моделирование движения гусеничной машины с регулируемым натяжением гусеницы

Предварительное натяжение гусеницы должно обеспечивать ее неспадание при маневрах и движении по косогору, нормальное зацепление гусениц с ведущими и направляющими колесами и возможно меньшие затраты на преодоление сопротивления движению машины. При нерегулируемом натяжителе и движении по пересеченной местности вертикальные перемещения опорных катков значительно изменяют предварительное натяжение гусеницы, при этом увеличиваются нагрузки на подшипники ведущей звездочки и ленивца, а также напряжения в РМШ гусеницы. Для данных условий движения необходимо обеспечить оптимальное регулирование натяжения. Было проведено моделирование движения гусеничной машины по суглинку с синусоидальным макрорельефом резонансной частоты и высотой неровностей 12 см при движении со скоростью 20 км/ч с регулированием и без регулирования натяжения. Пропорционально-дифференциальное регулирование осуществляли перемещением натяжителя, обеспечивающим постоянство горизонтальной составляющей реакции подшипника ленивца при заданном предварительном натяжении гусеницы. Отметим, что регулировать натяжение по величине стрелы провиса гусеницы трудно, так как она значительно изменяется при вертикальных колебаниях машины.

На рис. 7 приведены зависимости перемещения S натяжителя от времени t при регулировании (линия *1*) и без регулирования (линия *2*) для обеспечения натяжения гусеницы 15 000 Н, что соответствует предварительному перемещению натяжителя на 67 мм. На рис. 8, *а* и *б* приведены зави-

симости соответственно усилия F_x в натяжителе и натяжения T в свободной ветви гусеницы от времени t движения при регулировании (линия *1*) и без регулирования (линия *2*) натяжителя. Видно, что регулируемый натяжитель позволяет поддерживать давление на подшипник ленивца и натяжение свободной ветви гусеницы, близкими к заданным. При нерегулируемом натяжителе амплитуда колебаний натяжения и давления на подшипник ленивца при вертикальных колебаниях машины значительно превышают заданные.

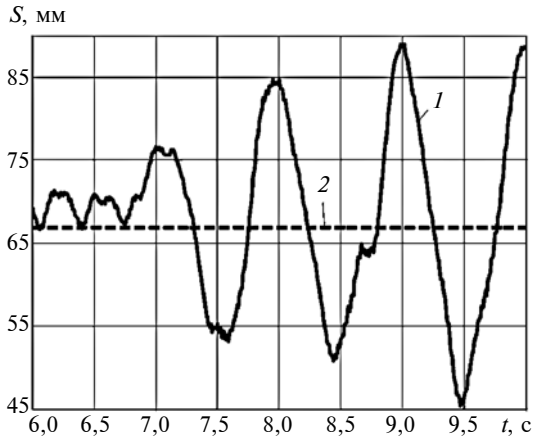


Рис. 7. Зависимости перемещения *S* натяжителя от времени *t* при регулировании (линия *1*) и без регулирования (линия *2*) натяжения

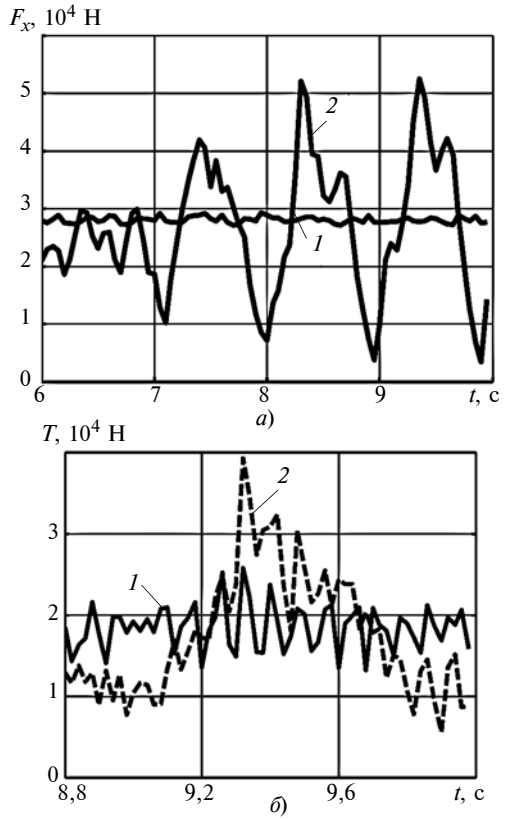


Рис. 8. Зависимости усилия F_x в натяжителе (*а*) и натяжения T в свободной ветви гусеницы (*б*) от времени *t* при регулировании (*1*) и без регулирования (*2*) натяжения

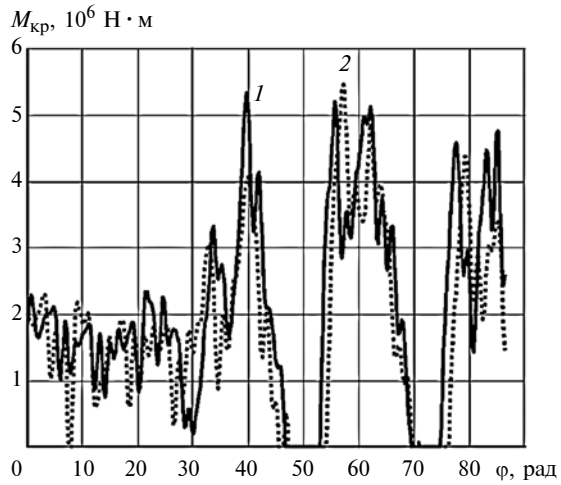


Рис. 9. Зависимости крутящего момента $M_{кр}$ от угла φ поворота звездочки

На рис. 9 приведены зависимости крутящего момента $M_{кр}$ от угла φ поворота ведущей звездочки, обеспечивающего движение по резонансному макрорельефу со скоростью 20 км/ч при регулируемом (линия *2*) и нерегулируемом (линия *1*) натяжении гусеницы. Установлено, что абсолютные значения момента при движении с регулированием натяжения в большинстве случаев меньше, чем без регулирования. Интегрированием зависимости момента $M_{кр}$ от угла φ поворота определили совершаемую работу: без регулирования натяжения работа равна 179,72 кДж, при регулируемом натяжении — 155,32 кДж, т. е. на 13 % меньше.

Таким образом установлено, что при разработке перспективных образцов гусеничных машин целесообразно для минимизации их угловых и вертикальных колебаний предварительно определить оптимальные параметры жесткости и демпфирования элементов подвески по полуэмпирической зависимости, использующей коэффициенты удельного демпфирования σ_φ и σ_z. Для точного их определения необходимо провести математическое моделирование рабочих движений гусеничных машин, например, моделирование движения машины с торсионной подвеской по синусоидальному макропрофилю резонансной частоты при разных высоте неровностей и скорости движения. Результаты подтвердили возможность использования предлагаемой методики: вертикальные ускорения гусеничной машины с рассчитанными параметрами жесткости и демпфирования элементов подвески не превысили 50 % от допустимого значения при движении со скоростью 55 км/ч по опорной поверхности с резонансным профилем высотой 24 см.

Регулирование перемещения натяжителя значительно уменьшает амплитуду колебаний натяжения гусеницы и давление на подшипники подвески при вертикальных колебаниях машины. Это позволяет уменьшить крутящий момент, затраты на перемещение машины и вероятность спадания гусеницы

УДК 621.825

А. П. ЕВДОКИМОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: a_evdo@mail.ru

Динамическая нагруженность и особенности работы силовых приводов подвижного состава в разных условиях

Приведены результаты экспериментальных исследований динамики силовых приводов подвижного железнодорожного состава при номинальных и максимальных нагрузках, в частности, элементов привода с упругой муфтой и жестким соединением.

Ключевые слова: подвижной состав, привод, упругая муфта, динамический крутящий момент, деформация кручения.

The experimental research results of dynamics of rolling stock actuator drives at nominal and maximum loads, in particular, drive elements with elastic coupling and rigid connection, are presented.

Keywords: rolling stock, drive, elastic coupling, dynamic torque moment, torsional deformation.

Современный железнодорожный транспорт — тепловозы, электровозы, дизель-поезда, путевые машины, оснащенные мощным и совершенным оборудованием, имеют высокие скорости движения и динамические нагрузки [1, 2]. Их безотказная работа определяется в основном надежностью силовых приводов.

Силовой привод тяговой подвижной единицы — сложный комплекс взаимосвязанных составляющих разной мощности и назначения. Например, на маневровом тепловозе ТГМ6Д силовым агрегатом является дизель *1* 8ЧН2А 26/26 мощностью 885 кВт (рис. 1, *а*). На дизеле со стороны турбокомпрессора расположен вал отбора мощности, который передает вращение через вал *2* с соединительной муфтой с упругими пальцами на гидромеханический редуктор *3* привода вентилятора *4*. С другой стороны дизеля расположена гидродинамическая передача *5* ГП1200/202М мощностью 885 кВт, которая соединяется с дизелем упругой муфтой *6* с резинокордной оболочкой ЭМ580×130.

На корпусе передачи *5* расположен вспомогательный генератор *7* КГ12,5К мощностью 45 кВт, который приводится во вращение от двухступенчатого механического редуктора *8* через упругую муфту *9* с резинокордной оболочкой ЭМ360×100. Редуктор получает крутящий момент от шестерни входного вала гидродинамической передачи. Входной вал передачи передает крутящий момент поршневому компрессору *10* ПК5,25А мощностью 45 кВт также через упругую муфту с резинокордной оболочкой ЭМ360×100.

Силовой (тяговый) привод электропоезда ЭР2 (рис. 1, *б*) включает в себя тяговый генератор *1* УРТ110А мощностью 200 кВт и двухступенчатый механический редуктор *2*, которые соединяются упругой муфтой *3* с резинокордной оболочкой ЭМ530×150.

На элементы приводов действуют значительные динамические нагрузки, обусловленные: периодическими изменениями давления в цилиндрах ДВС и поршневых компрессорах; рабочими процессами гидроаппаратов гидродинамических передач тепловозов; периодическими изменениями сил притяжения электромагнитов, питаемых переменным током [3—6].

Работа механизмов привода сопровождается крутильными колебаниями [1, 2, 7], которые для валов поршневых машин обусловлены неравномерностью (по времени) вращающего момента или момента сопротивления. Крутильные колебания могут возникать и у валов электрических машин, если передаваемый ими крутящий момент не будет постоянным.

Особенность такой динамики заключается в том [5, 8], что в результате неравномерного вращения возникают реакции двух видов: момент сил инерции маховых масс и моменты сил упругости участ-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

при резких маневрах на пересеченной местности, повысить ресурс гусеничной машины.

Разработанную механико-математическую модель гусеничной машины и результаты исследований можно использовать, в частности, при определении оптимальных конструктивных параметров элементов подвески и разработке автоматического натяжителя гусеницы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сергеев Л. В.** Теория танка М.: Издание академии бронетанковых войск, 1973. 495 с.

2. **Поддубный В. И., Поддубная М. Л.** Разработка математических моделей механических систем с использованием прикладного пакета RecurDyn // Ползуновский вестник. 2015. № 1. С. 57—62.

3. **Поддубный В. И., Кряжев Ю. А., Горин Е. Ю.** Разработка 3D-модели динамического процесса резания торцовой фрезой в прикладном пакете RecurDyn // Актуальные проблемы в машиностроении. 2016. № 3. С. 88—92.

4. **Коростелев С. А., Нечаев К. С., Бокин Д. П.** Влияние режимов нагружения на механические характеристики материала резиновых элементов РМШ гусеничного движителя // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2009. № 1 (51). С. 46—52.

5. **Коростелев С. А., Целищев В. А., Каширский Д. Ю.** Экспериментальное определение характеристик резиновых элементов РМШ гусеничного движителя // Ползуновский вестник. 2012. № 1/1. С. 146—150.

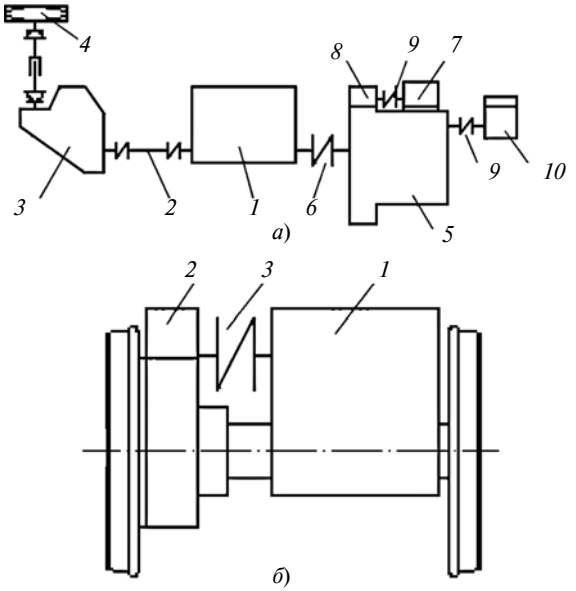


Рис. 1. Кинематические схемы маневрового тепловоза ТГМ6Д (*а*) и электропоезда ЭР2 (*б*)

ков соединительного устройства. Первая реакция создается каждой массой при ее неравномерном вращении и направлена в сторону, противоположную ускорению этого вращения. Численно она определяется произведением момента θ_k инерции массы относительно оси вращения на величину ускорения φ_k: $J_k = \theta_k\varphi_k$. Вторая реакция возникает на валах механизмов привода вследствие разной мгновенной деформации кручения этих валов. Если вал приводного механизма отклоняется на угол φ_1, а вал исполнительного механизма в то же мгновение отклоняется на угол φ_2, то возникает реакция в виде момента сил упругости — динамического крутящего момента, который направлен в сторону, противоположную закручиванию данного участка, и пропорционален его величине: $U = c\varphi_k$, где c — коэффициент пропорциональности, представляющий собой жесткость, а обратная ему величина $e = 1/c$ является податливостью данного участка.

Механизмы силовых приводов могут работать в штатных и нештатных условиях. Штатные условия — это условия без серьезных предпосылок к преждевременному выходу элементов привода из строя. Требование обеспечивается в большинстве случаев при работе механизмов на номинальных режимах. Нештатные условия связаны с резким возрастанием динамических нагрузок — пуско-остановочный режим работы дизеля; буксование колесных пар при трогании подвижной единицы; большая частота вращения электромашин; несоответствие тяговых характеристик дизеля и гидродинамической передачи; внезапный останов одного из механизмов привода.

Использование упругих соединений с резинокордными оболочками в приводах силовых и вспомогательных механизмов значительно снижает крутильные колебания благодаря высокой крутильной податливости оболочек.

При эксплуатации путевых железнодорожных машин (автомотрисы АС4 и рельсосмазывателя РСМ1) наблюдались повышенные вибрации дизеля ЯМЗ240Д и гидродинамической передачи ГП320, соединенных карданным валом КрАЗ. Были случаи появления трещин по сварочному шву в месте соединения трубы кардана и шлицевой вилки. Для выявления причин провели экспериментальные исследования динамической нагруженности серийного и опытного карданных валов. Опытный вал имел упругую муфту с резинокордной оболочкой ЭМ360×100. Исследования предусматривали определение динамического крутящего момента на валах с использованием тензорезистора 2ПКБ-100В, тензоусилителя ТА5, светолучевого осциллографа Н115 и торцевого токосъемника.

Динамический крутящий момент определяли при пуско-остановочном режиме в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала (КВ) дизеля. В момент пуска дизеля динамические нагрузки на серийном карданном валу резко изменялись (рис. 2, штриховая линия *1*). Наибольший момент наблюдался на частотах вращения КВ дизеля 550 и 1000 мин$^{-1}$. Останов дизеля сопровождался менее резким изменением момента (рис. 2, штриховая линия *2*). Более плавно нагрузка возрастала при значительно меньшей ее величине на опытном карданном валу (сплошные линии).

В рабочем диапазоне частот вращения КВ дизеля на серийном карданном валу увеличение нагрузки было зафиксировано на частоте 930 мин$^{-1}$ (рис. 3, линия *1*), далее нагрузка снижалась. На опытном карданном валу (рис. 3, линия *2*) динамический крутящий момент был меньше, чем на серийном валу.

Эксплуатация силовых и вспомогательных приводов подвижного состава железных дорог показывает, что одними из слабых звеньев по долговечности являются резинокордные оболочки, упругие

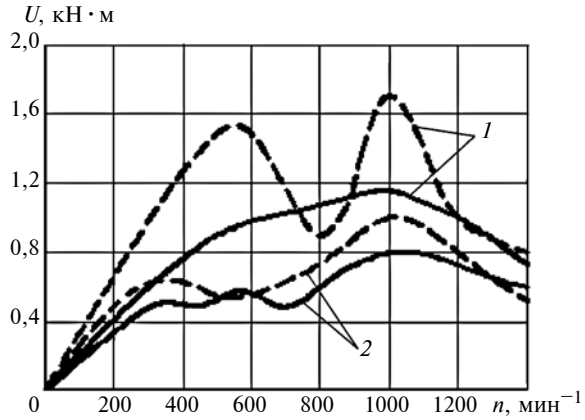


Рис. 2. Изменения динамического крутящего момента *U* опытного (сплошные линии) и серийного (штриховые линии) карданных валов при пуске (*1*) и останове (*2*) дизеля

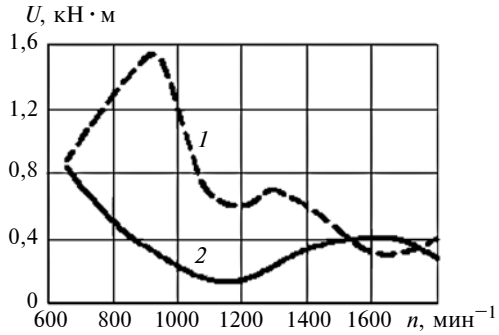


Рис. 3. Изменения динамического крутящего момента *U* опытного (*2*) и серийного (*1*) карданных валов в рабочем диапазоне частот *n* вращения КВ дизеля

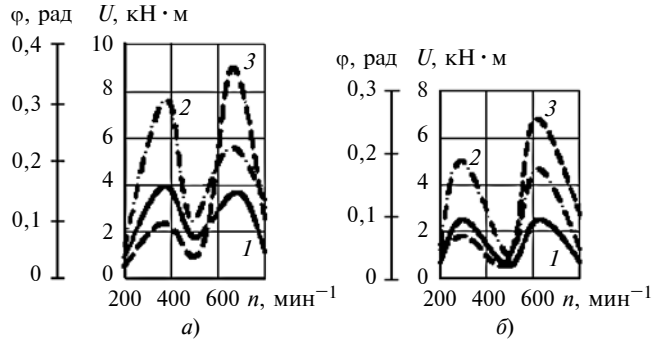


Рис. 4. Изменения динамического крутящего момента *U* и угла φ закручивания резинокордной оболочки при пуске (*а*) и останове (*б*) дизеля на входном валу гидродинамической передачи (*1*), на распределительном валу дизеля (*2*), на резинокордной оболочке (*3*)

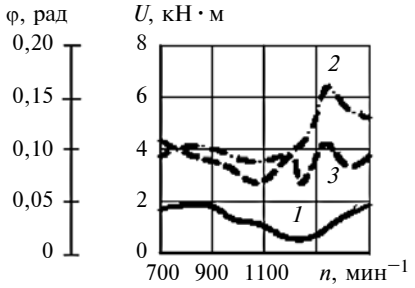


Рис. 5. Изменения динамического крутящего момента *U* и угла φ закручивания резинокордной оболочки в рабочем диапазоне частот *n* вращения КВ дизеля на входном валу гидродинамической передачи (*1*), на распределительном валу дизеля (*2*), на резинокордной оболочке (*3*)

элементы которых испытывают импульсные, знакопеременные, высокочастотные периодические и непериодические нагрузки.

Деформации β кручения упругой муфты с резинокордной оболочкой ЭМ580×130, расположенной между дизелем и гидродинамической передачей тепловоза ТГМ6Д, измеряли с помощью балочного прогибомера. Одновременно методом тензометрии исследовали динамические крутящие моменты на валу отбора мощности дизеля и входном валу гидродинамической передачи (рис. 4, кривые *1*). Затем сравнили нагруженности резинокордных оболочек и элементов механизмов привода. Наблюдалось двукратное повышение нагрузки при пуске (см. рис. 4, *а*) и останове (см. рис. 4, *б*) дизеля. В первом случае значительная часть нагрузки приходится на резинокордную оболочку (линия *3*), во втором — увеличивается динамический крутящий момент на валу отбора мощности дизеля (линия *2*). Это объясняется тем, что в первом случае сравнительно небольшую нагрузку принимает на себя резинокордная оболочка, во втором — упругодемпфирующих свойств оболочки не хватает для уменьшения динамических нагрузок на вал дизеля до требуемой величины. Угловая деформация оболочки при максимальной нагрузке примерно в 2 раза больше номинальной.

Работа дизеля сопровождается значительными динамическими нагрузками на минимальных (700÷900 мин$^{-1}$) и максимальных (1300÷1500 мин$^{-1}$) частотах вращения (рис. 5, линия *1* — нагрузка на входном валу гидродинамической передачи). При минимальных частотах вращения нагрузка на валу дизеля (линия *2*) была выше, чем на резинокордной оболочке (линия *3*). Установлено, что более продолжительный период работы силовой установки сопровождался значительными динамическими нагрузками резинокордной оболочки. В результате снижались деформации кручения валов механизмов и крутильные колебания, а срок службы резинокордных оболочек уменьшался.

Учитывая особенности нелинейного поведения резинокордных оболочек при статическом нагружении и значительные изменения переходных процессов при динамическом нагружении элементов, соединяемых такими оболочками, в качестве параметров их работоспособности и эксплуатационного ресурса можно использовать деформационные, силовые и энергетические критерии. При увеличении динамической нагрузки основное значение будут иметь деформационные и энергетические критерии. При этом и характеристики сопротивления деформациям, и характеристики сопротивления разрушениям будут зависеть от времени, числа циклов и температур.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Динамические** силы на подвижном составе и в пути // Сб. статей под ред. М. Ф. Вериго, Л. О. Грачёвой. М.: Транспорт, 1976. 95 с.
2. **Динамические** процессы в транспортных системах / Под ред. А. Н. Савоськина. М.: Транспорт, 1978. 72 с.
3. **Вейц В. Л.** Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. Л., М.: Машиностроение, 1976. 336 с.
4. **Вейц В. Л.** Колебания системы машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1979. 256 с.
5. **Терских В. П.** Крутильные колебания валопровода силовых установок. Л.: Судостроение, 1971. 307 с.
6. **Истомин П. А.** Крутильные колебания в судовых ДВС. Л.: Судостроение, 1968. 300 с.
7. **Динамические** свойства приводов и их элементов // Сб. статей под ред. С. В. Костина. М.: Наука, 1978. 81 с.
8. **Терских В. П.** Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т. 1. Л.: Судостроение, 1971. 307 с.

УДК 621.735.34-034.24

В. А. КОСТЫШЕВ, д-р техн. наук, Я. А. ЕРИСОВ, канд. техн. наук (Самарский национальный исследовательский университет), e-mail: kostyshev@ssau.ru

Изготовление колец для газотурбинных двигателей горячей раскаткой сварных заготовок

Рассматривается изготовление колец для газотурбинных двигателей, получаемых из свернутого и сваренного листового металла с последующим упрочнением сварного шва ковкой/раскаткой с деформацией 30÷50 %. Металлографические исследования подтвердили получение горячей раскаткой в зоне сварного шва равномерной структуры с оптимальным размером зерна и высокими механическими свойствами.

Ключевые слова: заготовка, сварной шов, раскатка, микроструктура, механические свойства, жаропрочный сплав ХН68ВМТЮК-ВД.

The manufacture of rings for gas-turbine engines, obtaining from folded and welded sheet metal with subsequent strengthening of a welded seam by forging/expansion with 30÷50% deformation, is considered. Metallographic tests confirmed the obtaining by hot expansion in welded seam zone of uniform structure with optimal grain size and high mechanical properties.

Keywords: billet, welded seam, expansion, microstructure, mechanical properties, ХН68ВМТЮК-ВД heat resistant alloy.

Снижение материалоемкости машин, повышение их качества и надежности — важные задачи современного машиностроения. В авиационном двигателестроении разработка конструкций с минимальными запасами прочности и использованием дорогостоящих сплавов при создании прогрессивных процессов обработки металлов давлением также требует решения проблемы обеспечения высокой надежности деталей и экономичности технологий [1].

Весьма ответственными являются тонкостенные кольцевые детали ротора и статора авиационных двигателей, имеющие сложную конфигурацию [1], работоспособность которых определяется их кратковременной прочностью, ползучестью и выносливостью [2]. Эти эксплуатационные характеристики непосредственно зависят от структуры материала деталей, которая формируется при горячей обработке металлов давлением.

В зависимости от технологической схемы производства все кольцевые детали двигателей можно разделить на две основные группы: бесшовные и сварные [3], но изготовление и тех, и других — трудоемкий процесс.

Сварные кольца изготовляют из листового материала: листы сначала разрезают на полосы, затем их профилируют или сразу сгибают в кольцо, которое сваривают, а сварной шов проковывают. Наряду с определенной универсальностью используемых оборудования и технологии обработки данная схема получения сварных колец имеет некоторые недостатки. Структура шва сварных колец резко отличается от структуры основного материала; механические свойства сварного шва ниже свойств основного материала кольца [4]. Так выносливость снижается на 40÷50 %. Это объясняется тем, что сварка — процесс металлургический, а зона сварки представляет собой расплав металла, который в этом месте кристаллизуется заново. Если это жаропрочные никелевые сплавы, то наряду с пористостью образуются неравномерный фазовый состав и значительное количество первичных карбидов, ослабляющих границы зерен и повышающих хрупкость [5].

Бесшовные кольца изготовляют в основном из прутков большого диаметра. Заготовки из таких прутков в виде шайб прошивают на молотах, а затем раскатывают [3, 5, 6]. Такая технологическая схема, основным формообразующим процессом которой является раскатка, более универсальна и используется для изготовления как роторных, так и статорных колец. Однако данная технология предусматривает использование весьма трудоемкого ковочного передела. Коэффициент использования металла (КИМ) и в том, и в другом случае не превышает 0,3÷0,4.

Для снижения металлоемкости, трудоемкости и себестоимости, повышения механических свойств необходимо использовать прогрессивные способы производства кольцевых изделий. Один из них — раскатка сварных колец в горячем состоянии. Сочетание технологических схем получения колец раскаткой кованой заготовки и использование для этого экономичной сварной заготовки позволяет повысить эксплуатационные свойства сварного

Таблица 1

Содержание, %, химических элементов в сплаве ХН68ВМТЮК-ВД

Ni	Cr	Co	W	Mo	Al	Ti	Fe	Si	Mn	C	Прочие
Основа	17÷20	5÷8	5÷7	3÷5	1,6÷2,3	1,1÷ 1,6	≤ 5	≤ 0,5	≤ 0,4	≤ 0,1	B ≤ 0,005 Ce ≤ 0,05

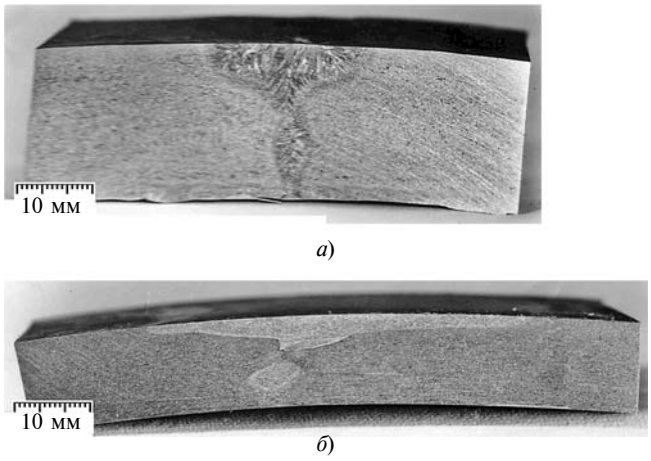


Рис. 1. Макроструктуры сварного шва в исходной кольцевой заготовке (*а*) и после ковки/раскатки (*б*)

шва [7, 8]. Однако высокое качество деформируемых заготовок во многом зависит от схемы формоизменения и термомеханических режимов как на окончательных, так и на предварительных операциях технологического цикла [9, 10].

Исследования в данном направлении проводили на плитах толщиной 20 мм из жаропрочного никелевого сплава ХН68ВМТЮК-ВД (табл. 1). Из плит вырезали полосы шириной 40 мм, которые сгибали в кольца диаметром 300 мм. Кольца сваривали встык методом электронно-лучевой сварки, сварной шов зачищали. Толщину заготовки выбирали с учетом технологичности (при меньшей толщине заготовки металл быстро остывает и разрушается) и получения высоких механических свойств и однородной структуры в катаном кольце.

Ранее выполненными исследованиями при разработке технологического процесса изготовления бесшовных тонкостенных колец из литых заготовок была получена рациональная схема формоизменения: ковка на молоте с деформацией 30 %, раскатка с суммарной деформацией 66 % [11, 12]. Основываясь на этих исследованиях, сварные кольца подвергали ковке с деформацией 30 % и последующей обработкой на раскатной машине с деформацией 50 %. Температура нагрева 1150 °С соответствовала режиму ковки/раскатки колец, изготовляемых из катаного прутка.

Условия раскатки обеспечивали реализацию так называемого низкого очага деформации, когда в результате деформации и интенсивного перемещения дислокаций зерно измельчается, а упрочняющие фазы становятся мелкодисперсными [5, 9]. Вследствие этого плотность дислокаций значительно повышается, блочная структура становится мелкой, толщина границ зерен уменьшается, возрастают атомные связи, что приводит к одновременному повышению прочностных и пластических характеристик металла.

С целью изучения состояния металла сварного шва и основной части кольца провели анализ структуры и механические испытания. Для этого вырезали образцы из сварного шва и основного металла перед ковкой и после раскатки. Структуру и механические свойства изучали в плоскости, перпендикулярной оси кольца.

Для исследования использовали методы оптической и электронной микроскопии. Структуру зерна изучали на микроскопе Axiovert-40MAT (×300). Среднюю величину зерна определяли планиметрическим методом в соответствии с ГОСТ 21073.4—75. Фазовый состав изучали на электронном микроскопе Tescan Vega (×22 000). Механические свойства — временное сопротивление $\sigma_в$, условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, относительное удлинение δ_5 и относительное сужение ψ, определяли в соответствии с ГОСТ 1497—84 и рассчитывали как среднее арифметическое результатов, полученных при испытаниях трех образцов. Исследования проводили на универсальной испытательной машине Testometric FS150AX.

В зоне сварного шва до ковки и раскатки макроструктура была неравномерная (рис. 1, *а*), механические свойства — низкие, не соответствующие техническим нормам (табл. 2). Структура сварного шва после ковки/раскатки стала более равномерной (рис. 1, *б*), а механические свойства приблизились к свойствам основного металла. Микроструктуры зоны сварного шва и основного металла кольца после ковки/раскатки весьма близки (рис. 2). В сварном шве появилось зерно размером 30÷40 мкм, а в основном металле кольца немного мельче — 20÷30 мкм.

При исследовании состояния γ'-фазы (Ni_3AlTi) установлено, что ее размер в основном металле раскатанного кольца составляет 20÷30 нм, а в зоне деформированного сварного шва — 50÷60 нм (рис. 3). Карбидные частицы $Cr_{23}C_6$ после ковки/раскатки вытянуты вдоль границ зерен, их размер в основном металле и сварном шве составил соответственно 2÷3 и 5÷7 мкм (рис. 4). Металл кольца имел вы-

Таблица 2

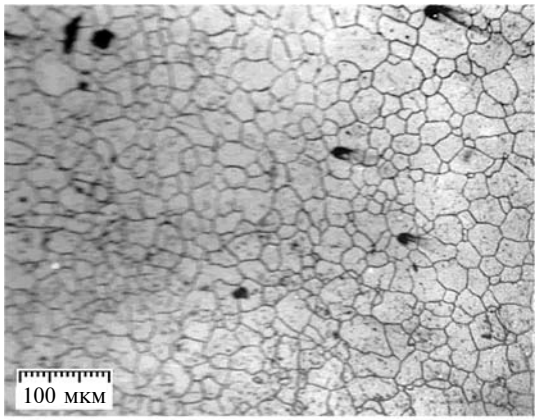
Влияние способа обработки на механические свойства металла колец из сплава ХН68ВМТЮК-ВД

Состояние металла	Механические свойства			
	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_5, %	ψ, %
Исходное	1276,8 / 1168,0	901,2 / 862,0	26,7 / 13,3	38,6 / 23,7
После ковки/раскатки	1393,5 / 1383,7	1103,2 / 1115,0	27,1 / 22,6	32,6 / 25,5
Нормы технических условий, не менее	1130,0	735,0	20,0	25,0

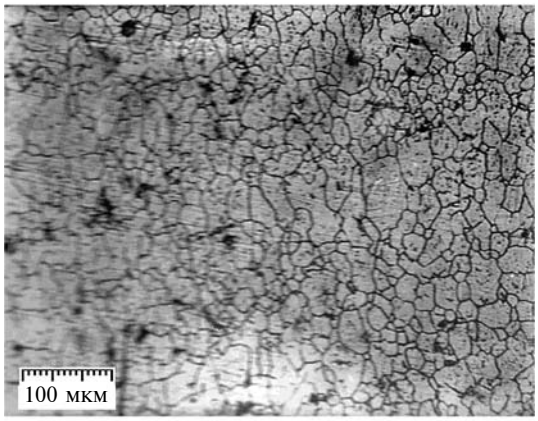
Примечание. В числителе приведены данные для основного металла, в знаменателе — для металла сварного шва.

сокую дисперсность. Наблюдался частичный распад γ'-твердого раствора, обусловленный не очень быстрым охлаждением сплава от температур, выше температуры границы растворимости данных фаз.

Проведенные металлографические исследования структуры и фазового состава подтвердили возможность получения горячей раскаткой в зоне сварного шва равномерной структуры с оптимальным размером зерна и высокими механическими свойствами. Из этого можно предположить обеспечение необходимой усталостной прочности зоны



а)



б)

Рис. 2. Микроструктуры основного металла кольца (*а*) и сварного шва (*б*) после ковки/раскатки

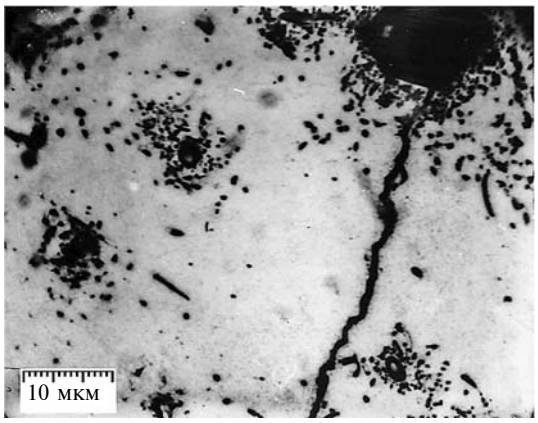
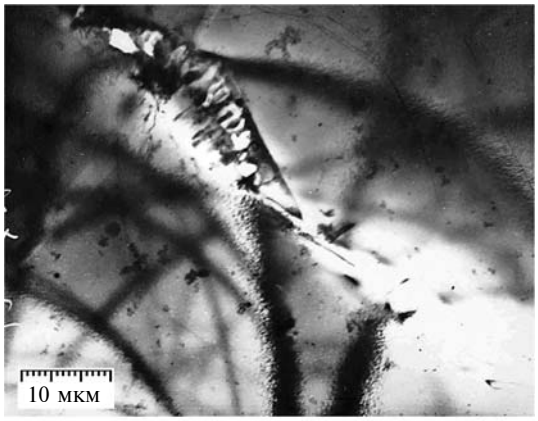
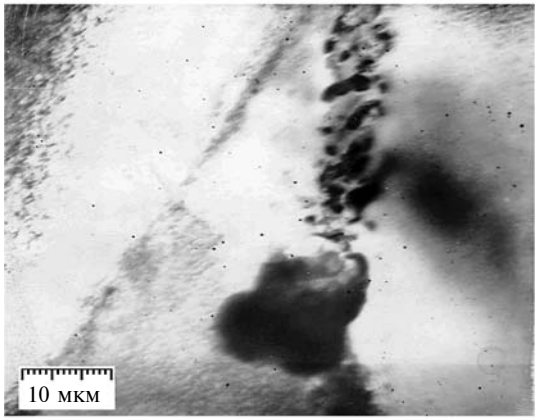


Рис. 3. Структура γ'-фазы в сварном шве после ковки/раскатки



а)



б)

Рис. 4. Карбидные частицы в металле кольца (*а*) и сварного шва (*б*) после ковки/раскатки

сварного шва. Поэтому предложенная технологическая схема может быть реализована как для статорных, так и для роторных кольцевых деталей.

Отметим, что использование сварной заготовки из плит значительно сократит технологический цикл производства тонкостенных раскатанных колец швеллерного типа, получаемых методом совместной раскатки со сверткой. При этом такая заготовка с точными геометрическими размерами позволяет получать катаные кольца с малыми припусками, а значит приближает их размеры к финишным размерам чистового кольца. При этом КИМ повышается с 0,3÷0,4 до 0,7÷0,8.

Таким образом, рассмотренный процесс, заключающийся в том, что кольцо, свернутое из листового металла, подвергнутое сварке, упрочнению сварного шва ковкой/раскаткой с деформацией 30÷50 %, позволяет снизить расход металла, трудоемкость обработки и стоимость колец газотурбинных двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Jansohn P.** Modern Gas Turbine Systems. High efficiency, low emission, fuel flexible power generation // Woodhead Publishing Series in Energy. Cambridge: Woodhead Publishing, 2013. 838 p.

УДК 681.511.4

А. М. МАКАРОВ, канд. техн. наук, М. Д. ХОРОШЕВСКИЙ, Н. В. ПОЛЕЖАЕВ, М. П. КУХТИК, канд. техн. наук, Ю. П. СЕРДОБИНЦЕВ, д-р техн. наук, Е. Г. КРЫЛОВ, канд. техн. наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: amm34@mail.ru

Автоматизированный электропривод с частотным управлением по датчику гидростатического давления

Разработана система автоматического частотного управления насосами канализационной насосной станции (КНС). Использование данной системы позволит повысить эффективность работы оборудования КНС и уменьшить его изнашивание, повысить энергоэффективность перекачки сточных вод.

Ключевые слова: КНС, частотное регулирование, преобразователь частоты, схема автоматизации, система управления.

The system of automatic frequency regulation by pumps of a sewerage pump station (SPS) is developed. The application of the subject system would allow to increase the operation effectiveness of SPS equipment and reduce its wear, increase energy efficiency of waste water transfer.

Keywords: SPS, frequency regulation, frequency converter, automation scheme, control system.

Полная автоматизации работы объекта при минимальном энергопотреблении, а также повышение при этом качества водоотведения — основная задача организаций по водоснабжению и производителей оборудования.

В настоящее время в сфере водоотведения для откачки стоков из приемного резервуара используются в основном центробежные насосы [1, 2], привод которых осуществляют преимущественно асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Насос с электроприводом и передаточным механизмом образует насосный агрегат. Для обеспечения работы одного или нескольких насосных агрегатов в требуемом режиме необходимы трубопроводы, запорная и регулирующая арматура, контрольно-измерительная аппаратура, а также аппаратура управления и защиты. Агрегаты с оборудованием образуют насосную установку. Чтобы обеспечить требуемые расход и напор в коллекторе часто применяют две насосные установки: одна работает, другая — резервная. Сооружение, в котором расположены насосные установки, вспомогательные системы и оборудование, бытовые и производственные помещения, обеспечивающие работоспособность в целом, называется канализационной насосной станцией (КНС). Работа станции существенно зависит от изменения режима притока сточных вод в приемный резервуар.

Приведение в соответствие напора в выходном коллекторе с притоком сточных вод осуществляется системами автоматического управления (САУ), стабилизирующими заданный уровень жидкости в приемном резервуаре. В современных насосных станциях применяют два основных способа регулирования производительности: прикрытие задвижки на выходном коллекторе и частотное регулирование. Прикрытие задвижки уменьшает входной напор, регулируя тем самым напор в выходном кол-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 53)

2. **Кузнецов Н. Д.** Обеспечение надежности двигателей для гражданской авиации // Основные вопросы теории и практики надежности. М.: Советское радио, 1975. С. 27—42.

3. **Eruc E., Shivpuri R.** A summary of ring rolling technology — I. Recent trends in machines, processes and production lines // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1992. V. 32. Is. 3. P. 379—398.

4. **Sorokin L. I.** Weldability of creep-resisting alloys used in aviation gas turbine engines // Welding International. 1997. V. 11 (10). P. 810—815.

5. **Костышев В. А., Шитарев И. Л.** Раскатка колец. Самара: Изд-во СГАУ, 2000. 208 с.

6. **A new** cylindrical ring rolling technology for manufacturing thin-walled cylindrical ring / X. Han, L. Hua, G. Zhou et al. // International Journal of Mechanical Sciences. 2014. V. 81. P. 95—108.

7. **Schwarzer R. A.** Texture in Hot Extruded, Hot Rolled and Laser Welded Magnesium Base Alloys // Solid State Phenomena. 2005. V. 105. P. 23—28.

8. **Assessment** of residual stress of welded structural steel plates with or without post weld rolling using the contour method and neutron diffraction / D. Braga, H. Coules, T. Pirling et al. // Journal of Materials Processing Technology. 2013. V. 213. Is. 12. P. 2323—2328.

9. **Костышев В. А.** Кинетика течения металла в очаге деформации при раскатке кольцевых деталей // Известия Самарского научного центра РАН. 2015. Т. 17. № 6 (3). С. 623—628.

10. **Костышев В. А., Ерисов Я. А.** Исследование формирования анизотропии механических свойств в процессе производства раскатных колец // Известия вузов. Цветная металлургия. 2016. № 1. С. 32—38.

11. **Костышев В. А.** Исследование влияния технологических факторов на эксплуатационные свойства профильных раскатных колец авиационных двигателей // Тр. междунар. конф. "Теория и практика технологий производства изделий из композиционных материалов и новых металлических сплавов — 21 век". М.: МГУ, 2001. С. 310—312.

12. **Guo J., Qian D.** Grain evolution behavior of as-cast GCr15 bearing ring in hot radial ring rolling // Journal of Plasticity Engineering. 2014. V. 21 (2). P. 40—45.

лекторе. Частотное регулирование позволяет регулировать производительность насосной станции изменением частоты вращения насосов с помощью преобразователей частоты [3—5]. Данный способ регулирования позволяет снизить на 10÷45 % энергопотребление КНС, сократить расходы на эксплуатацию и ремонт оборудования и самое главное — оптимизировать технологический процесс и обеспечить высокую точность поддержания напора и уровня жидкости в приемном резервуаре [6, 7].

Перспективной считается схема, в которой уровень жидкости определяется с помощью датчика гидростатического давления, передающего в САУ сигнал о точном количестве жидкости в приемном резервуаре. Используя этот сигнал как задающее значение для ПИД-регулятора, система регулирует скорость поступления жидкости в приемный резервуар.

Для типовой КНС с двумя насосами разработана схема САУ (рис. 1), которая включает контроллер *1*, преобразователи частоты *2* и *3*, насосы *4* и *5*, датчик *6* гидростатического давления, установленный на дне приемного резервуара, и датчик *7* давления, установленный на выходном коллекторе. В контроллере *1* расположен ПИД-регулятор, с помощью которого оцениваются текущий уровень в резервуаре и скорость поступления жидкости.

Схема работает следующим образом. Сточные воды из городского трубопровода для сточных вод поступают в приемный резервуар. Их уровень контролирует датчик *6* гидростатического давления с выходом 4÷20 мА. Датчик *7* давления с выходом 4÷20 мА регистрирует текущее давление в выходном коллекторе, которое часто является основным контролируемым параметром. Сигналы с датчиков *6* и *7* подаются на контроллер *1*, который в свою очередь после обработки в ПИД-регуляторе сигналов с датчика *6* создает управляющий сигнал, подаваемый на преобразователи *2* и *3* частоты в зависимости от того, какой насос работает. Для предотвращения частых пусков насосного агрегата в

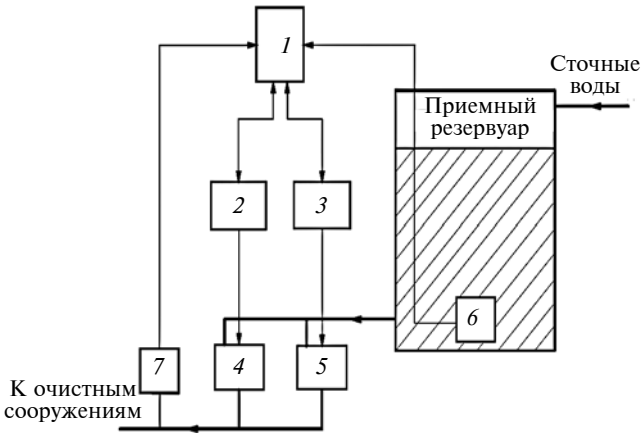


Рис. 1. Схема автоматизации КНС

Рис. 2. График суточного потребления/водоотведения

контроллере устанавливается уровень жидкости, при превышении которого запускается насос.

В результате испытаний рассмотренной схемы автоматизации получили почасовые данные работы КНС, т. е. почасовое водоотведение (рис. 2). Видно, что система точно распознает и учитывает входящие данные.

При небольшом водоотведении работает только один насос с подачей всего 2,86 %. При повышении водоотведения подключается второй насос, подача насосов повышается до 5,1 %, при этом наблюдается повышение расхода из приемного резервуара с 0 до 0,8 %.

Когда сточные воды в резервуаре достигают определенного уровня, контроллер перестает реагировать на установленное значение давления в выходном коллекторе и переводит частотный преобразователь в режим работы на полную мощность. При критическом уровне сточных вод в резервуаре контроллер подключает резервный насос. Использование данной схемы не противоречит принятым для КНС стандартам и позволяет оптимизировать ее работу.

Чтобы полностью автоматизировать работу объекта, разработали универсальный функциональный блок (рис. 3), который позволяет управлять насосным оборудованием. Блок можно использовать в САУ с частотными преобразователями. Блок разработан в пакете PC Worx, представляющем собой универсальное программное обеспечение для технической разработки, подходящее для всех устройств управления производства Phoenix Contact. Оно сочетает: программирование в соответствии с требованиями стандарта МЭК 61131; конфигурирование полевых шин и диагностику оборудования; оптимальную согласованность аппаратного и программного обеспечения. С помощью PC Worx можно реализовать трудоемкие концепции автоматизации. В зависимости от числа поддерживаемых входов/выходов нужно выбрать одну из версий:

PC WORX BASIC или PC WORX PRO. Кроме того, для систем автоматизации с использованием мини-контроллеров существует бесплатная программа PC WORX EXPRESS [8, 9].

Разработанный универсальный блок Pumps-Control управления насосной станцией обеспечивает следующие функции:

плавное бесступенчатое управление в автоматическом режиме насосной станцией с произвольным числом насосов и частотных преобразователей;

поддержание давления на выходе из насосной станции с помощью преобразователя частоты;

выравнивание наработок насосов;

возможность остановки станции при "порыве напорного трубопровода";

возможность остановки станции "при нулевом расходе";

контроль максимально допустимого числа одновременно работающих насосов;

тестовый прогон насосов;

диспетчеризацию (местную и с помощью SMS-сообщений);

диагностику;

защиту насосов от сухого хода;

защиту двигателей от перегрева, перегрузки по току, некачественного входного напряжения;

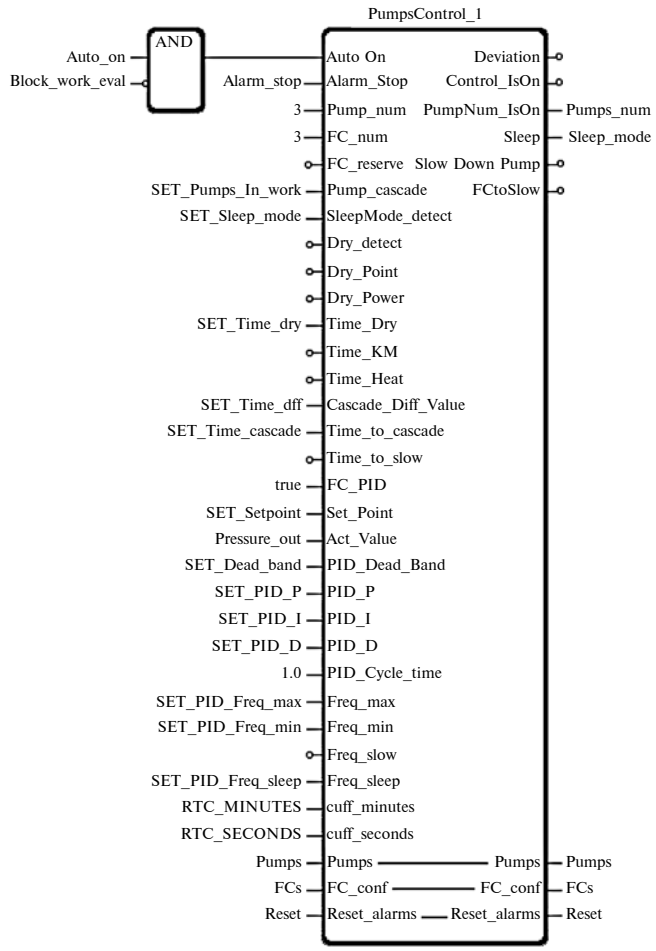


Рис. 3. Универсальный блок управления PumpsControl

контроль входного питания;

контроль состояния основных электрических узлов: преобразователей частоты, автоматических выключателей;

возможность настройки ПИД-регулятора частотных преобразователей.

Сам блок состоит из трех частей: управления каскадом; управления насосами; ПИД-регулятора. Использование данной схемы не противоречит применяемым стандартам и поможет оптимизировать работу КНС. Использование частотных преобразователей снижает энергопотребление, а контроль уровня по датчику гидростатического давления помогает системе точнее реагировать на возмущающие воздействия благодаря оценке не только текущего уровня, но и скорости поступления сточных вод.

Была разработана структурная схема автоматизации типовой КНС, а также разработаны рекомендации и подобрано оборудование для реализации проекта.

Внедрение полученных результатов на КНС общегородского и местного значения позволит повысить эффективность работы оборудования и энергоэффективность перекачки сточных вод, уменьшить износ выходного коллектора за счет устранения гидроударов, а также уменьшить износ оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лобачев П. В.** Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 1990. 320 с.
2. **Орлов В. А., Квитка Л. А.** Водоснабжение: Учебник М.: ИНФРА-М., 2015. 442 с.
3. **Автоматизированный** электропривод промышленных установок / Под ред. Г. Б. Онищенко. М.: РАСХН, 2001. 520 с.
4. **Системы** управления автоматизированным электроприводом переменного тока: Учеб. пособ. / А. М. Макаров, А. С. Сергеев, Е. Г. Крылов, Ю. П. Сердобинцев. Волгоград: ВолгГТУ, 2016. 190 с.
5. **Соколовский Г. Г.** Электроприводы переменного тока с частотным регулированием: Учебник. М.: ACADEMA, 2006. 265 с.
6. **Александров В. Ю., Климовский К. К., Карпушин В. В.** Регулирование режимов работы центробежных насосов // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 25—30.
7. **Солдатов А. Г.** Оценка методом ранжирования влияния отдельных факторов на ресурс насоса // Вестник машиностроения. 2016. № 2. С. 12—14.
8. **Полежаев Н. В., Макаров А. М.** Лабораторный стенд для исследования асинхронных двигателей с частотным управлением // Тезисы докладов внутривузовского смотра-конкурса научных конструкторских и технологических работ студентов. Волгоград: ВолгГТУ, 2015. С. 16, 17.
9. **Полежаев Н. В., Макаров А. М.** Исследование систем управления каскадными насосными станциями // Тезисы докладов внутривузовского смотра-конкурса научных конструкторских и технологических работ студентов. Волгоград: ВолгГТУ, 2015. С. 25.

УДК 621.891.018.24

В. А. КОХАНОВСКИЙ, д-р техн. наук (РГУПС, г. Ростов-на-Дону), Н. Г. СНЕЖИНА, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), А. А. ПЕТРЕНКО (Политехнический институт — филиал Донского ГТУ, г. Таганрог), e-mail: petrenko.dstu@mail.ru

Приработка металлополимерных трибосистем с композиционным покрытием

Предложен универсальный критерий завершения нестационарного периода приработки пары трения. Разработан алгоритм идентификации параметров приработки для металлополимерной трибосистемы и их статистической оценки.

Ключевые слова: трибосистема, металлополимер, критерий, приработка, изнашивание, алгоритм, статистическая оценка.

The universal criterion of ending of non-stationery breaking-in period of a friction pair is suggested. The algorithm of breaking-in parameters identification for metal-polymer tribosystem and their statistical assessment is developed.

Keywords: tribosystem, metal-polymer, criterion, breaking-in, wearing, algorithm, statistical assessment.

Приработка занимает очень важное место на начальном этапе работы любой трибологической системы. Около 20 % отказов после ремонта машин связано с неправильно выполненной приработкой [1]. Основное назначение и суть приработки заключаются во взаимной адаптации контактирующих поверхностей трибологической систем, т. е. с изменением первоначального качества контактирующих поверхностей.

Нормативное определение процесса приработки носит описательный характер (ГОСТ 27674—88). Единые критерии ее завершения практически отсутствуют.

Цель настоящего исследования — установить объективный критерий завершения процесса приработки на примере металлополимерной триботехнической системы с антифрикционным композиционным покрытием, который позволит по экспериментальной кривой Лоренца [2], определить время нестационарного процесса работы пары трения.

В качестве критерия была предложена величина изменения Δh зазора в трибосопряжении. За ноль принимаем монтажный зазор, устанавливаемый по переходной посадке.

Полимерные композиты представляют собой вязкоупругие материалы, показатели физико-механических свойств которых на порядок ниже сопрягаемых с ними металлическими контртелами. Поэтому при работе сопряжения процессы деформирования и изнашивания преимущественно сосредотачиваются в менее жестком и менее прочном полимерном покрытии.

Экспериментальные исследования показали, что 97 % вязкоупругой деформации покрытия происходит за первый час эксплуатации [3]. При этом деформационный процесс можно разделить на упругую (обратимую) и вязкую (ползучесть) деформации (рис. 1). Упругая деформация развивается практически мгновенно, а вязкая имеет нестационарный и последующий стационарный периоды.

Изменение зазора в ходе приработки металлополимерной пары можно разделить на этапы:

1) мгновенная упругая деформация (определяется модулем E_0 упругости и исходной толщиной δ композита);

2) параллельное течение двух нестационарных процессов — деформации ползучести и изнашивания;

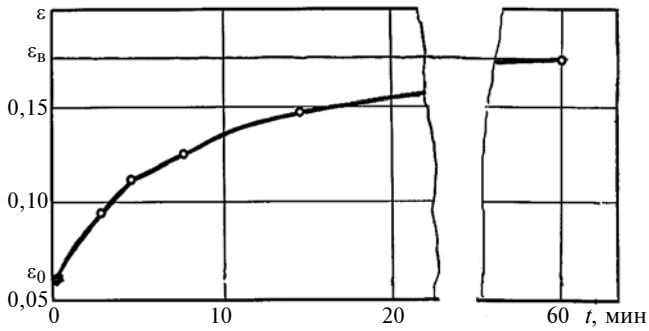


Рис. 1. График деформации ε в текущем времени *t* приработки (ε_0 — упругая деформация; $\varepsilon_в$ — ползучесть)

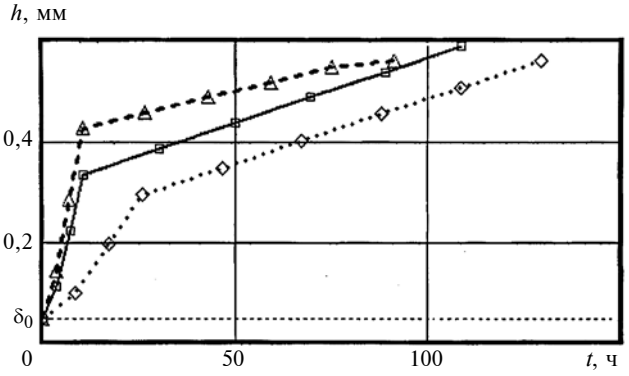


Рис. 2. Зависимости изменения зазоров *h* от времени *t* приработки в трех парах трения при триботехнических испытаниях (σ = 13 МПа, *v* = 0,214 м/с)

3) параллельное течение нестационарного изнашивания и незначительной (2÷3 % от суммарной) стационарной деформации ползучести.

Модуль упругости определяется выражением [4]

$$E_0 = K_1 K_2^{-\hat{T}^2} \sigma^{K_3 - K_4 \hat{T}^2}, \qquad (1)$$

где σ — контактное напряжение; $\hat{T} = 0{,}01T$ — приведенная температура, выраженная через абсолютную температуру T; K_1—K_4 — эмпирические коэффициенты.

Приработочное изнашивание продолжительнее периода нестационарной ползучести, поэтому незначительную стационарную деформацию суммируем с величиной износа.

Для практики важны суммарный приработочный зазор, который для рассматриваемых трибологических систем составляет до 40 % толщины покрытия [5], а также износ и время приработки.

Поскольку нестационарный нелинейный процесс приработки должен плавно переходить в стационарный линейный процесс трения, то критерием завершения первого процесса является общая точка моделей, аппроксимирующих каждый из этих процессов.

Рассмотрим данные, полученные в результате экспериментальных исследований (рис. 2) — результаты трех параллельных опытов по определению ресурса покрытий, выполненных при одинаковых нагрузочно-скоростных режимах, для которых характерно увеличение зазора на этапе приработки и переход на режим стационарного трения со значительно меньшей скоростью изнашивания.

Наличие четкой сходимости режимов объясняется дискретностью измерений изнашивания и типом аппроксимации, предложенной В. Ф. Лоренцом [2]. Реально переход происходит плавно за небольшой временной интервал.

Имеющийся разброс результатов (≈5÷10 %) характеризует допустимые вариации состава композита и толщины покрытия. Изменение толщины антифрикционного полимерного покрытия или увеличение зазора в трибологической системе во всех трех случаях начинается с абсолютной упругой деформации, рассчитанной по формуле (1) для δ_0.

Очевидно, что для корректного описания этих особенностей необходимо использовать две функции, соответствующие определенному этапу изнашивания. Дополнительным условием, обуславливающим выбор данных функций, является наличие гладкой и немгновенной сходимости при изменении скорости изнашивания. Это накладывает дополнительное ограничение на выбор функций, используемых при моделировании процесса изнашивания. В момент окончания приработки необходимо исключить скачки не только функций изнашивания, но и скачки их производных.

В качестве эмпирической модели, удовлетворяющей изложенным требованиям, предлагается функция, задаваемая для каждого этапа образования зазора в сопряжении:

$$h(t) = \delta_0 + \begin{cases} A\,\mathrm{tg}(t/B) \text{ при } 0 \le t < t_{\text{пр}}; \\ v_{\text{с.и}} t + b \text{ при } t \ge t_{\text{пр}}, \end{cases} \qquad (2)$$

где A — разность рабочего приработочного зазора $h_{\text{пр}}$ и упругой деформации δ_0 покрытия, т. е. чистому приработочному износу, мм; $v_{\text{с.и}}$ — скорость стационарного изнашивания, мм/ч; B — постоянная времени приработки; b — параметр, определяемый координатой точки пересечения экстраполяции стационарного изнашивания с осью ординат, мм; $t_{\text{пр}}$ — время приработки.

Физический смысл всех параметров модели (2) поясняет рис. 3.

Из условий непрерывности (равенство функций и их первых производных) в момент окончания приработки следуют выражение, связывающее коэффициенты первой и второй функций:

$$\begin{aligned} v_{\text{с.и}} &= \frac{A}{B}[1 - \mathrm{tg}^2(t_{\text{пр}}/B)]; \\ b &= A\,\mathrm{tg}(t_{\text{пр}}/B) - v_{\text{с.и}} t_{\text{пр}}. \end{aligned} \qquad (3)$$

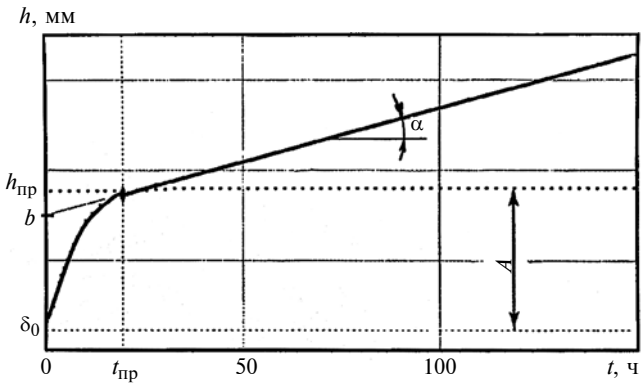


Рис. 3. Параметры функции приработочного процесса ($v_{\text{с.и}}$ = tgα)

Таким образом, функция зависит только от трех параметров A, B, $t_{пр}$ и от времени t. При определении параметров модели на основании экспериментальных данных начальная упругая деформация вычисляется по модулю упругости [см. формулу (1)] или идентифицируется для повышения точности. Заметим, что величина δ_0 определяется с некоторой погрешностью, как и экспериментальные значения износа.

При первом подходе модель рассматривается как функция трех параметров и времени: $h(A, B, t_{пр}, t)$, при втором — как функция четырех параметров и времени: $h(\delta_0, A, B, t_{пр}, t)$. Для определения данных параметров поставлена задача оптимизации функционала невязок — среднеквадратичного отклонения, аппроксимирующего выражение (2):

$$\Phi(A, B, t_{пр}) = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}[h(A, B, t_{пр}, t_{i\,exp}) - h_{i\,exp}]^2;$$

$$\Psi(\delta_0, A, B, t_{пр}) = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}[h(\delta_0, A, B, t_{пр}, t_{i\,exp}) - h_{i\,exp}]^2. \quad (4)$$

Минимизация каждой из представленных эмпирических моделей (с фиксированным и варьируемым в некотором диапазоне значением) имеет вид:

$$\Delta\Phi = \min_{A, B, t_{пр}} \Phi(A, B, t_{пр}) \text{ при } \delta_0 = \text{const};$$

$$\Delta\Psi = \min_{\delta_0, A, B, t_{пр}} \Psi(\delta_0, A, B, t_{пр}) \text{ при } \delta_0 \in [\delta_{min}, \delta_{max}], \quad (5)$$

точность аппроксимации оценивается величинами $\Delta\Phi$ и $\Delta\Psi$.

Данные задачи минимизации относятся к классу нелинейных. Для их решения применяем численный метод Левенберга—Марквардта [6], обеспечивающий наиболее устойчивое движение к минимуму.

Особенностями применяемого метода, обеспечивающего поиск локального минимума, являются: необходимость задания ожидаемых начальных значений всех искомых параметров для пуска алгоритма и ограничений для всех параметров, подлежащих идентификации. В частности, каждая из задач оптимизации, представленных выражениями (5), должна сопровождаться системой неравенств

$$\begin{cases} A_{min} \le A \le A_{max}; \\ B_{min} \le B \le B_{max}; \\ t_{пр\,min} \le t_{пр} \le t_{пр\,max}. \end{cases} \quad (6)$$

Задание всех перечисленных величин всегда выполняется вручную на основании анализа графиков аналогичных тем, которые представлены на рис. 2.

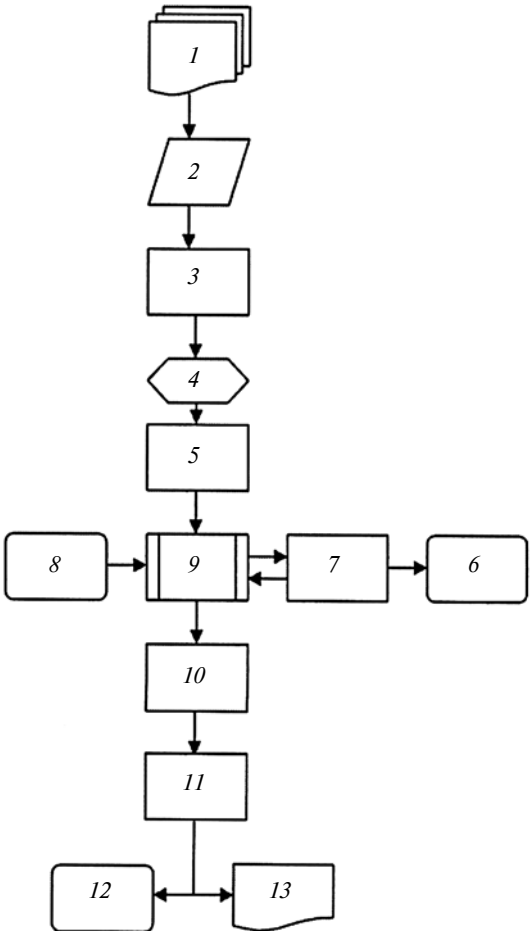


Рис. 4. Алгоритм идентификации параметров нестационарного изнашивания

Если рассчитанные искомые параметры достигают своих границ, заданных неравенствами (6), то необходимо расширить соответствующую границу разрешенного интервала значений искомого параметра и повторить расчет.

Алгоритм выполнения в виде блок-схемы представлен на рис. 4. Вычисления выполняли с помощью разработанного программного модуля в среде Math CAD.

1. Исходные данные (δ, T, σ); результаты измерений износа ($h_{i\,exp}$, $t_{i\,exp}$).
2. Загрузка данных.
3. Упорядочение результатов измерений в хронологическом порядке.
4. Цикличный расчет параметров модели (3) для всего исследования и усредненных значений износа.
5. Расчет модуля упругости по формуле (1) и упругой деформации покрытия.
6. Визуализация результатов аппроксимации экспериментальных данных.
7. Расчет функции невязки (4).

8. Ввод значений A_{in}, B_{in}, $t_{пр}^{in}$.

9. Минимизация функционала невязок методом Левенберга— Марквардта.

10. Расчет показателей $t_{пр}$, $h_{пр}$, $t_{рес}$.

11. Расчет доверительных интервалов для $t_{пр}$, $h_{пр}$, $t_{рес}$.

12. Визуализация результатов расчетов.

По результатам идентификации из выражения (2) для момента времени $t = t_{пр}$ можно определить приработочный зазор:

$$h_{пр} = h(t_{пр}) = A\mathrm{tg}(t_{пр}/B) + \delta_0 = v_{с.и}t_{пр} + b + \delta_0.$$

Рассмотрим идентификацию процесса приработки пары трения. На рис. 5 приведена зависимость (2) износа от времени, рассчитанная по экспериментальным зависимостям (см. рис. 2). Расчеты по данным для трех испытанных образцов выполняли согласно алгоритму, представленному на рис. 4.

Модельное представление (2) позволяет определить важную характеристику антифрикционного покрытия — его ресурс, который соответствует полному изнашиванию покрытия:

$$h(t_{рес}) = \delta_0 + v_{с.и}t_{рес} + b = \delta \Rightarrow$$
$$\Rightarrow t_{рес} = (\delta - \delta_0 - b)/v_{с.и}.$$

Показатели $v_{с.и}$ и b находим по формулам (3).

Рассматривая параметры и показатели изнашивания $t_{пр}$, $h_{пр}$, $t_{рес}$ как случайные величины, можно определить для них доверительные интервалы, используя известное выражение, основанное на допущении о нормальном распределении случайной величины:

$$\begin{pmatrix} X_{\min} \\ X_{\max} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{X} - |q(\alpha/2, n-1)| \dfrac{S}{\sqrt{n}} \\ \bar{X} + |q(\alpha/2, n-1)| \dfrac{S}{\sqrt{n}} \end{pmatrix},$$

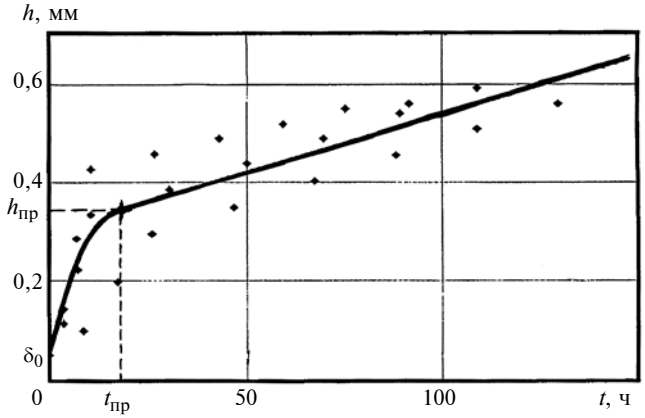


Рис. 5. Экспериментальные значения (точки) и моделирование функции приращения Δh зазора от времени t приработки пары трения

Значения параметров металлополимерных трибологических систем (σ = 50 МПа, v = 0,083 м/с)

Покрытие	Материал контртела	$t_{пр}$, ч	$h_{пр}$, мм	$t_{рес}$, ч
Полуторослойный шестиремизный неправильный атлас	Сталь 45	11,2 ± 3,0	0,12 ± 0,04	195 ± 13
	Сталь 14Х17Н2	28,5 ± 2,9	0,38 ± 0,05	235 ± 13
	Бр АЖ9-4	43,0 ± 12,0	0,36 ± 0,03	280 ± 40
	Сталь ШХ15	12,7 ± 3,0	0,18 ± 0,03	265 ± 45
Полуторослойная саржа 1/3	Сталь ШХ15	16,5 ± 3,0	0,23 ± 0,02	60 ± 9

Примечание. Саржу 1/3 испытывали при σ = 13 МПа, v = 0,214 м/с.

где ($X_{\min}$, $X_{\max}$) — границы доверительного интервала при уровне значимости $\alpha = 1 - p$ (p — доверительная вероятность); n — объем выборки; S — дисперсия; $\bar{X}$ — среднеарифметическое значение случайной величины; q — квантиль распределения Стьюдента.

Результаты расчетов, выполненных по предлагаемой методике, приведены в таблице.

Таким образом, на основании модельного представления установлен объективный однозначный критерий завершения нестационарного приработочного процесса, заключающийся в изменении скорости изнашивания покрытия, разработана методика определения момента этого изменения.

В качестве критерия завершения приработочного процесса металлополимерных трибологических систем предлагается плавная сходимость моделей, полученных для нестационарного и стационарного участков кривой изнашивания.

На основании моделирования процесса изнашивания разработана и опробована методика определения завершения нестационарного приработочного периода трения металлополимерных трибологических систем с полимерным композиционным антифрикционным покрытием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Евдокимов Ю. А., Мазяр Е. З.** Ускоренная приработка узлов. Ростов н/Д: Изд-во РГУ, 1977. 77 с.
2. **Лоренц В. Ф.** Износ деталей сельскохозяйственных машин. М.: Машгиз, 1948. 100 с.
3. **Кохановский В. А., Камерова Э. А.** Вязкоупругие свойства полимерных покрытий в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. №2. С. 44—48.
4. **Кохановский В. А.** Идентификация металлополимерных трибосистем // Пластические массы. 1997. № 6. С. 28—32.
5. **Craig W. D.** Initial Wear of PTFE lined bearings // Lubrication Engineering. 1966. V. 22. N. 5. P. 160.
6. **Nocedal J., Wright S.** Numerical Optimization. Springer Series in Operations Research, 2006. 165 p.

УДК 621.891:621.793

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, Московский технологический университет), М. И. СИДОРОВ, канд. техн. наук (ФКП «НИИ Геодезия»), e-mail: Albagachiev@yandex.ru

Исследование микротвердости и трибологических характеристик покрытий

Исследованы двухслойные покрытия на твердость и коэффициент трения. Долговечность покрытий на разных стальных образцах оценивали исследованиями на упругопластическую деформацию и микротвердость покрытия до и после испытания на машине трения. Установлено, что двухслойное покрытие Mo_2N + Mo значительно повышает исходную микротвердость стали. Наиболее долговечным покрытием является TiC.

Ключевые слова: покрытие, индентор, твердость, контактное напряжение, долговечность.

The research results of two-layered coatings on hardness and friction coefficient are presented. Durability of coatings, obtained on various steel specimens was estimated via its elastoplastic deformation and microhardness before and after tests on friction machine. It is shown, that Mo_2N + Mo two-layered coating leads to significant increase of initial microhardness of a steel. The most durable coating is TiC.

Keywords: coating, indenter, hardness, contact stress, durability.

Твердость — один из основных показателей механических свойств материала. Методы определения твердости в зависимости от характера нагружения индентора делятся на статические, динамические и кинетические.

Наиболее применяемыми являются статические методы (определение твердости по Бринеллю, Роквеллу и Виккерсу), при которых индентор медленно и непрерывно вдавливают в испытуемый металл с определенным усилием.

При динамических методах (определение твердости по Шору и Польди) контролируется величина отскока испытательного инструмента от поверхности образца.

Кинетические методы определения твердости основываются на непрерывной регистрации значений процесса вдавливания индентора, в результате чего получают зависимость глубины h внедрения индентора от нагрузки F. Данные методы являются наиболее информативными, поэтому в настоящем исследовании применяли кинетические методы определения твердости материала.

При определении твердости используют различные способы приложения нагрузки: вдавливание, отскок, царапание, резание, чаще всего применяют вдавливание. В этом случае твердость определяют как сопротивление F_c испытуемого тела внедрению индентора (более твердого тела), которое преимущественно отражает сопротивление поверхностных слоев материала пластической деформации.

При исследовании свойств покрытий сначала получали отпечатки на образце без покрытия, затем на образце с покрытием и на изношенной части поверхности, полученной в результате испытания на машине трения. На каждом образце выполняли по 21 отпечатку.

Ввиду разброса экспериментальных данных использовали статистические методы исследований, в результате которых получали средние значения показателей твердости, минимальные и максимальные значения, интервалы разбросов и другие статистические характеристики.

В качестве оценочного параметра использовали глубину h внедрения индентора при его вдавливании с усилием $F = 0{,}12$ Н, твердость образца рассчитывали по формуле $HV = 37{,}84F/h^2$.

Так как в некоторых выборках результатов экспериментов имели место отклонения от нормального закона распределения, то для проверки гипотезы о равенстве средних двух независимых выборок применили непараметрический двухвыборочный критерий Уилкоксона. Статистическая обработка экспериментальных данных необходима не только для исследования показателей положения, разброса и асимметрии в выборках, но и для оценки отличий по показателям h и HV для сталей и нанесенных на них покрытий. Проверка статистических гипотез H0 (равенство средних или дисперсий) и H1 (альтернативная гипотеза) обусловливает проверку данных по каждой выборке на соответствие нормальному распределению.

В таблице приведены испытуемые пары трения — материалы исследуемых образцов, контртел и их покрытий.

Испытуемые пары трения

Номер пары трения	Испытуемый образец		Контртело	
	Материал (твердость HRC)	Покрытие	Материал	Покрытие
1	50ХФА (40÷48)	—	50ХФА	—
2	12ХН3А (26÷41,5)	—		—
3	10Х18Н9БЛ	—		—
4	12ХН3А	Mo	10Х18Н9БЛ	Mo
5	10Х18Н9БЛ	Mo	12ХН3А	TiC
6	12ХН3А	TiC	10Х18Н9БЛ	Mo
7	10Х18Н9БЛ			TiB
8	10Х18Н9БЛ	TiB		Mo

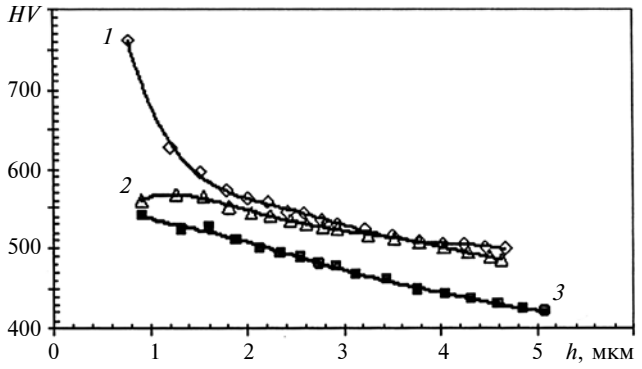


Рис. 1. Зависимости изменения микротвердости *HV* образцов из сталей 50ХФА (*1*), 10Х18Н9БЛ (*2*) и 12ХН3А (*3*) от глубины *h* внедрения интентора

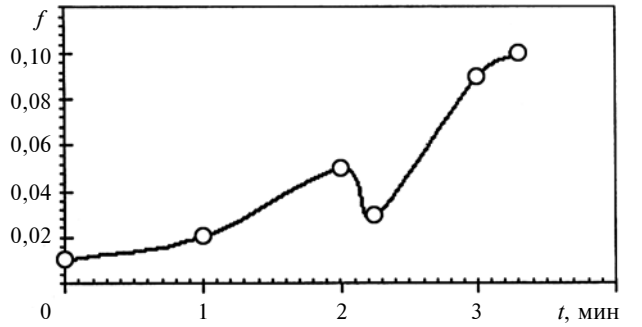


Рис. 2. Изменение коэффициента *f* трения от времени *t* испытания образцов из стали 50ХФА (пара трения 1)

Пары трения сталь—сталь (50ХФА—50ХФА; 50ХФА—12ХН3А; 50ХФА—10Х18Н9БЛ) и покрытие—покрытие на испытуемых сталях [(12ХН3А + + Mo) — (10Х18Н9БЛ + Mo); (10Х18Н9БЛ + Mo) — (12ХН3А + TiC), (10Х18Н9БЛ + TiB) — (12ХН3А + + TiC); (10Х18Н9БЛ + Mo) — (10Х18Н9БЛ + TiB)] испытывали на машине трения УМТ-1 при нагрузке 450 Н.

С помощью микротвердомера МТИ-3М определяли микротвердость образцов в исходном состоянии (состояние поставки) и после их изнашивания на машине трения.

Зависимости изменения микротвердости по Виккерсу стальных образцов от глубины *h* внедрения индентора (кинетическая твердость) представлены на рис. 1, анализ которых показал, что с увеличением глубины *h* внедрения индентора микротвердость уменьшается. Из испытуемых сталей наибольшей микротвердостью обладает сталь 50ХФА, а наименьшей — сталь 10Х18Н9БЛ.

Статистическая обработка экспериментальных данных о твердости образцов из стали 50ХФА при $F = 0{,}12$ Н показала, что их микротвердость находятся в интервале 386,2÷785,1 *HV* с медианой Me = 524,9 *HV* и средним значением 522,1 ± 45 *HV* [9]. Причем серии из 21 измерения на каждом образце показали разброс показаний отличных от нормального распределения, что указывает на неравномерное изнашивание по пятну контакта.

Таким образом, при изнашивании на одних участках контактной поверхности происходят упрочнение, а на других — разупрочнение относительно исходного состояния до испытания. Это можно объяснить большими нагрузками и высокой температурой, возникающими на некоторых участках поверхности при испытании на машине трения. При этом изношенная поверхность значительно отличается от исходной — на образцах, прошедших испытания, видны радиально расположенные впадины и выступы.

За 3,3 мин испытаний образцов из стали 50ХФА (пара трения 1, см. таблицу) коэффициент *f* трения повысился с 0,01 до 0,10, причем при $t > 2{,}25$ мин он резко стал увеличиваться (рис. 2), что стало причиной остановки эксперимента. При этом среднее значение микротвердости по 21 измерению повысилось с 522,1 ± 45 до 803,2 ± 205,2 *HV*, медиана — с 524,9 до 706,6 *HV* и в 3 раза увеличился разброс значений микротвердости (коэффициент вариации увеличился с 18,9 до 56,1).

Микротвердости *HV* и исходных образцов из стали 50ХФА (рис. 3, кривая *1*), и после их испытаний при $F = 0{,}45$ Н (рис. 3, кривая *2*) с увеличением *h* уменьшаются. При этом микротвердость изношенной поверхности выше микротвердости исходной, т. е. наблюдается значительное упрочнение поверхности при испытании на машине трения.

На рис. 3 также приведены кинетические диаграммы — изменение силы F_c сопротивления, действующей на индентор, от глубины *h* его внедрения для исходного образца и образца после испытаний.

Микротвердости образцов из стали 12ХН3А находились в интервале 348,9÷635,5 *HV* с медианой Me = 476,3 *HV* и средним значением 496,9 ± 35,4 *HV*; для исходных образцов 273÷412 HV.

После испытаний образцов из стали 12ХН3А на машине трения (пара трения 2) при $F = 0{,}12$ Н значения микротвердости составили 279,6÷1235 *HV* с медианой Me = 624 *HV* и средним значением

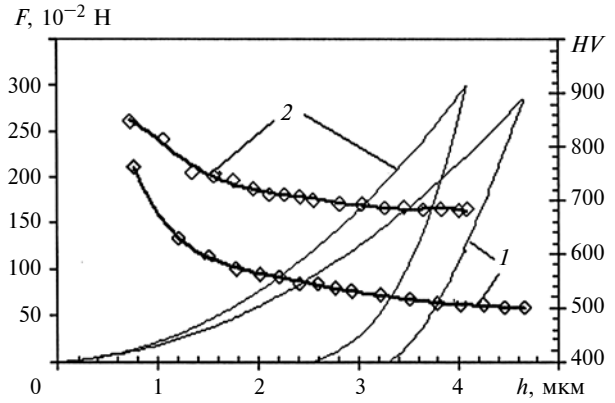


Рис. 3. Зависимости изменения микротвердости *HV* и силы F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для исходных образцов из стали 50ХФА (*1*) и после их испытаний (*2*) (пара трения 1)

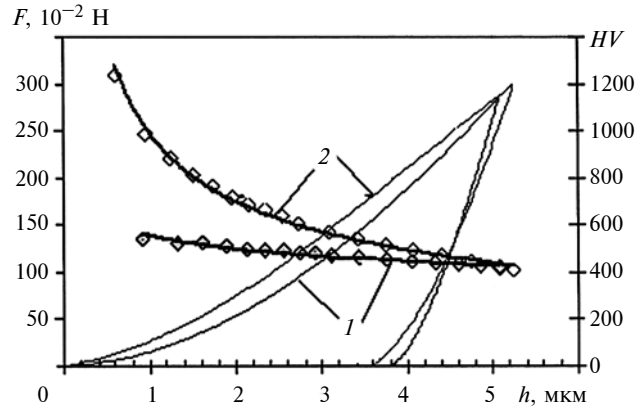


Рис. 4. Зависимости изменения микротвердости *HV* и силы F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для исходных образцов из стали 12ХН3А (*1*) и после их испытаний (*2*) (пара трения 2)

658,6 ± 141,3 *HV*. Существенно повысился и коэффициент вариации с 0,03 до 0,9 (рис. 4).

Изношенные поверхности стали 12ХН3А были аналогичны поверхностям стали 50ХФА, но имели более высокие выступы. Время испытаний составило 3,15 мин.

Изменение микротвердости стали 12ХН3А при испытании отличаются от изменений для стали 50ХФА (см. рис. 3). При $h = 5$ мкм микротвердости изношенных поверхностей близки к микротвердостям исходных поверхностей, т. е. не происходит существенного упрочнения поверхности. Незначительно изменяется и сила F_c сопротивления, действующая на индентор, при его внедрении (см. рис. 4).

Микротвердости исходных поверхностей образцов из стали 10Х18Н9 при $F = 0{,}12$ Н находятся в интервале 229÷655,2 *HV* с медианой Me = 345,8 *HV* и средним значением 371,4 ± 46,8 *HV*, микротвердости изношенных поверхностей составили 258,3÷1323,2 *HV* с медианной Me = 595 *HV* и средним значением 672,4 ± 121,8 *HV*.

Аналогично сталям 50ХФА и 12ХН3А при испытаниях образцов из стали 10Х18Н9 произошло упрочнение поверхности. Анализ зависимости коэффициента трения от времени испытания показал, что, во-первых, увеличилось время испытания до 20 мин, во-вторых, непрерывного повышения коэффициента трения не наблюдалось. Имели место скачки: $f = 0{,}07$ при $t = 1$; $f = 0{,}06$ при $t = 3$; $f = 0{,}08$ при $t = 11$, что, вероятно, обусловлено химическим составом стали 10Х18Н9 — высокое содержание хрома и никеля.

На рис. 5 приведены зависимости изменения микротвердости *HV* и силы F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для исходных образцов из стали 10Х18Н9БЛ и после их испытаний (пара трения 3).

Тонкий поверхностный слой этих образцов при испытании пары трения значительно упрочняется, но на глубине $h > 3{,}6$ мкм микротвердость образцов снижается относительно исходной стали, т. е. наблюдается разупрочнение.

Исследовали также работу пар трения с покрытиями.

Двухслойные покрытия Mo_2N + Mo толщиной 14 мкм на цилиндрических образцах получали с помощью промышленной вакуумной ионно-плазменной установки ННВ-6.6-И1. Сначала на полированную поверхность наносился нитрид молибдена (Mo_2N) толщиной 7 мкм, а затем слой из молибдена (Mo) той же толщины.

На машине трения УМТ-1 испытывали следующие пары трения из стальных образцов с покрытиями (в скобках): 12ХН3А (Mo) по 10Х18Н9БЛ (Mo); 10Х18Н9БЛ (Mo) по 12ХН3А (TiC); 10Х18Н9БЛ (Mo) по 10Х18Н9БЛ (TiB_2 + CrB_2); 12ХН3А (TiC) по 10Х18Н9БЛ (TiB_2 + CrB_2).

Поверхности образцов с молибденовыми покрытиями имели гладкую структуру (низкая шероховатость). Покрытия TiC и TiB_2 + CrB_2 создавали более шероховатые поверхности. Причем покрытие TiC имело точечный характер с небольшими просветами, а покрытие TiB_2 + CrB_2 отличалось большим разряжением с четким проявлением структуры стали.

Образцы с двухслойными покрытиями имели следующие максимальные микротвердости при $F = 0{,}12$ Н: Mo_2N + Mo — 1155 *HV*; Ti + C — 1653 *HV*; TiB_2 + CrB_2 — 1590 *HV*. Двухслойные покрытия отличаются значительной неоднородностью, поэтому анализируем не средний показатель микротвердости, а максимальный. Так как при внедрении индентора в покрытия возможно его начальное касание в просвет, т. е. в основной материал образца — в сталь. Тогда при дальнейшем внедрении индентора его боковую поверхность будет охватывать материал покрытия с более высокой микротвердостью относительно основного материала. Однако индентор может попасть в зону высокой твердости. Очевидно, что в первом случае сни-

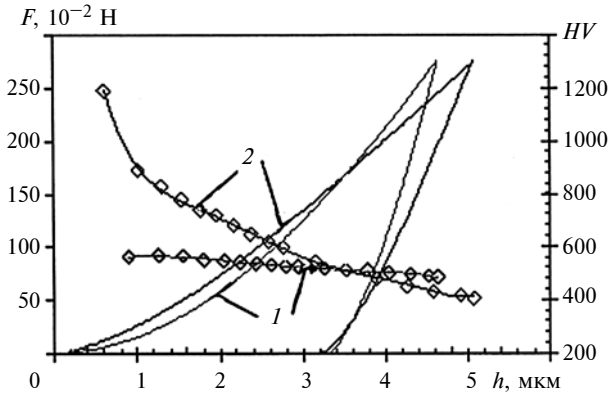


Рис. 5. Зависимости изменения микротвердости *HV* и силы F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для исходных образцов из стали 10Х18Н9БЛ (*1*) и после их испытаний (*2*) (пара трения 3)

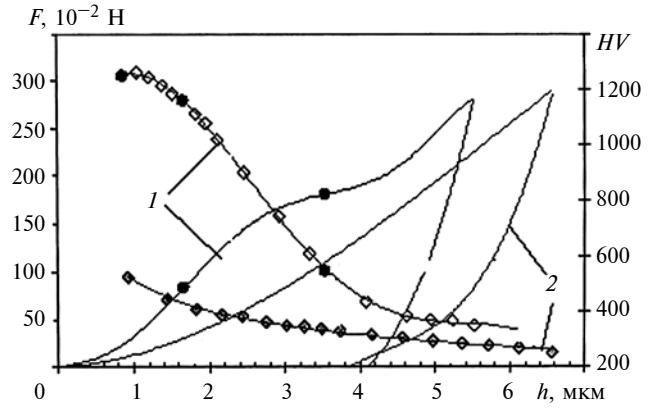


Рис. 6. Зависимости изменения микротвердости *HV* при *F* = 0,45 Н и силы F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для покрытий Mo + Mo_2N на образцах из стали 12ХН3А до (*1*) и после (*2*) их испытаний на машине трения

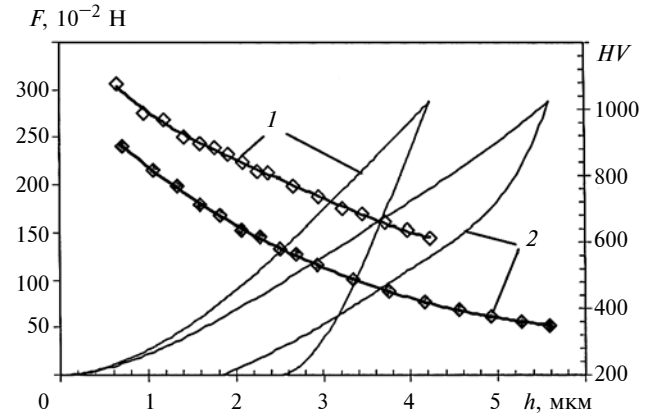


Рис. 7. Зависимости изменения микротвердости *HV* при *F* = 0,45 Н и силы F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для покрытий Mo + Mo_2N на образцах из стали 10Х18Н9БЛ до (*1*) и после (*2*) их испытаний на машине трения

маемые показания будут значительно меньше, поэтому оценивать микротвердость покрытия следует по более крутой диаграмме нагружения относительно оси *x*.

На образцах с покрытиями Mo + Mo_2N видны следы изнашивания в виде радиальных выступов и глубоких впадин. Это обусловлено тем, что истирание молибденового слоя началось с первой минуты испытаний, при этом коэффициент трения увеличился с 0,06 до 0,07. Полное изнашивание покрытия произошло через 5,5 мин, и коэффициент трения составил $f = 0{,}09$. При этом средняя микротвердость поверхностного слоя обоих образцов резко снизилась, и повысился коэффициент вариации. Так, до испытаний средняя микротвердость молибденового слоя составляла 1009,9 ± 68,5 *HV*, а после полного изнашивания и молибдена, и нитрида молибдена микротвердость образцов из стали 12ХН3А составила 436,7 ± 123 *HV*.

Зависимости изменения микротвердостей *HV* и сил F_c сопротивления от глубины *h* внедрения индентора для покрытий Mo + Mo_2N на образцах из сталей 12ХН3А и 10Х18Н9БЛ до и после их испытаний на машине трения показаны на рис. 6 и 7.

Особенностью покрытия Mo + Mo_2N является низкая микромеханическая устойчивость. На это указывает зависимость $F_c = f(h)$ (см. рис. 6). В поверхностном слое $0 < h < 1{,}658$ мкм зависимость $F_c = f(h)$ имеет вогнутый вид. Это указывает на устойчивость молибденового покрытия. А в слое $1{,}658 < h < 3{,}538$ мкм данная зависимость имеет выпуклый характер, т. е. повышается пластическая деформация в результате потери механической устойчивости молибденового покрытия. Объясняется это слабой механической связью молибденового покрытия с покрытием из нитрида молибдена. Те же факторы обусловили и характер зависимостей $HV = f(h)$. В зоне пластических деформаций наблюдается резкое снижение микротвердости с 1157 до 546 *HV*.

Исследование микротвердости образцов из стали 10Х18Н9БЛ с покрытием Mo + Mo_2N показало устойчивое механическое сцепление молибденового покрытия с металлом (см. рис. 7).

Таким образом, установлено, что при работе пар трения из исследованных сталей происходит их упрочнение, т. е. повышается микротвердость рабочей поверхности. Двухслойное покрытие Mo_2N + Mo значительно повышает исходную микротвердость стали. Наиболее долговечным покрытием является TiC.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Скворцов В. Н., Матвеевский Р. М.** Развитие метода испытания на микротвердость // Трение и износ. 1990. Т. II. № 6. С. 1133—1137.
2. **Булычев С. И., Алехин В. П.** Испытание материалов непрерывным вдавливанием индентора. М: Машиностроение, 1990. 224 с.
3. **Свидетельство № 6065 Рос. Федерации** на полезную модель: 6 G01 N3/48. Микротвердомер.
4. **Improvement** of "duplex" PVD coatings for HSS cutting tools by ion mixing / G. S. Fox-Rabinobich, S. C. Veldhuis, G. C. Weatherly et. an. Surface & Coatings Technology, 2004. V. 187. P. 230—237.
5. **ГОСТ 9450—76.** Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников. М.: Издательство стандартов, 1993.
6. **ГОСТ 10717—85.** Приборы для измерения микротвердости. Типы и основные параметры. М.: Госстандарт, 1985.
7. **Григорович В. К.** Твердость и микротвердость металлов. М.: Наука, 1976. 231 с.
8. **Гудков Ф. Ф., Славский Ю. И.** Измерения твердости металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1982. 168 с.
9. **Макарова Н. В., Трофимец В. Я.** Статистика в EXCEL. М.: Финансы и статистика, 2002. 365 с.
10. **Албагачиев А. Ю., Зуев В. В.** Эффективные технологические методы обеспечения качества деталей машин. М.: 2013. 123 с.
11. **Меделяев И. А., Албагачиев А. Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 460 с.

УДК 621.793.001.57

И. М. БУКАРЕВ, А. В. СОБОЛЬКОВ, А. В. АБОРКИН, канд. техн. наук (Владимирский ГУ им. Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых), e-mail: aborkin@vlsu.ru

Повышение скорости роста толщины покрытия CrN/AlN управлением загрязнением мишени при магнетронном напылении[1]

Представлены результаты использования металлического режима распыления для очистки поверхности мишени непосредственно в ходе технологического процесса напыления покрытия. Показано, что введение в технологический процесс дополнительных этапов распыления в металлическом режиме позволяет на ≈23 % повысить скорость роста толщины покрытия CrN/AlN, незначительно снижая его физико-механические свойства по сравнению с технологическим процессом непрерывного магнетронно-ионного реактивного распыления.

Ключевые слова: магнетронно-ионное реактивное распыление, твердость, скорость роста толщины покрытия, металлический режим распыления.

The results of application of metal spray mode for surface cleaning of a target directly during at technological process of coating sputtering are presented. It is shown, that introduction into the technological process of additional spray stages in metal mode allows to increase growth rate of CrN/AlN coating thickness by ≈23%, insignificantly decreasing its physical and mechanical properties in comparison with technological process of continuous magnetron-ionic reactive sputtering.

Keywords: magnetron-ionic reactive sputtering, hardness, growth rate of coating thickness, metal spray mode.

Магнетронно-ионное реактивное распыление — перспективный метод получения наноструктурированных покрытий, обладающих высокими физико-механическими и трибологическими свойствами [1—3]. Такие покрытия применяют для получения заданных эксплуатационных свойств рабочих поверхностей режущего и деформирующего инструмента, а также деталей машин.

При магнетронно-ионном реактивном распылении в вакуумной камере происходит взаимодействие ионов распыляемой металлической мишени и реактивного газа с последующим осаждением на подложку, при этом часть образовавшегося соединения осаждается на мишени в виде тонкой пленки (диэлектрика), т. е. поверхность мишени покрывается тончайшим слоем образующихся оксидов, нитридов и т.д. Наличие на поверхности мишени пленки диэлектрика снижает эффективность магнетронной распылительной системы, вызывая пробои и снижая скорость распыления [4, 5].

Одним из способов очистки мишени от такого загрязнения является распыление мишени в среде аргона (металлический режим распыления) без реактивного газа [6]. Данный способ позволяет очищать поверхность мишени от слоя химических загрязнений на глубину 25÷75 нм [7]. Необходимо отметить, что очистку поверхности мишени с использованием металлического режима распыления проводят в основном только в начале технологического процесса напыления покрытия.

В то же время представляет интерес исследование возможности использования металлического режима распыления для очистки поверхности мишени непосредственно в ходе технологического процесса напыления покрытия.

Методика исследований, материалы и оборудование

Покрытия CrN/AlN напыляли на подложки методом магнетронно-ионного реактивного распыления на установке UNICOAT 600 SL. При напылении покрытий использовали два планарных прямоугольных магнетрона на постоянных магнитах с мишенями из Cr (ЭРХ-1) и Al (Ад7) на первом и втором магнетронах соответственно. В качестве реактивного газа использовали азот (N_2). Для получения многослойной структуры магнетроны располагали в центре рабочей камеры "спина к спине", т. е. так, чтобы потоки ионов металла мишеней были направлены в противоположные стороны. Вокруг магнетронов на специальной оснастке вращались подложки, что позволило получить многослойную структуру покрытия [8].

Руководствуясь данными работы [9], покрытия напыляли при следующих значениях технологичес-

[1] Исследование выполнено при частичной финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта 16-38-00819 мол_а и гранта Президента РФ для молодых ученых, кандидатов наук МК-304.2015.8.

ких параметров: давление газа в камере при проведении технологических операций p = 0,18 Па; напряжение смещения $U_{см}$ = 70 В; расстояние между магнетроном и подложкой n = 100 мм; сила тока разряда на первом и втором магнетроне $I_{d1} = I_{d2}$ = 17÷18 А; установившаяся концентрация реактивного газа в рабочей камере C_R = 13÷14 %.

Толщину полученных покрытий измеряли методом микроабразивного изнашивания с помощью установки Calotest. Физико-механические свойства полученных покрытий определяли методом кинетического индентирования с помощью прибора НаноСкан 4D. В качестве индентора использовали трехгранную пирамиду Берковича. Нагрузка при индентировании всех образцов составила 40 мН. Для каждого варианта покрытия проводили десять измерений. Результаты измерений обрабатывали по методу Оливера—Фарра.

Построение эмпирических моделей осуществляли методом регрессионного анализа. Значимость членов регрессионной зависимости оценивали по критерию Стьюдента. Адекватность полученной модели проверяли с помощью критерия Фишера.

Результаты исследований

Для определения изменения скорости роста толщины покрытия в течение технологического процесса напыления провели серию опытов, в ходе которых варьировали время осаждения покрытия в интервале 10÷145 мин. На полученных образцах определяли толщину покрытия. Эти данные позволили рассчитать скорость v роста толщины покрытия, т. е. отношение толщины покрытия к времени t напыления (рис. 1). Точками на рис. 1 показаны данные, полученные в ходе экспериментов. Последующая статистическая обработка экспериментальных данных позволила построить эмпирическую модель скорости роста толщины покрытия вида $v = f(t)$. Проверка гипотезы адекватности показала, что модель адекватна при 5 %-м уровне значимости. Это свидетельствует о том, что исследуемый процесс для рассматриваемого диапазона режимов технологического процесса может быть описан приведенным на рис. 1 уравнением.

Зависимость носит нелинейный характер. Видим, что с течением времени происходит значительное падение скорости роста толщины покрытия. Причем наиболее интенсивное падение скорости v (более чем в 2 раза) соответствует первым 30 мин технологического процесса. В дальнейшие 115 мин снижение скорости роста толщины покрытия не превышает 30 %.

Полученные данные об изменении скорости роста толщины покрытия позволили перейти к расчету коэффициента загрязнения мишени по выражению: $K = (1 - v/v_0)$, где v и v_0 — текущая и начальная скорости роста толщины покрытия соответственно. Полученные значения коэффициента K позволяют количественно оценить степень загрязнения мишени и могут быть использованы для нахождения оптимальных параметров процесса реактивного распыления с помощью модели Берга [10] или ее модификаций.

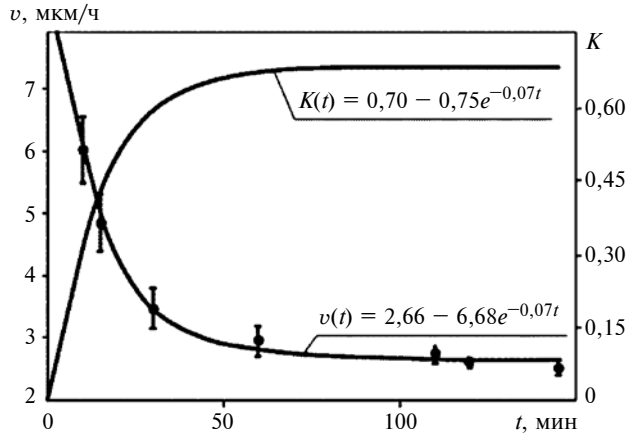


Рис. 1. Изменение во времени t скорости v роста толщины покрытия и коэффициента K загрязнения мишени при непрерывном магнетронно-ионном реактивном распылении; точки — экспериментальные данные

Эмпирическая модель коэффициента K загрязнения мишени как функция времени (см. рис. 1) наглядно показывает, что увеличение времени t осаждения покрытия способствует росту степени загрязнения мишеней магнетронной распылительной системы. Это постепенно приводит к неэффективной работе всей установки. Однако данный эффект характерен только для технологического процесса непрерывного магнетронно-ионного реактивного распыления. Полученные данные об изменении коэффициента K загрязнения мишени позволили разработать мероприятия по очистке поверхностей мишеней от слоя диэлектрика.

Суть предложения состоит в разбиении всей продолжительности технологического процесса на ряд равных промежутков времени, в течение которых скорость роста толщины покрытия на подложке остается весьма высокой. Для того чтобы очистить мишени от слоя диэлектрика, между запланированными временными интервалами введены дополнительные этапы очистки мишеней (металлический режим напыления). Во время дополнительной очистки мишеней в рабочую камеру подается только плазмообразующий газ аргон, а магнетроны работают при малых разрядных токах силой 1÷3 А. Из-за низкой концентрации реактивного газа — азота, концентрация которого постоянно падает благодаря непрерывно работающим вакуумным насосам, поверхность мишеней очищается от слоя диэлектрика. Вследствие этого скорость роста толщины покрытия на подложке должна быть значительно выше этой скорости в случае технологи-

ческого процесса непрерывного магнетронно-ионного реактивного распыления.

На рис. 2 представлен характер изменения коэффициента K загрязнения мишени в ходе технологического процесса непрерывного магнетронно-ионного реактивного распыления (линия *1*) и технологического процесса с дополнительными этапами распыления в металлическом режиме (линия *2*).

Для определения рациональных значений величин $t_р$ и $t_м$ (см. рис. 2), которые, с одной стороны, способствуют увеличению скорости роста покрытия, с другой, — не увеличивают технологическое время, была решена задача линейного программирования. Установлено, что рациональные значения должны отвечать условиям: $t_р \leq 15$ мин; $t_м \leq 3$ мин. Другим важным моментом, который надо учитывать при разработке технологического процесса, является то, что в диапазоне $0 < t_м \leq 3$ мин может образовываться слой чистого металла, снижающий в значительной степени твердость формируемого покрытия.

Для подтверждения выдвинутых гипотез и полученных расчетных данных были проведены эксперименты по напылению покрытий. Рассматривали три варианта технологического процесса:

1) технологический процесс непрерывного магнетронно-ионного реактивного распыления в течение $t_р = 120$ мин;

2) технологический процесс с дополнительными этапами распыления в металлическом режиме при $t_р = 15$ мин и $t_м = 1$ мин;

3) технологический процесс с дополнительными этапами распыления в металлическом режиме при $t_р = 15$ мин и $t_м = 3$ мин.

Технологическое время во всех экспериментах составило 120 мин. Данные об изменении скорости роста толщины покрытия и физико-механических свойствах полученных вариантов покрытий представлены в таблице.

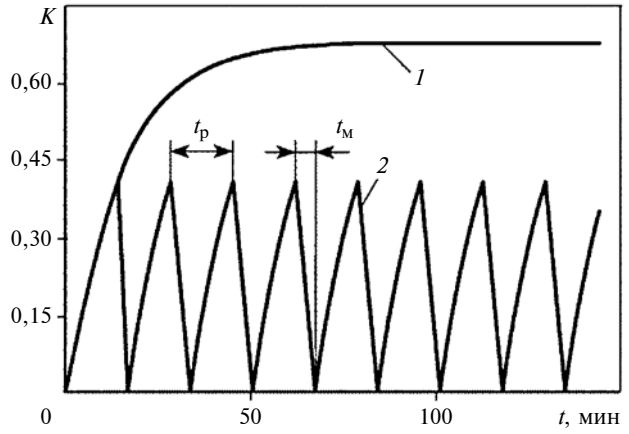


Рис. 2. Изменения во времени *t* коэффициента *K* загрязнения мишени при непрерывном магнетронно-ионном реактивном распылении (*1*) и при распылении в металлическом режиме с дополнительными этапами (*2*)

Скорость роста толщины и физико-механические свойства покрытий

Вариант	v, мкм/ч	H, ГПа	E, ГПа	R, %
1	2,7	31	395	58,4
2	3,5	29	354	54,6
3	3,9	22	320	48,7

Необходимо отметить, что несмотря на высокие значения скорости роста толщины покрытия (3,9 мкм/ч), полученные для варианта 3 технологического процесса, ему соответствует наименьшая твердость H, которая не превышает 22 ГПа. Это объясняется тем, что при продолжительности распыления в металлическом режиме $t_м = 3$ мин происходит не только очистка поверхности мишени от пленки диэлектрика, но и напыление на подложку слоя чистого металла, который отчетливо фиксируется при измерении толщины покрытия методом микроабразивного изнашивания. Таким образом, вариант 3 технологического процесса следует признать непригодным вследствие значительного снижения свойств получаемых покрытий.

Сравнительный анализ скоростей роста толщины и физико-механических свойств покрытий, полученных в ходе реализации вариантов 1 и 2 технологического процесса, показал, что применение дополнительных этапов очистки позволяет увеличить с 4,7 до 5,8 мкм общую толщину покрытия, напыляемого за одно и то же технологическое время. При этом снижение твердости H получаемых покрытий не превышает 6,5 %, модуля упругости E — 11 %, а упругого восстановления R — 6,6 %.

Таким образом, изменение технологического процесса нанесения покрытия с внедрением дополнительных этапов очистки мишеней посредством напыления в металлическом режиме позволяет поддерживать среднюю скорость роста толщины покрытия, соответствующую 3,5 мкм/ч, что примерно на 23 % выше, чем в технологическом процессе непрерывного магнетронно-ионного реактивного распыления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Aborkin A. V., Ryabkova V. V., Abramov D. V.** Friction and Wear of Nitride and Carbide Coatings in Contact with Aluminum // Journal of Friction and Wear. 2013. V. 34. N. 4. P. 294—301.

2. **Aborkin A. V., Ryabkova V. V., Elkin A. I.** Deformation Curves for Multicomponent Nitride and Carbide Coatings // Journal of Friction and Wear. 2015. V. 36. N. 4. P. 273—279.

3. **Аборкин А. В., Рябкова В. В., Сергеев А. В.** Исследование трибологических свойств многослойных и многокомпонентных вакуумных ионно-плазменных покрытий // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. № 5. С. 12—15.

УДК 004.942:621.74.01

А. В. МОНАСТЫРСКИЙ, канд. техн. наук (ЗАО "СиСофт", г. Москва), e-mail: avmon@mail.ru avmon

Высокоэффективное проектирование технологии фасонной отливки из магниевого сплава. Часть 1. Проектирование и анализ литниково-питающей системы

В рамках разработки технологии получения отливки «Рама» из легкого сплава на основе магния рассматриваются теплофизические свойства материалов отливки и формы, конструкция литниково-питающей системы, а также результаты моделирования усадочной пористости и изготовления пробной партии отливок.

Ключевые слова: моделирование, литье, отливка, литниково-питающая система, трещины.

In the context of development of manufacturing technology for "Frame" casting from light-metal alloy on the base of magnesium, the thermophysical properties of casting and mould materials, structure of cast-supply system, and also the modeling results of internal shrinkage and production of trial batch of castings are considered.

Keywords: modeling, casting, cast, cast-supply system, cracks.

При создании технологии получения отливки вопросы уровня остаточных напряжений и возможного возникновения трещин традиционно не рассматриваются. Это можно объяснить следующим. Во-первых, основной недостаток литья — усадочная пористость, регламентируется, как правило, требованиями к отливке, а уровень остаточных напряжений вообще не оговаривается. Поэтому основная задача — получение плотной отливки. Инженер решает в первую очередь вопросы геометрии, расположения тепловых узлов, коэффициента использования металла (КИМ) и др. и редко — вопросы коробления или пластических деформаций. Во-вторых, в отличие от пористости, которую можно видеть в отливке, исследовать, а затем смоделировать в системе компьютерного моделирования литейный процесс (СКМ ЛП) и найти способ ее устранения, напряжения плохо поддаются изучению в промышленных условиях и не на каждом предприятии есть оборудование для измерения их уровня. Когда же проблема неожиданно проявляется в виде холодных или горячих трещин, оказывается, что технология была недостаточно разработана и упущено что-то важное. В-третьих, расчету напряжений не уделяется должное внимание из-за отсутствия экспериментальной базы механических свойств. Реальное поведение материала отливки слишком сложное, и определение более-менее адекватных механических свойств (особенно при высоких температурах) — непростая задача. Поэтому применяемые в СКМ ЛП модели сред часто намеренно упрощают, чтобы дать возможность исследовать и эту проблему. В итоге основной источник данных для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) отливки — результаты термодинамических расчетов, выполняемых в разных специализированных пакетах. Их достоверность, точнее пригодность для вычислений, можно оценить только косвенно — путем решения конкретной производственной задачи.

В статье рассматриваются основные этапы разработки технологии получения отливки "Рама" из легкого сплава на основе магния. Ввиду большого объема статья разделена на две части. В первой части рассматриваются вопросы использования теплофизических свойств материалов отливки и формы, конструкции литниково-питающих систем (ЛПС), результаты моделирования усадочной пористости и изготовления пробной партии отливок. Во второй части будут даны: краткое описание модели расчета напряжений, расчеты механических свойств сплава и расчет НДС в зависимости от конструкции ЛПС. Работа выполнена совместно специалистами ООО ПКФ "Технология" и Группы компаний CSoft, которая является разработчиком и дистри-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

4. **Sproul W. D., Christie D. J., Carter D. C.** Control of reactive sputtering processes // Thin Solid Films. 2005. V. 491. N. 1. P. 1—17.

5. **Reactive** magnetron sputtering of thin films: present status and trends / J. Musel, P. Baroch et al. // Thin Solid Films. 2005. V. 475. P. 208—218.

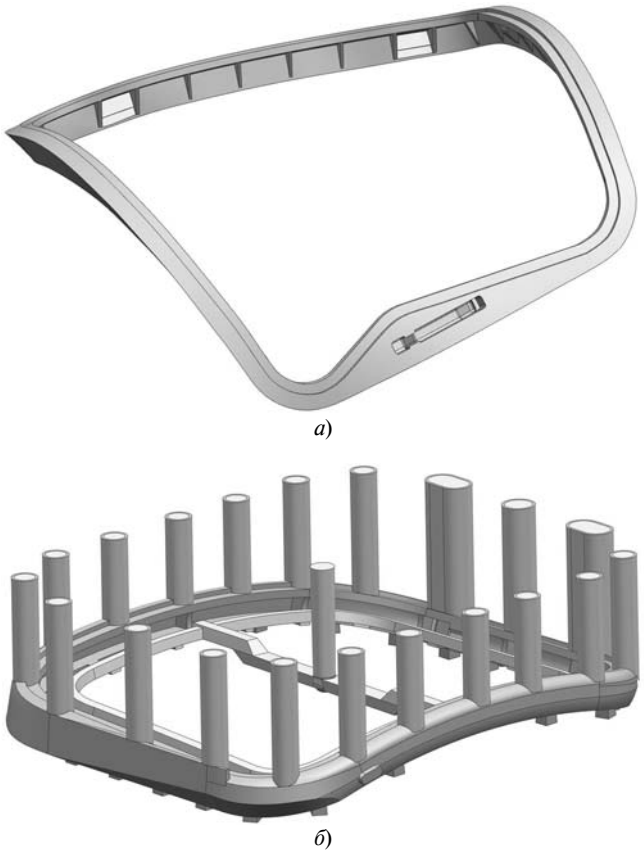
6. **Pat. 2005/0040030 A1 U. S.** Method of treating sputtering target to reduce bur-in time and sputtering target thereof and apparatus thereof.

7. **Sarkar J., McDonald P., Gilman P.** Surface characteristics of titanium targets and their relevance to sputtering performance // Thin Solid Films. V. 517. N. 6. 2009. P. 1970—1976.

8. **Букарев И. М., Аборкин А. В.** Исследование свойств многослойных покрытий // Упрочняющие технологии и покрытия. 2012. № 5. С. 16—19.

9. **Букарев И. М., Аборкин А. В.** Влияние режима напыления на структуру и свойства многослойных нитридных покрытий // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 11. С. 33—38.

10. **Berg S., Nyberg T.** Fundamental understanding and modeling of reactive sputtering processes // Thin Solid Films. 2005. V. 476. P. 215—230.



а)

б)

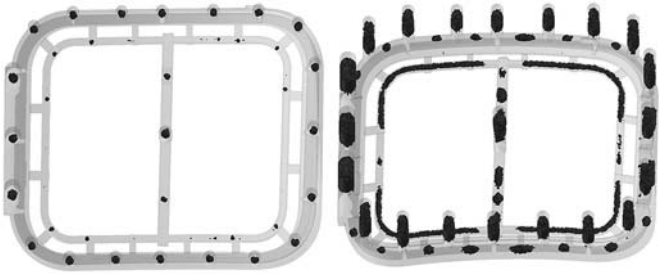
Рис. 1. Модели отливки "Рама" (*а*) и литейного блока (*б*)

бьютором решений в области моделирования литья металлов.

Отливку "Рама" изготовляет одно из предприятий АО "Вертолеты России" из сплава на основе магния МЛ5пч методом гравитационного литья в песчаную форму, выполненную из холодно-твердеющей смеси (ХТС) по альфа-сет процессу. Отливка представляет собой достаточно протяженную тонкостенную конструкцию со средней толщиной стенки 8÷10 мм и многочисленными ребрами жесткости (рис. 1, *а*). Готовые отливки подвергали визуальному осмотру и рентгенографическому контролю. Для получения аналогичных отливок требуемого качества специалисты предприятия используют конструкцию ЛПС (рис. 1, *б*), в которой тепловые узлы, образующиеся на стыке полок рамы и ребер жесткости, питаются местными прибылями. Для увеличения продолжительности питания для каждой прибыли используют теплоизолирующую вставку (FOSECO). Раму заполняют расплавом через центральный стояк и кольцевой коллектор, который соединяется с отливкой тонкими щелевыми питателями. Для предотвращения образования усадочной пористости между прибылями устанавливают холодильники из серого чугуна.

Такая конструкция ЛПС позволяет получать годные отливки. Однако ее анализ в СКМ ЛП показал, что технология недостаточно устойчива и существует определенный риск получения брака. Отливка затвердевает практически одновременно с ЛПС. Так, если в какой-то момент времени жидкая фаза в теле рамы между прибылями составляет 0÷25 %, то в самих прибылях она составляет 25÷30 %. Согласно модели образования усадочной пористости [1—3] течение в междендритном пространстве полностью прекращается при 30 % жидкой фазы. Пороговое значение подобрано опытным путем и в большинстве случаев хорошо согласуется с экспериментальными данными [4]. Это значит, что при изменении параметров технологии (например температуры расплава) усадочная пористость может образоваться в теле отливки или под прибылями, или между ними, что косвенно подтверждает анализ полей пористости: при пороге пористости 1,27 % отливка имеет плотный вид (рис. 2, *а*), при снижении на 0,05 % видна пористость между прибылями (рис. 2, *б*).

Для получения бездефектной, более стабильной, а главное экономичной конструкции блока полностью изменили концепцию литниковой системы. Вертикальные утепленные цилиндрические прибыли заменили одной кольцевой боковой прибылью без утепления с сечением в виде трапеции. Через щелевые питатели прибыль питает протяженный (практически единственный) тепловой узел, который образуется на пересечении полок рамы. Концепцию центрального подвода расплава оставили без изменений, но единый кольцевой коллектор заменили двумя в форме подковы, что в данном случае обусловила изогнутая форма отливки (рис. 3). Проверка предложенного решения в СКМ ЛП основана на использовании теплофизических свойств сплава, задаваемых в широком диапазоне температур. Так как ни в технической литературе, ни в нормативной документации требуемых данных нет, то необходимые характеристики получали расчетом в программе CompuTherm (США, входит в состав СКМ ЛП ProCAST). Это термодинамические базы данных, которые позволяют рассчитать теплофизические и механические (упругие и частично пластические) свойства материала по химическому составу.



а) *б*)

Рис. 2. Поля усадочной пористости >1,27 % (*а*) и >1,23 % (*б*) в отливке, полученной по серийной технологии, рассчитанные в СКМ ЛП ProCAST

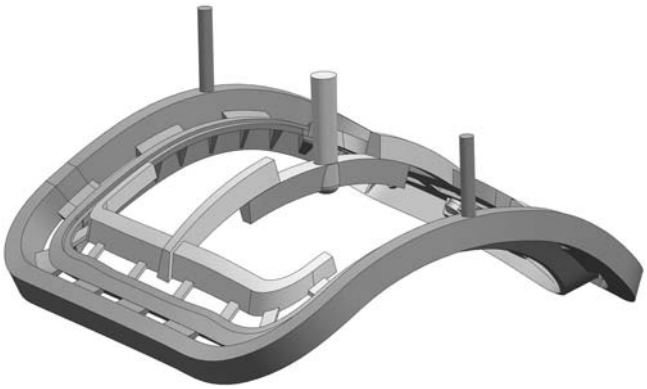


Рис. 3. Литниково-питающая система отливки "Рама"

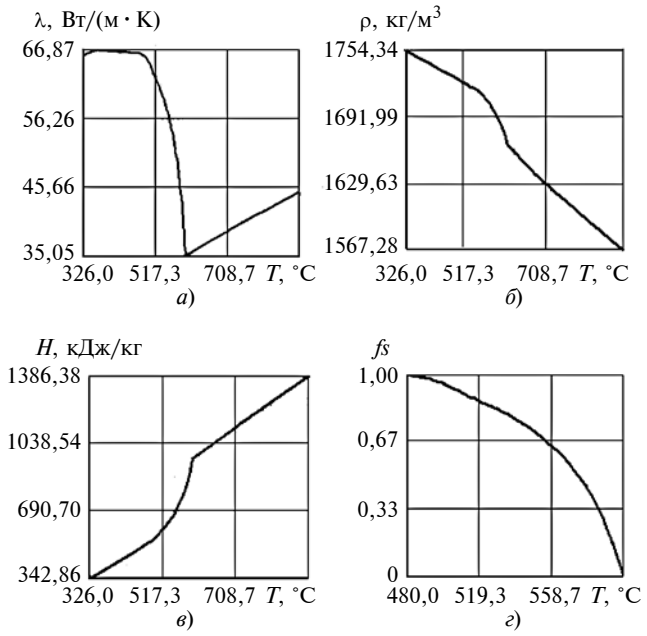


Рис. 4. Изменение свойств сплава МЛ5пч в зависимости от температуры:

а — коэффициента теплопроводности λ; *б* — плотности ρ; *в* — энтальпии *H*; *г* — доли твердой фазы *fs*

Состав сплава МЛ5пч по ГОСТ 2856—79 и содержание химических элементов, необходимые для расчета свойств, приведены в таблице. Термодинамическая база данных CompuTherm по сплавам на основе Mg имеет ограничения, поэтому не все элементы, указанные в стандарте, могут быть использованы. Результаты расчета теплофизических свойств, необходимых для расчета температурных полей и пористости, приведены на рис. 4. При моделировании затвердевания необходимо также учитывать теплоемкость и теплопроводность песчаной формы и теплоизоляционных вставок. В расчетах использовали теплофизические параметры смеси по альфа-сет процессу из базы данных ПолигонСофт. Свойства материалов FOSECO взяты из открытых источников. Высказанное в работе [5] утверждение, что способ изготовления песчаной формы и состав связующих существенно не влияют на формирование тепловых полей в отливке, основано на том, что независимо от технологии песчаные смеси имеют одинаково низкую способность отводить тепло от отливки (≈1 Вт/м/К). Это позволяет при моделировании технологии использовать приблизительные свойства. Однако опубликованные по этой теме работы, например [6], вносят существенные поправки в это предположение. Способ и качество формовки песчаной смеси оказывают влияние на результат заливки даже достаточно массивных отливок. Следовательно, можно ожидать еще большего влияния разброса теплофизических свойств по объему формы при изготовлении таких тонкостенных изделий, как "Рама".

При моделировании теплопередача составила 500 Вт/м/К на границах отливка — форма и 10 Вт/м/К — на всех внешних границах; температура заливаемого сплава — 760 °С, температура формы — 20 °С.

Поля усадочной пористости при пороговых значениях 1 и 0,2 %, рассчитанные в СКМ ЛП "ПолигонСофт" [7, 8], показаны соответственно на рис. 5, *а*, *б*. Предлагаемая ЛПС показала большую стабильность в отличие от ЛПС, применяемой в серийной технологии (см. рис. 2), так как при снижении порога усадочной пористости в 5 раз отливка выглядит плотной. Получили: массу литейного блока 37,3 кг; массу отливки — 9,8 кг; КИМ (доля отливки в литейном блоке) — 26,3 %. Возможно полученный КИМ нельзя назвать высоким, однако следует иметь в виду возможность отказа от дорогих импортных теплоизоляционных материалов, снижение расходов песка и связующего, значительное снижение затрат на механическую обработку.

По результатам этой работы в ООО ПКФ "Технология" изготовили комплект оснастки, который

Химический состав сплава МЛ5пч

Содержание элементов, %	Al	Mn	Zn	Si	Fe	Ni	Cu	Be	Zr	Ti
				Не более						
ГОСТ 2856—79	7,5÷7.9	0,15÷0,5	0,2÷0,18	0,08	0,007	0,001	0,04	0,002	0,002	0,005
Расчет	7,7	0,325	0,5	0,02	0,0018	—	0,01	—	—	—

а) *б*)

Рис. 5. Поля усадочной пористости >1 % (*а*) и >0,2 % (*б*) в отливке, полученной по предлагаемой технологии, рассчитанные в СКМ ЛП "ПолигонСофт"

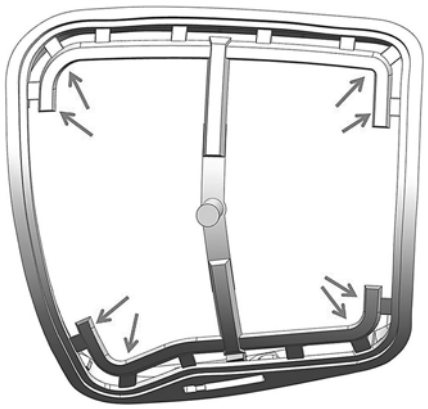
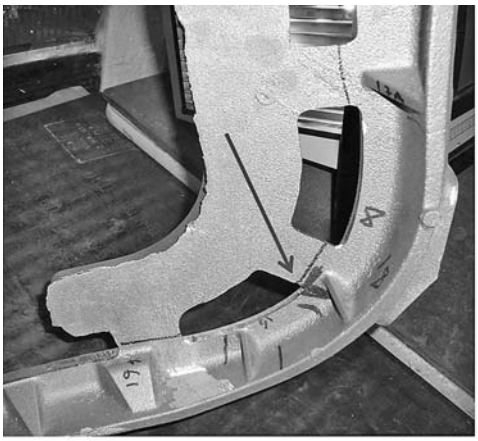
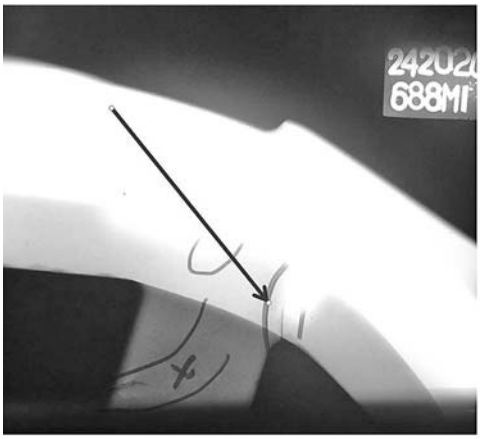


Рис. 7. Расположение трещин в отливке "Рама"

предприятие-заказчик использовало для изготовления опытной партии отливок "Рама". Все отливки прошли рентгенографический контроль с положительным результатом. Однако при визуальном осмотре зафиксированы трещины в опытных отливках, которые технологи предприятия не смогли классифицировать как горячие или холодные (рис. 6). Трещины образовались в местах подвода расплава к раме через щелевые питатели. Однако в похожих щелевых питателях, идущих от отливки к прибыли, подобных дефектов не обнаружено. Трещины имели четыре питателя, расположенные на сгибах питающих коллекторов, и некоторые крайние питатели (рис. 7). Анализ причин возникновения дефектов и меры их устранения рассмотрим во второй части статьи.



а)



б)

Рис. 6. Трещины в отливке "Рама" (отмечены стрелками): *а* — вид одной из трещин; *б* — трещина на рентгенограмме

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИК ССЫЛКИ

1. **Тихомиров М. Д.** Основы моделирования литейных процессов. Тепловая задача. // Литейное производство.1998. № 4. С. 30—34.

2. **Тихомиров М. Д.** Основы моделирования литейных процессов. Усадочная задача. М.: Приложение к журналу "Литейное производство". 2001. № 12. С. 8—14.

3. **Монастырский В. П.** Моделирование образования макропористости и усадочной раковины в отливке // Литейщик России. 2011. № 10. С. 16—21.

4. **Монастырский В. П., Монастырский А. В., Левитан Е. М.** Разработка технологии литья крупногабаритных турбинных лопаток с применением систем "Полигон" и ProCAST // Литейное производство. 2007. № 9. С. 29—34.

5. **Излом** боковой рамы тележки грузового вагона. Анализ технологии производства, пути устранения дефектов / А. В. Монастырский, В. М. Бубнов, С. П. Котенко, В. В. Балакин // Литейное производство. 2012. № 11. С. 21—25.

6. **Разработка** технологии изготовления отливок в песчаных формах с неравномерной плотностью / О. А. Бройтман, Д. С. Бабков, Д. Р. Шварц, М. А. Иоффе // Труды XII съезда литейщиков России. 2015. С. 412—416.

7. **Монастырский А. В.** Моделирование литейных процессов. Работаем в "ПолигонСофт" // Литейное производство. 2009. № 6. С. 19—22.

8. **Монастырский А. В., Тихомиров М. Д.** СКМ ЛП "ПолигонСофт" 13.х. Обзор, итоги, планы // Литейщик России. 2013. № 6. С. 20—24.

УДК 621.923:621.922

Ю. В. ДИМОВ, д-р техн. наук, Д. Б. ПОДАШЕВ, канд. техн. наук
(Иркутский национальный исследовательский технический университет),
e-mail: Dimov-Ura@yandex.ru

Исследование производительности процесса скругления кромок полимерно-абразивными щетками[1]

Представлены результаты экспериментальных исследований производительности процесса скругления кромки в зависимости от режимов обработки (скорости резания, подачи и применяемой щетки). Установлена связь между производительностью и силой резания.

Ключевые слова: кромка, скругление, полимерно-абразивный материал, щетка, сила резания.

The experimental research results of edge fillet process productivity depending on processing modes (sped of cutting, feed and the applied brush), are presented. The relation between the productivity and the cutting force is determined.

Keywords: edge, fillet, polymer-abrasive material, brush, cutting force.

В самолетостроении, ракетостроении и других отраслях машиностроения для скругления острых кромок деталей применяют полимерно-абразивные щетки [1—3]. Для обоснованного выбора инструмента и режимов финишной обработки необходимо иметь представление о формировании кромки при использовании данных инструментов.

С этой целью проведены экспериментальные исследования. Использовали щетки фирмы 3M (Minnesota Mining and Manufacturing Company) с изогнутыми ворсинами (щетка C BB-ZB) и прямыми (щетка A BB-ZB). Щетка BB-ZB представляет собой тонкий диск толщиной 1,5 мм из полимерного материала с гибкими ворсинами длиной 135 мм (щетка типа C) и 90 мм (щетка типа A). Во всем объеме полимера равномерно распределены зерна износостойкого абразивного материала 3M™ Cubitron™, представляющего собой прецизионные кристаллы пирамидальной формы с микрокристаллической структурой.

Основные технические характеристики щеток BB-ZB диаметром 150 мм приведены в табл. 1 [4]. Рекомендуемые для них частоты вращения находятся в диапазоне от 1200 до 4000 мин$^{-1}$.

При обработке кромок происходит обкатывание ребра детали ворсинами щетки и съем материала в результате микрорезания абразивными зернами (рис. 1).

Установлено, что чем больше частота n вращения щетки, тем быстрее деформированные ворсины возвращаются в исходное положение. При этом ворсины не только возвращаются в исходное положение, но и прогибаются под действием инерционной силы в противоположную сторону. За полный оборот щетки ворсины успевают принять исходное положение и процесс их взаимодействия с обрабатываемой кромкой повторяется.

Схема формирования кромки — воздействие ворсин щетки на обрабатываемую заготовку, показана на рис. 2. Ворсины взаимодействуют с кромкой на участ-

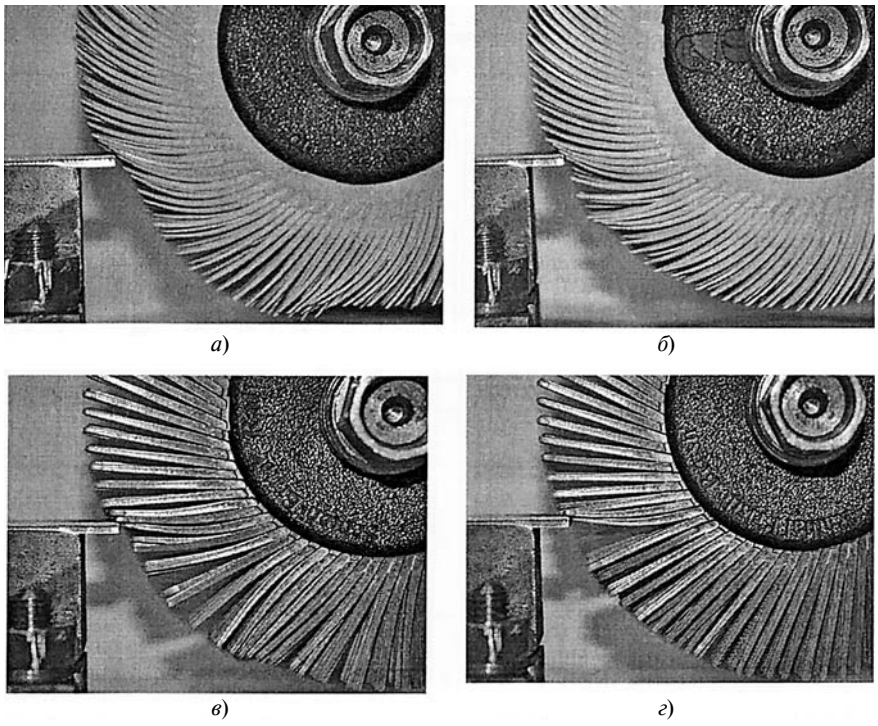


Рис. 1. Деформация ворсин щеток при обработке кромок щетками C BB-ZB P120 (*а*, *б*), A BB-ZB P50 (*в*, *г*) соответственно при n = 1600 (*а*, *в*) и 500 (*б*, *г*) мин$^{-1}$

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по постановлению Правительства № 218 от 09.04.2010 г. в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Автоматизация и повышение эффективности процессов изготовления и подготовки производства изделий авиатехники нового поколения на базе НПК «Иркут» с научным сопровождением Иркутского НИТУ», шифр 2012-218-03-120.

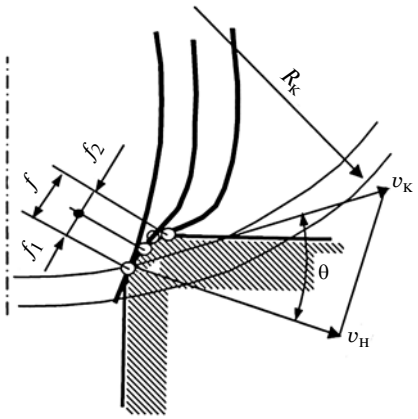


Рис. 2. Схема формирования кромки

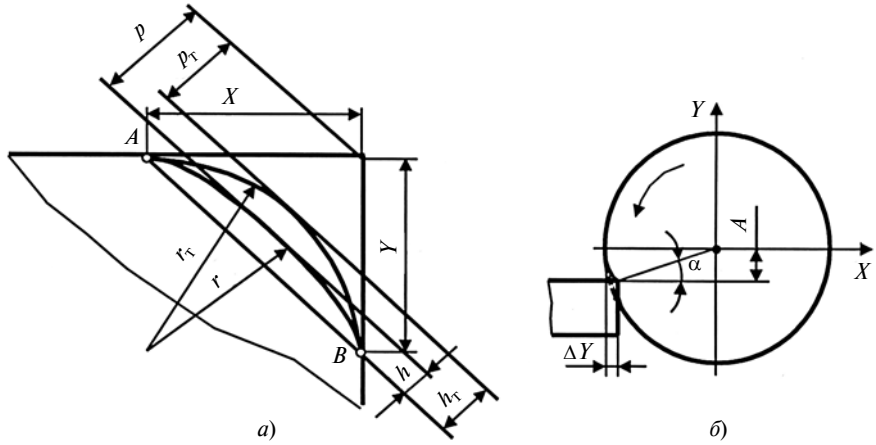


Рис. 3. Расчетные схемы для параметров скругления (*а*) и параметров α и Δ*Y* (*б*)

ке f, при этом на участке f_1 происходит ударное воздействие, а на участке f_2 имеют место упругая и центробежная силы. Соотношение этих участков зависит от режима обработки и состояния обрабатываемой кромки.

Показатели производительности обработки

Показателями производительность обработки кромки являются радиус скругления, относительная высота снятой кромки, количество снятого материала.

На рис. 3 представлена расчетная схема параметров скругления обрабатываемой кромки.

Фактический радиус скругления определяется по формуле [3]

$$r = \frac{X^2 + Y^2 + 4h^2}{8h}, \qquad (1)$$

где $h = \left(\frac{X+Y}{2}\right)\cos 45 - p$.

Именно этот параметр задается на чертеже детали и подлежит контролю.

Введем ***относительный параметр*** $\rho = p/B$ (p — высота снятой кромки; B — ширина щетки), который характеризует интенсивность съема материала и удобен в расчетах ввиду простоты его определения.

К***олличество снятого материала*** рассчитывается по площади фигуры $ADBO$, которая равна разности площадей треугольника ADB и сегмента $AOBC$ (рис. 4). Данный показатель наиболее полно отражает производительность обработки. Площадь сечения снятой кромки находим по формуле

$$Q = \frac{XY}{2} - \frac{1}{2}[lr - a(r - h)],$$

где $l = AOB = \sqrt{X^2 + Y^2 + \frac{16}{3}h^2}$ [3]; r и h определяем из уравнения (1).

В исследованиях зависимости производительности процесса скругления кромок от деформации ΔY щетки, скорости v резания и подачи S использовали образцы из высокопрочного алюминиевого сплава В95пчТ2. Обработку выполняли на универсально-фрезерном станке щетками шириной 12 мм, технические характеристики которых приведены в табл. 1. Для определения размеров X, Y и p использовали микроскоп БМИ-1ц с точностью 1 мкм. Щетки состояли из восьми дисков.

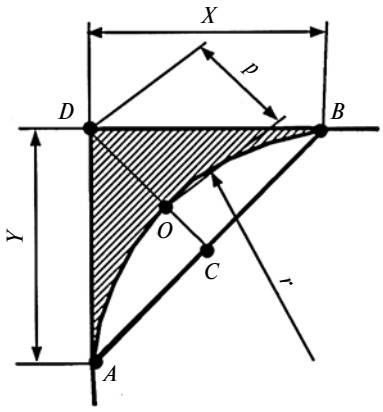


Рис. 4. Расчетная схема площади *Q* сечения снятой кромки

Установлено, что с увеличением деформации щетки все показатели производительности обработки повышаются (рис. 5, *а—в*), что обусловлено увеличением силы взаимодействия ворсинок щетки с обрабатываемой кромкой. При этом производительность щеток С ВВ-ZB ниже производительности щеток с прямыми ворсинами, так как средний момент $J_{X\,ср}X$ инерции по оси и средний модуль $E_{и.ср}$ упругости на изгиб у данной щетки (см. табл. 1) меньше.

Таблица 1

Технические характеристики полимерно-абразивных щеток

Щетка	Плотность материала, г/см^3	Зернистость	Момент инерции $J_{Xср}$, мм^4	Средний модуль упругости, Н/мм^2	
				при смятии $E_{см.ср}$	при изгибе $E_{и.ср}$
С ВВ-ZB	1,586	Р120	0,3098	299,31	268,1
С ВВ-ZB	1,510	Р220	0,3098	282,56	252,2
С ВВ-ZB	1,647	Р400	0,3098	305,12	235,6
А ВВ-ZB	1,667	Р36	1,162	300,79	318,4
А ВВ-ZB	1,545	Р50	1,162	284,90	311,3

Производительность обработки зависит от зернистости инструмента.

Зависимости показателей ρ, r и Q от скорости v резания приведены на рис. 6, *а—в*. Чем выше скорость резания, тем выше производительность обработки. Это объясняется увеличением центробежной и ударной составляющих силы взаимодействия ворсины с обрабатываемой кромкой.

С увеличением подачи S интенсивность съема материала уменьшается (рис. 7, *а—в*).

По экспериментальным данным, используя программы EXEL, MATCAD и метод наименьших квадратов, получены зависимости параметров производительности от режимов обработки в виде полиномов второй степени для показателей ρ, r и Q, отражающих производительность процесса, коэффициенты которых

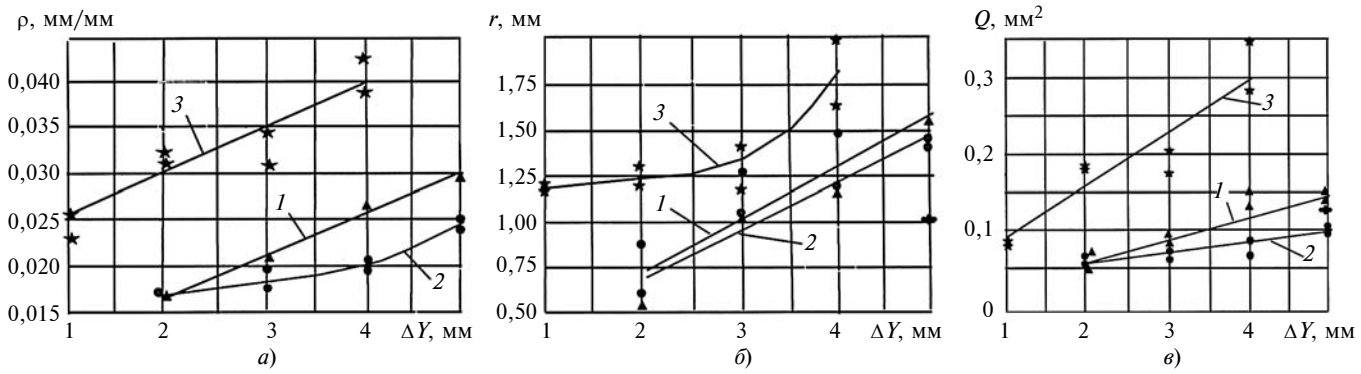


Рис. 5. Зависимости изменения параметров ρ, r и Q от деформации ΔY при v = 754 м/мин и S = 82 мм/мин для щеток BB-ZB Type C P120 (*1*); BB-ZB Type C P220 (*2*) и BB-ZB Type A P50 (*3*)

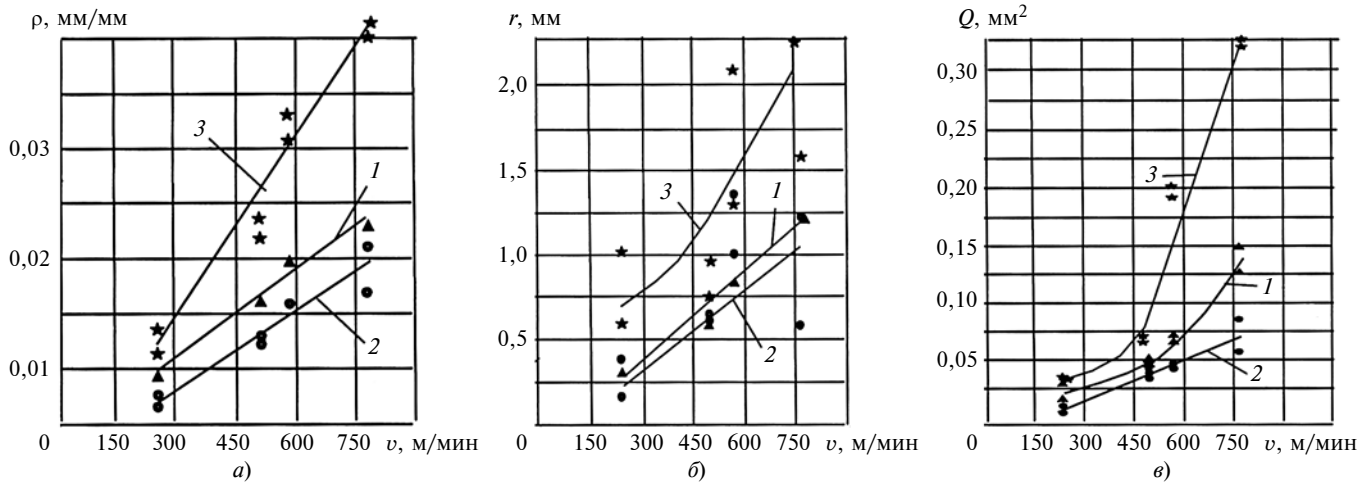


Рис. 6. Зависимости изменения параметров ρ, r и Q от скорости v резания при ΔY = 4 мм и S = 82 мм/мин для щеток BB-ZB Type C P120 (*1*); BB-ZB Type C P220 (*2*); BB-ZB Type A P50 (*3*)

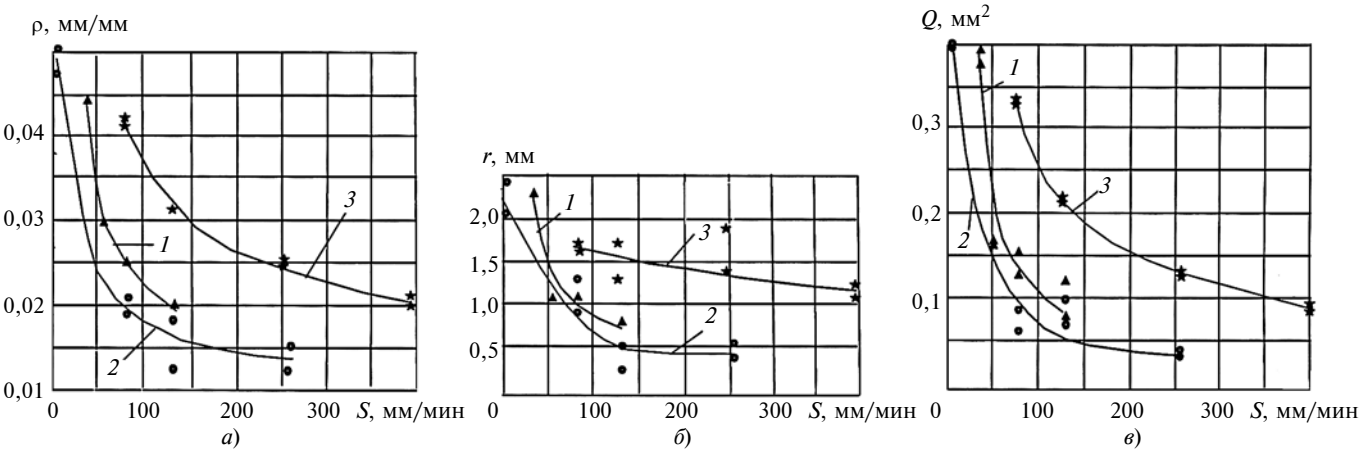


Рис. 7. Зависимости изменения параметров ρ, r и Q от подачи S при v = 754 м/мин, ΔY = 4 мм для щеток BB-ZB Type C P120 (*1*); BB-ZB Type C P220 (*2*); BB-ZB Type A P50 (*3*)

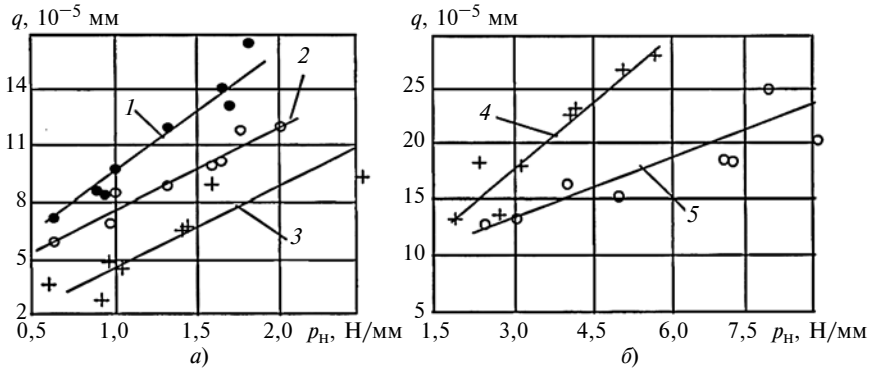


Рис. 8. Зависимости изменения параметра q от составляющей $p_н$ силы резания для щеток BB-ZB Type C P120 (*1*); BB-ZB Type C P220 (*2*); BB-ZB Type C P400 (*3*); BB-ZB Type A P50 (*4*); BB-ZB Type A P36 (*5*)

Таблица 2

Значения коэффициентов полинома $\rho = f(\Delta Y, v, S)$ для исследуемых щеток

Коэффициент	BB-ZB Type C P120	BB-ZB Type C P220	BB-ZB Type C P400	BB-ZB Type A P36	BB-ZB Type A P50
a_1	$1{,}655 \cdot 10^{-4}$	$9{,}656 \cdot 10^{-5}$	$8{,}2768 \cdot 10^{-5}$	$6{,}18 \cdot 10^{-4}$	$7{,}416 \cdot 10^{-4}$
a_2	$1{,}3018 \cdot 10^{-8}$	$1{,}6875 \cdot 10^{-8}$	$9{,}1125 \cdot 10^{-9}$	$6{,}075 \cdot 10^{-9}$	$4{,}86 \cdot 10^{-8}$
a_3	$-1{,}042 \cdot 10^{-6}$	$-1{,}085 \cdot 10^{-7}$	$-1{,}042 \cdot 10^{-6}$	$-2{,}779 \cdot 10^{-8}$	$-2{,}918 \cdot 10^{-9}$
a_4	$1{,}696 \cdot 10^{-3}$	$1{,}2365 \cdot 10^{-3}$	$1{,}06 \cdot 10^{-3}$	$1{,}13 \cdot 10^{-3}$	$1{,}4838 \cdot 10^{-3}$
a_5	$1{,}1699 \cdot 10^{-6}$	$1{,}3649 \cdot 10^{-6}$	$7{,}96 \cdot 10^{-6}$	$5{,}3066 \cdot 10^{-6}$	$7{,}9598 \cdot 10^{-6}$
a_6	$-3{,}122 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}138 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}093 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}7 \cdot 10^{-5}$	$-6{,}375 \cdot 10^{-7}$
a_7	$7{,}696 \cdot 10^{-9}$	$2{,}1548 \cdot 10^{-8}$	$1{,}005 \cdot 10^{-6}$	$6{,}702 \cdot 10^{-7}$	$6{,}702 \cdot 10^{-7}$
a_8	$8{,}947 \cdot 10^{-8}$	$2{,}505 \cdot 10^{-7}$	$1{,}1688 \cdot 10^{-5}$	$5{,}565 \cdot 10^{-6}$	$5{,}565 \cdot 10^{-6}$
a_9	$2{,}165 \cdot 10^{-10}$	$6{,}063 \cdot 10^{-10}$	$2{,}829 \cdot 10^{-8}$	$1{,}347 \cdot 10^{-8}$	$1{,}347 \cdot 10^{-8}$
a_{10}	$-1{,}306 \cdot 10^{-10}$	$-3{,}66 \cdot 10^{-10}$	$-1{,}706 \cdot 10^{-8}$	$-8{,}125 \cdot 10^{-9}$	$-3{,}25 \cdot 10^{-8}$
a_{11}	0,0166667	0,005833	0,0068125	0,0053333	−0,0065

Таблица 3

Значения коэффициентов полинома $r = f(\Delta Y, v, S)$ для исследуемых щеток

Коэффициент	BB-ZB Type C P120	BB-ZB Type C P220	BB-ZB Type C P400	BB-ZB Type A P36	BB-ZB Type A P50
a_1	$9{,}711 \cdot 10^{-3}$	0,012861	$5{,}8267 \cdot 10^{-3}$	0,388444	0,0437
a_2	$1{,}404 \cdot 10^{-7}$	$8{,}3268 \cdot 10^{-7}$	$1{,}264 \cdot 10^{-8}$	$7{,}0222 \cdot 10^{-7}$	$1{,}58 \cdot 10^{-6}$
a_3	$9{,}998 \cdot 10^{-6}$	$-1{,}304 \cdot 10^{-6}$	$9{,}998 \cdot 10^{-6}$	$-2{,}499 \cdot 10^{-7}$	$-9{,}998 \cdot 10^{-7}$
a_4	−0,0592	$5{,}791 \cdot 10^{-3}$	−0,0444	$-4{,}153 \cdot 10^{-5}$	$-4{,}933 \cdot 10^{-3}$
a_5	$-1{,}925 \cdot 10^{-4}$	$-2{,}536 \cdot 10^{-7}$	$-8{,}662 \cdot 10^{-4}$	$4{,}009 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}444 \cdot 10^{-5}$
a_6	$-5{,}756 \cdot 10^{-3}$	$-7{,}507 \cdot 10^{-5}$	$-5{,}756 \cdot 10^{-3}$	$-3{,}23 \cdot 10^{-8}$	$-3{,}837 \cdot 10^{-6}$
a_7	$4{,}822 \cdot 10^{-4}$	$2{,}0964 \cdot 10^{-4}$	$4{,}822 \cdot 10^{-4}$	$4{,}059 \cdot 10^{-7}$	4,822 · 10−5
a_8	$-6{,}222 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}025 \cdot 10^{-6}$	$-6{,}222 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}746 \cdot 10^{-7}$	−2,074 · 10−5
a_9	$2{,}889 \cdot 10^{-6}$	$3{,}8062 \cdot 10^{-9}$	$2{,}889 \cdot 10^{-6}$	$8{,}106 \cdot 10^{-10}$	$9{,}63 \cdot 10^{-8}$
a_{10}	$-1{,}044 \cdot 10^{-6}$	$-3{,}096 \cdot 10^{-10}$	$-1{,}044 \cdot 10^{-6}$	$-5{,}86 \cdot 10^{-13}$	$-6{,}961 \cdot 10^{-11}$
a_{11}	0,61	−0,095652	0,54	−0,044444	0,05

Таблица 4

Значения коэффициентов полинома $Q = f(\Delta Y, v, S)$ для исследуемых щеток

Коэффициент	BB-ZB Type C P120	BB-ZB Type C P220	BB-ZB Type C P400	BB-ZB Type A P36	BB-ZB Type A P50
a_1	$1{,}3 \cdot 10^{-3}$	$1{,}389 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$
a_2	$1{,}5658 \cdot 10^{-7}$	$4{,}389 \cdot 10^{-10}$	$4{,}389 \cdot 10^{-10}$	$-5{,}49 \cdot 10^{-9}$	$-1{,}098 \cdot 10^{-8}$
a_3	$-4{,}85 \cdot 10^{-7}$	$-7{,}406 \cdot 10^{-7}$	$-5{,}332 \cdot 10^{-6}$	$3{,}663 \cdot 10^{-7}$	$7{,}325 \cdot 10^{-7}$
a_4	0,01928	$5{,}111 \cdot 10^{-6}$	$1{,}84 \cdot 10^{-3}$	−0,01425	−0,0285
a_5	$2{,}8528 \cdot 10^{-6}$	$7{,}1 \cdot 10^{-8}$	$7{,}1 \cdot 10^{-8}$	$-4{,}464 \cdot 10^{-5}$	$-8{,}928 \cdot 10^{-5}$
a_6	$-2{,}361 \cdot 10^{-4}$	$-3{,}333 \cdot 10^{-5}$	$-2{,}4 \cdot 10^{-4}$	$-4{,}184 \cdot 10^{-4}$	$-8{,}368 \cdot 10^{-4}$
a_7	$1{,}0645 \cdot 10^{-5}$	$2{,}301 \cdot 10^{-5}$	$2{,}301 \cdot 10^{-5}$	$4{,}2563 \cdot 10^{-5}$	$8{,}513 \cdot 10^{-5}$
a_8	$3{,}3948 \cdot 10^{-7}$	$-4{,}628 \cdot 10^{-9}$	$4{,}628 \cdot 10^{-9}$	$5{,}8 \cdot 10^{-5}$	$1{,}16 \cdot 10^{-4}$
a_9	$1{,}7024 \cdot 10^{-8}$	$-1{,}023 \cdot 10^{-8}$	$-1{,}023 \cdot 10^{-8}$	$2{,}3925 \cdot 10^{-7}$	$4{,}785 \cdot 10^{-7}$
a_{10}	$-2{,}88 \cdot 10^{-7}$	$-6{,}331 \cdot 10^{-9}$	$-6{,}331 \cdot 10^{-9}$	$-1{,}295 \cdot 10^{-7}$	$-2{,}59 \cdot 10^{-7}$
a_{11}	$-2 \cdot 10^{-3}$	0,0472	0,04	0,0841	0,17875

приведены соответственно в табл. 2, 3 и 4:

$$\rho = a_1\Delta Y^2 + a_2 v^2 + a_3 S^2 + a_4\Delta Y + a_5 v + a_6 S + a_7\Delta Y v + a_8\Delta Y S + a_9 v S + a_{10}\Delta Y v S + a_{11};$$

$$r = a_1\Delta Y^2 + a_2 v^2 + a_3 S^2 + a_4\Delta Y + a_5 v + a_6 S + a_7\Delta Y v + a_8\Delta Y S + a_9 v S + a_{10}\Delta Y v S + a_{11};$$

$$Q = a_1\Delta Y^2 + a_2 v^2 + a_3 S^2 + a_4\Delta Y + a_5 v + a_6 S + a_7\Delta Y v + a_8\Delta Y S + a_9 v S + a_{10}\Delta Y v S + a_{11}.$$

Для определения влияния силы взаимодействия ворсин щетки на производительность скругления кромки выполнены эксперименты на образцах из высокопрочного алюминиевого сплава В95пчТ с острыми кромками, которые крепили в приспособлении и обрабатывали на универсально-фрезерном станке Deckel Maho DMC 635V.

Силовые параметры измеряли с помощью трехкомпонентного динамометра 9257B фирмы Kistler (Швейцария). Результаты измерений приведены в работе [5].

При исследовании определяли нормальную (p_Y) и тангенциальную (p_Z) составляющие силы резания и рассчитывали нормальную к режущей поверхности ворсины составляющую $p_н$.

Результаты экспериментов при разных значениях ΔY и u и постоянной подаче S = 82 мм/мин приведены в табл. 5.

Для установления связи между производительностью и составляющей $p_н$ силы резания был принят параметр $q = Q/(B_к S)$ — количество материала, снимаемого щеткой шириной B = 1 мм при S = 1 мм/мин.

На рис. 8, *а* и *б* показаны зависимости параметра q от составляющей $p_н$ силы резания, действующей на 1 мм ширины щетки при разных значениях ΔY и v (см. табл. 5).

Зависимость параметра q от составляющей $p_н$ силы резания имеет вид:

$$q = (ap_н + c). \qquad (2)$$

Таблица 5

Значения параметров съема материала разными щетками и показателей производительности обработки

Щетка	Зернистость	α	ΔY, мм	v, м/мин	ρ	r, мм	Q, мм	q, 10^5 мм^2	$p_{н\,э}$, Н/мм	$P_{н\,э}$, Н [5]
С BB-ZB	P120	13°18′	4	235,6	0,010	0,0312	0,071	7,215	0,581	6,97
				471,2	0,017	0,719	0,086	8,740	0,848	10,18
				706,8	0,023	1,142	0,118	11,99	1,330	15,96
				942,4	0,027	1,581	0,167	16,97	1,836	22,03
			2	706,8	0,016	0,686	0,080	8,130	0,897	10,76
			3		0,020	0,894	0,097	9,858	1,082	12,99
			4		0,024	1,142	0,118	11,99	1,330	15,96
			5		0,028	1,400	0,140	14,23	1,451	17,41
	P220	7°34′	4	235,6	0,007	0,362	0,061	6,199	0,666	8,00
				471,2	0,013	0,698	0,082	8,333	0,994	11,93
				706,8	0,018	1,127	0,103	10,47	1,640	19,68
				942,4	0,028	1,648	0,124	12,60	2,030	24,36
			2	706,8	0,016	0,667	0,071	7,215	0,955	11,46
			3		0,017	0,883	0,087	8,841	1,298	15,58
			4		0,020	1,127	0,103	10,47	1,640	19,68
			5		0,023	1,396	0,119	12,09	1,758	21,10
	P400	13°18′	4	235,6	0,008	0,073	0,029	2,947	0,614	7,37
				471,2	0,010	0,300	0,050	5,081	0,960	11,52
				706,8	0,015	0,529	0,071	7,215	1,407	16,88
				942,4	0,019	0,760	0,092	9,349	2,659	31,91
			2	706,8	0,008	0,090	0,024	2,439	0,942	11,31
			3		0,010	0,304	0,046	4,675	1,087	13,04
			4		0,011	0,529	0,071	7,215	1,407	16,88
			5		0,011	0,767	0,098	9,959	1,616	19,39
A BB-ZB	P360	0	4	235,6	0,014	0,624	0,135	13,72	2,462	29,55
				471,2	0,033	0,751	0,157	15,95	4,040	48,48
				706,8	0,040	0,955	0,180	18,29	7,390	88,68
				942,4	0,041	1,238	0,202	20,53	9,375	112,5
			2	706,8	0,029	0,489	0,082	8,333	3,124	37,49
			3		0,030	0,683	0,155	15,75	5,060	60,72
			4		0,038	0,955	0,180	18,29	7,390	88,68
			5		0,038	1,305	0,247	25,10	8,291	99,49
	P50	0	4	235,6	0,010	0,847	0,135	13,72	1,622	19,46
				471,2	0,024	1,154	0,181	18,39	2,535	30,42
				706,8	0,040	1,637	0,227	23,07	4,142	49,70
				942,4	0,050	2,294	0,271	27,54	5,112	61,35
			2	706,8	0,021	1,057	0,138	14,02	2,757	33,08
			3		0,029	1,303	0,180	18,29	3,277	39,33
			4		0,035	1,637	0,227	23,07	4,142	49,70
			5		0,043	2,057	0,280	28,45	5,892	70,71

Таблица 6

Коэффициенты уравнения (2) для исследуемых щеток разной зернистости

Щетка	Зернистость	α	a	c
С BB-ZB	P120	13°18′	7,8884	1,5184
	P220	7°34′	4,6945	3,0702
	P400	13°18′	3,8632	−0,3728
A BB-ZB	P36	0	1,66366	6,90325
	P50	0	3,6059	7,1523

Коэффициенты и свободные члены уравнения (2) для исследованных щеток приведены в табл. 6. Таким образом, определив теоретически или экспериментально силу воздействия щетки на обрабатываемую кромку, можно оценить производительность обработки.

Скругление кромки эластичными полимерно-абразивными щетками можно осуществлять на универсальном станке или многоинструментальном фрезерном станке с программным управлением. Установка для данной обработки может быть оснащена несколькими эластичными инструментами разного типа.

Контрольный параметр производительности скругления кромок выбирается в зависимости от имеющихся технических средств на предприятии. Так, при наличии радиусомера определяющим параметром является радиус скругления кромки, который можно измерять и с помощью микроскопа по слепку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** Скругление острых кромок деталей машин полимерно-абразивными щетками // Вестник ИрГТУ. 2012. № 11. С. 48—52.
2. **Чапышев А. П., Иванова А. В.** Технологические возможности процессов механизированной финишной обработки деталей с применением автоматических стационарных установок // Изв. Самарского научного центра РАН. Т. 16. 2014. № 1 (5). С. 1627—1634.
3. **Чапышев А. П., Иванова А. В., Крючкин А. В.** Технологические возможности процессов механизированной финишной обработки деталей // Изв. Самарского научного центра РАН. Т. 15. 2013. № 6 (2). С. 533—537.
4. **Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** Исследование характеристик полимерно-абразивных щеток // Вестник ИрГТУ. 2016. № 4. С. 19—24.
5. **Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** Расчет силы, действующей на кромку детали при обработке абразивными щетками // Вестник ИрГТУ. 2016. №11.

УДК 621.9.048

А. П. СЕРГИЕВ, д-р техн. наук, А. А. ВЛАДИМИРОВ, Е. Г. ШВАЧКИН, канд. техн. наук (Старооскольский технологический институт им. А. А. Угарова — филиал "НИТУ "МИСиС"), e-mail: aleksandrvodila@yandex.ru

Оптимизация технологических параметров при вибрационном резании

Установлено, что на стойкость инструмента при точении наибольшее влияние оказывают скорость резания и вибрационное ускорение. На основании анализа математической модели определены направления дальнейших исследований повышения стойкости инструмента.

Ключевые слова: твердосплавный инструмент, вибрационное резание, регрессионная модель, период стойкости, скорость резания, вибрационное ускорение.

It is determined, that cutting speed and vibrational acceleration have the most influence on tool resistance at turning. On the base of mathematical model analysis, the directions for further research of tool resistance improvement are defined.

Keywords: carbide-tipped tool, vibrational cutting, regression model, resistance period, cutting speed, vibrational acceleration.

Для оптимизации технологических параметров при вибрационном резании труднообрабатываемых материалов необходимо определить факторы, оказывающие наибольшее влияние на процесс. Для этого рассмотрим работы [1, 2], в которых основное внимание уделяется повышению периода стойкости инструмента при вибрационном резании труднообрабатываемых материалов. По результатам экспериментов авторы установили зависимости периода стойкости T от амплитуды A колебаний при резании разных твердых сплавов с разными скоростями и на их основании по точкам экстремумов построили обобщенные графики для чернового и чистового точения (рис. 1, *а*, *б*).

Анализ полученных зависимостей показал, что при увеличении частоты f и одновременном уменьшении амплитуды A колебаний наблюдается повышение стойкости T инструмента. Но данное замечание справедливо только для чернового точения по чистому металлу при скоростях v = 50 и 70 м/мин и наиболее оптимально при резании инструментом из твердого сплава ВК8 (см. рис. 1, *а*). При черновом точении по литейной корке со скоростью v = 25 м/мин наблюдается некоторое снижение стойкости T при увеличении частоты f и уменьшении амплитуды A колебаний. Причем сплав ВК8 имеет больший период стойкости по сравнению со сплавом Т5К10. Однако при чистовом точении (см. рис. 1, *б*) со скоростями резания 80 и 100 м/мин период стойкости сплава Т5К10 значительно повышается в отличие от чернового точения по чистому металлу.

Сравнивая зависимости для чернового точения по чистому металлу и чистового точения, можно сделать вывод, что полученные максимальные результаты не являются предельными для выбранных сплавов.

Для дальнейшего исследования вибрационного резания по результатам экспериментов авторы [1, 2] построили зависимости периода стойкости T твердосплавного инструмента от вибрационного ускорения $A\omega^2$ для скоростей резания 80 и 100 м/мин (рис. 2). Видно, что с ростом вибрационного ускорения период стойкости инструмента заметно повышается. Причем при v = 100 м/мин период стойкости инструмента как минимум в 1,5 раза меньше, чем при v = 80 м/мин. Такая разница периода стойкости инструмента также справедлива и для традиционного резания.

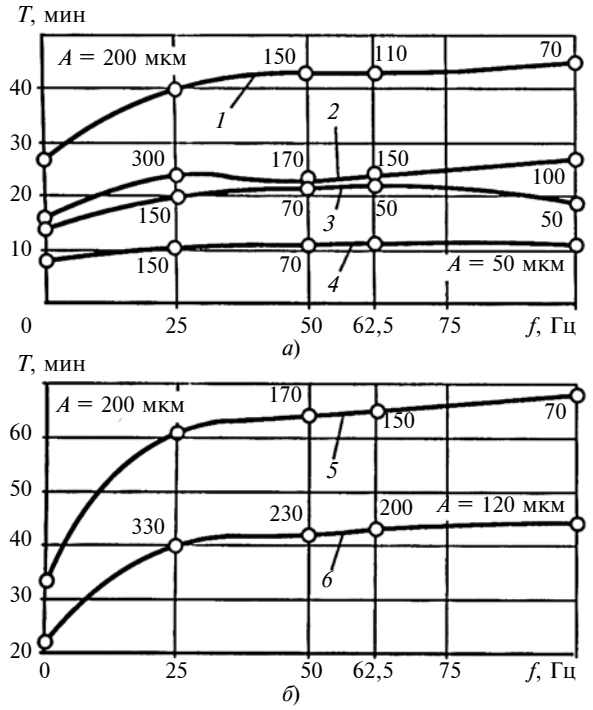


Рис. 1. Зависимости периода стойкости T инструмента от частоты f и амплитуды A колебаний при черновом (*а*) и чистовом (*б*) вибрационном точении сплава ВК8 с v = 50 (*1*), 70 (*2*) и 25 м/мин (*3*), сплава Т5К10 с v = 25 (*4*), 80 (*5*) и 100 м/мин (*6*)

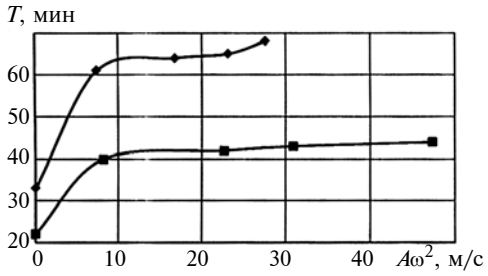


Рис. 2. Зависимости периода стойкости *T* твердосплавного инструмента Т5К10 от вибрационного ускорения $A\omega^2$ при v = 80 (♦) и 100 м/мин (■)

На основании изученных данных и полученных зависимостей при вибрационном резании были установлены факторы, оказывающие наибольшее влияние на функцию отклика (табл. 1). В качестве функции Y отклика приняли стойкость T инструмента. По матрице полного факторного эксперимента (табл. 2) составили уравнение регрессии:

$$Y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_{1,2}X_1X_2. \qquad (1)$$

Коэффициенты уравнения (1) регрессии определяли по формулам:

$$b_0 = \frac{61 + 40 + 68 + 43}{4} = \frac{212}{4} = 53;$$

$$b_1 = \frac{-61 - 40 + 68 + 43}{4} = \frac{10}{4} = 2{,}5;$$

$$b_2 = \frac{-61 + 40 - 68 + 43}{4} = -\frac{46}{4} = -11{,}5;$$

$$b_{1,2} = \frac{61 - 40 - 68 + 43}{4} = -\frac{4}{4} = -1.$$

Окончательный вид математической модели:

$$Y = 53 + 2{,}5X_1 - 11{,}5X_2 - 1X_1X_2. \qquad (2)$$

По уравнению (2) модели рассчитали функции $Y_{\text{рас}}$ отклика (см. табл. 2):

$$Y_{\text{рас}1} = 53 - 2{,}5 + 11{,}5 - 1 = 61;$$
$$Y_{\text{рас}2} = 53 - 2{,}5 - 11{,}5 + 1 = 40;$$
$$Y_{\text{рас}3} = 53 + 2{,}5 + 11{,}5 + 1 = 68;$$
$$Y_{\text{рас}4} = 53 + 2{,}5 - 11{,}5 - 1 = 43.$$

Для проверки адекватности модели полученные данные занесли в табл. 3. Проверка показала ее адекватность.

Для оптимизации модели целесообразно рассчитать "мысленные" опыты, в которых ограничимся линейной частью уравнения (1) регрессии, поскольку коэффициент, характеризующий взаимодействие факторов, небольшой и мало влияет на функцию отклика. Его значение целесообразно учесть в коэффициенте b_0. Тогда уравнение модели примет вид:

$$Y = 54 + 2{,}5X_1 - 11{,}5X_2.$$

Оптимизация модели движением по градиенту с использованием метода Бокса — Уилсона позволяет установить величины шагов изменения факторов, которые зависят от величины коэффициента и интервала варьирования каждого фактора.

На первом этапе пошаговое изменение кодированного фактора X_{ij} проводили экстраполяцией за область адекватности уравнения и для вибрационного ускорения (X_1) рассчитывали по формуле

$$X_{1i} = \frac{\tilde{X}_{1\max} - \tilde{X}_{1\text{ср}}}{\tilde{J}}.$$

Исследовали изменение вибрационного ускорения $\tilde{X}_{1\max}$ с 28 до 38 м/с^2 с исходным интервалом $\tilde{J}$ = 2,5 м/с^2 при изменении кодированного фактора X_{1i} от 1 до 2:

шаг 1: $\tilde{X}_{1\max} = 30{,}5$ м/с^2, $X_{1,1} = \frac{30{,}5 - 18}{10} = +1{,}25$, X_2 = const;

шаг 2: $\tilde{X}_{1\max} = 33$ м/с^2, $X_{1,2} = \frac{33 - 18}{10} = +1{,}5$, X_2 = const;

шаг 3: $\tilde{X}_{1\max} = 35{,}5$ м/с^2, $X_{1,3} = \frac{35{,}5 - 18}{10} = +1{,}75$, X_2 = const;

шаг 4: $\tilde{X}_{1\max} = 38$ м/с^2, $X_{1,4} = \frac{38 - 18}{10} = +2{,}0$, X_2 = const.

Движение по градиенту начинали с режима 3, соответствующего точке плана, в которой стойкость инструмента была самой большой. Тогда с учетом знаков исходному значению Y_0 стойкости инструмента будут соответствовать уравнения:

исходное $X_1 = 1$,

$$Y_0 = 53 - (-1X_1X_2) + 2{,}5(X_1 = 1) - 11{,}5(X_2 = -1) = 68,$$

$$Y_0 = 54 + 2{,}5X_1 + 11{,}5 = 68;$$

Таблица 1

Факторы и интервалы варьирования

Номер п/п	Фактор	Уровень			Интервал $\tilde{J}$
		−1	0	+1	
1	$\tilde{X}_1$ — амплитуда вибрационного ускорения $A\omega^2$, м/с^2	8	18	28	10
2	$\tilde{X}_2$ — скорость резания v, м/мин	80	90	100	10

Таблица 2

Матрица полного факторного эксперимента

Номер п/п	X_0	X_1	X_2	X_1X_2	$Y_{\text{эксп}}$
1	+	—	—	+	61
2	+	—	+	—	40
3	+	+	—	—	68
4	+	+	+	+	43

Таблица 3

Проверка адекватности модели

Номер п/п	$Y_{\text{эксп}}$	$Y_{\text{рас}}$	ΔY	$S^2_{\text{ад}}$
1	61	61	0	0
2	40	40	0	0
3	68	68	0	0
4	43	43	0	0

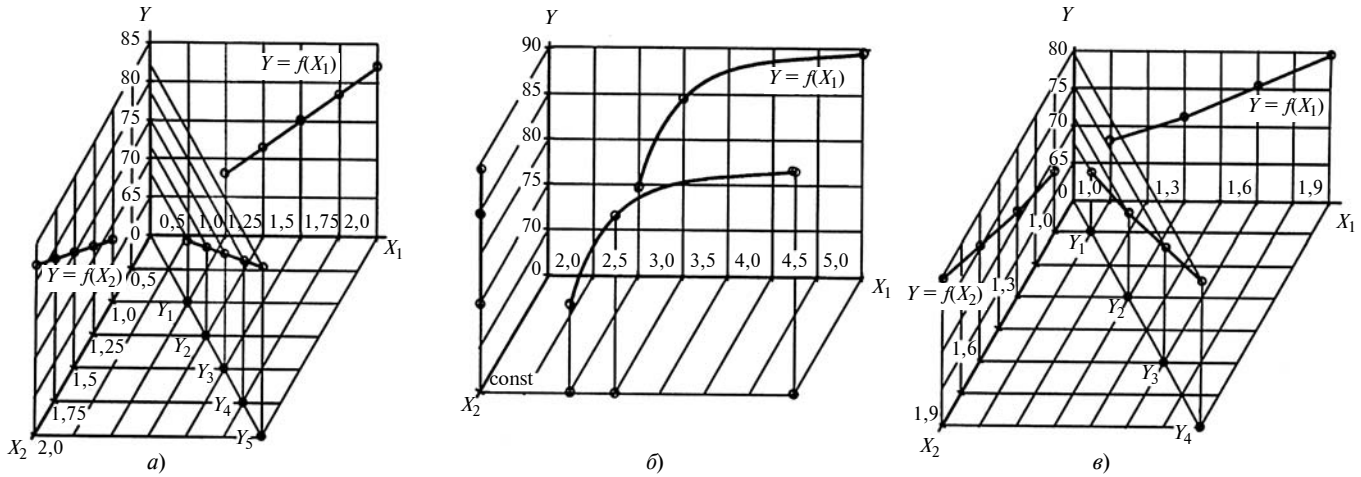


Рис. 3. Повышение периода стойкости *T* инструмента при движении по градиенту изменением факторов X_1 и X_2 (*а*), X_1 и X_2 = const (*б*), изменением факторов X_1 и X_2 (*в*)

шаг 1: $X_1 = 1{,}25$, $Y_{1,1} = 54 + 2{,}5(1{,}25) + 11{,}5 = 68{,}625$;

шаг 2: $X_1 = 1{,}5$, $Y_{1,2} = 54 + 2{,}5(1{,}5) + 11{,}5 = 69{,}25$;

шаг 3: $X_1 = 1{,}75$, $Y_{1,3} = 54 + 2{,}5(1{,}75) + 11{,}5 = 69{,}875$;

шаг 4: $X_1 = 2{,}0$, $Y_{1,4} = 54 + 2{,}5(2{,}0) + 11{,}5 = 70{,}5$.

На втором этапе движение по градиенту осуществляли уменьшением скорости резания (фактор X_2). Исследовали изменение скорости резания $\tilde{X}_{2\max}$ с 80 до 70 м/мин при исходном интервале $\tilde{J} = -2{,}5$ м/мин и изменении кодированного фактора X_{2i} от 1 до 2:

шаг 1: $\tilde{X}_{2\max} = 77{,}5$ м/мин, $X_{2,1} = \dfrac{77{,}5 - 90}{10} = -1{,}25$, $X_1 = \text{const}$;

шаг 2: $\tilde{X}_{2\max} = 75$ м/мин, $X_{2,2} = \dfrac{75 - 90}{10} = -1{,}5$, $X_1 = \text{const}$;

шаг 3: $\tilde{X}_{2\max} = 72{,}5$ м/мин, $X_{2,3} = \dfrac{72{,}5 - 90}{10} = -1{,}75$, $X_1 = \text{const}$;

шаг 4: $\tilde{X}_{2\max} = 70$ м/мин, $X_{2,4} = \dfrac{70 - 90}{10} = -2{,}0$, $X_1 = \text{const}$.

Движение по градиенту начинали также с режима в точке 3 плана, в которой стойкость инструмента была наилучшей:

исходное $X_2 = 1$,

$$Y_0 = 53 - (-1X_1X_2) + 2{,}5(X_1 = 1) - 11{,}5(X_2 = -1) = 68,$$

$$Y_0 = 54 + 2{,}5 + 11{,}5X_2 = 68;$$

шаг 1: $X_2 = 1{,}25$, $Y_{2,1} = 56{,}5 + 11{,}5(1{,}25) = 70{,}875$;

шаг 2: $X_2 = 1{,}5$, $Y_{2,2} = 56{,}5 + 11{,}5(1{,}5) = 73{,}75$;

шаг 3: $X_2 = 1{,}75$, $Y_{2,3} = 56{,}5 + 11{,}5(1{,}75) = 76{,}625$;

шаг 4: $X_2 = 2{,}0$, $Y_{2,4} = 56{,}5 + 11{,}5(2{,}0) = 79{,}5$.

Суммарное воздействие пошагового изменения факторов X_1 и X_2 на период стойкости *T* инструмента при проведении "мысленных" опытов представлено в табл. 4 и на рис. 3, *а*.

Так как при чистовом резании снижение скорости менее 70 м/мин нецелесообразно, то оптимизацию провели при большей скорости резания за счет изменения фактора X_1 (вибрационного ускорения):

шаг 5: $\tilde{X}_{1\max} = 43$ м/с^2, $X_{1,5} = \dfrac{43 - 18}{10} = +2{,}5$, $X_2 = \text{const}$; $Y_{1,5} = 54 + 2{,}5(2{,}5) + 14{,}375 = 74{,}625$;

шаг 6: $\tilde{X}_{1\max} = 48$ м/с^2, $X_{1,6} = \dfrac{48 - 18}{10} = +3{,}0$, $X_2 = \text{const}$; $Y_{1,6} = 54 + 2{,}5(3{,}0) + 23 = 84{,}5$;

шаг 7: $\tilde{X}_{1\max} = 68$ м/с^2, $X_{1,7} = \dfrac{68 - 18}{10} = +5{,}0$, $X_2 = \text{const}$; $Y_{1,7} = 54 + 2{,}5(5{,}0) + 23 = 89{,}5$.

Результаты оптимизации приведены на рис. 3, *б*.

Для проведения дополнительных "мысленных" опытов приняли линейную модель без $X_1X_2 = \text{const}$ при режиме 3. Движение по градиенту осуществляли увеличением вибрационного ускорения (фактор X_1) и скорости резания (фактор X_2):

шаг 1: $X_1 = 1$, $Y_{3,0} = 53 + 2{,}5(1) + 11{,}5(1) = 68$;

шаг 2: $X_1 = 1{,}3$, $Y_{3,1} = 53 + 2{,}5(1{,}3) + 11{,}5(1{,}3) = 71{,}20$;

шаг 3: $X_1 = 1{,}6$, $Y_{3,2} = 53 + 2{,}5(1{,}6) + 11{,}5(1{,}6) = 75{,}40$;

шаг 4: $X_1 = 1{,}9$, $Y_{3,3} = 53 + 2{,}5(2{,}0) + 11{,}5(2{,}0) = 79{,}60$.

Результаты оптимизации приведены на рис. 3, *в*.

Таблица 4

Значения функции отклика при движении по градиенту изменением факторов X_1 и X_2

Шаг	Фактор				Параметр оптимизации $\tilde{Y}$, мин
	X_1	$\tilde{X}_1$, м/с^2	X_2	$\tilde{X}_2$, м/мин	
Исходный	1,00	28,0	1,00	80,0	68,0
1	1,25	30,5	1,25	77,5	71,5
2	1,50	33,0	1,50	75,0	75,0
3	1,75	35,5	1,75	72,5	78,5
4	2,00	38,0	2,00	70,0	82,0

УДК 621.91:621.9.011

Г. С. ЖЕЛЕЗНОВ, канд. техн. наук, С. Г. АНДРЕЕВА (Филиал Самарского ГТУ, г. Сызрань), e-mail: zgs1931@mail.ru

Определение силы резания, действующей на лезвие инструмента

На основании разделения силы резания, действующей на лезвие инструмента по задней поверхности, на силу стружкообразования и силу упругой отдачи обрабатываемого материала получены теоретические зависимости для расчета ее составляющих, позволяющие учесть все факторы и определить нагрузки на элементы технологической системы при обработке заготовок на металлорежущем станке.

Ключевые слова: режущий инструмент, сила резания, составляющие силы, технологическая система, сила стружкообразования, задняя поверхность, упругая отдача.

On the base of cutting force splitting, acting on a tool blade at clearance surface, on chip formation force and elastic come-back force of a processed material, the theoretical dependencies for calculation of its components, allowing to account for all factors and determine loads on technological system elements at billets processing on a metal-cutting machine, are obtained.

Keywords: cutting tool, cutting force, force components, technological system, chip formation force, clearance surface, elastic come-back.

Силы, действующие на лезвия режущего инструмента, являются исходными для определения оптимальных параметров процесса резания и нагрузок, необходимых для расчетов на прочность и жесткость при проектировании режущих инструментов, крепежных приспособлений, станков и технологических систем (ТС). Расчетные нагрузки представляются проекциями на оси прямоугольной пространственной системы координат равнодействующей сил резания, действующих на одновременно работающие лезвия инструмента в расчетный момент обработки, характеризующийся наибольшим значением равнодействующей силы резания.

В связи с многообразием условий обработки и созданием новых обрабатываемых материалов информация, имеющаяся в справочной и технической литературе, часто оказывается недостаточной для определения сил резания, действующих на лезвие инструмента. Это обусловлено тем, что информация представлена эмпирическими зависимостями или табличными данными, основанными на экспериментальных данных. Область их применения ограничена числом и диапазоном значений факторов, исследованных в ходе проведенных экспериментов. Эмпирические зависимости не отражают физическую природу силы резания, что затрудняет их применение и снижает достоверность результатов расчета. Поэтому необходимы теоретические зависимости, учитывающие физическую природу и закономерные количественные связи силы резания со всеми влияющими факторами без ограничения их допустимых значений.

Расчетные нагрузки на элементы ТС определяются в следующем порядке. В начале расчета для каждого лезвия режущего инструмента с текущим номером i, участвующего в обработке в расчетный момент, определяют проекции действующей на него силы резания на направление вектора скорости резания — главную составляющую P_{zi} силы резания, и на направление нормали к поверхности резания — нормальную составляющую P_{Ni} силы резания. Затем для каждого лезвия инструмента определяют проекции этих сил на направление нормали к обработанной поверхности (P_{yi}), на направле-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

Проведение "мысленных" опытов подтвердило необходимость дальнейшей оптимизации технологических параметров установки для вибрационного резания, что позволит повысить стойкость инструмента.

Таким образом, комплексные исследования влияния частоты и амплитуды колебаний при черновой и чистовой обработке стали 110Г13Л позволили разработать математическую модель, устанавливающую зависимость стойкости инструмента от технологических параметров процесса. Было установлено, что на стойкость инструмента влияют в основном скорость резания и величина вибрационного ускорения.

Анализ математической модели и проведение "мысленных" опытов позволили определить дальнейшие направления исследований и конструктивные изменения вибрационной головки резцедержателя для повышения виброускорения увеличением частоты колебаний при соответствующем снижении амплитуды, что, предположительно, позволит уменьшить параметры шероховатости обрабатываемых изделий при увеличении стойкости инструмента на чистовых режимах резания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Швачкин Е. Г.** Повышение периода стойкости инструмента при вибрационном точении высокомарганцовистых сталей: Дис. канд. техн. наук. Старый Оскол, 2003. 192 с.

2. **Сергиев А. П., Швачкин Е. Г.** Исследование оптимального соотношения параметров колебаний при вибрационном резании // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 49—53.

ние подачи (P_{xi}) и направление, перпендикулярное плоскости, образованной этими проекциями (P_{zi}). Алгебраические суммы вышеуказанных одноименных проекций по всем лезвиям, участвующим в обработке, составляют три взаимно перпендикулярные расчетные нагрузки — проекции равнодействующей силы резания, действующей на режущий инструмент в направлениях расчетных осей системы координат:

$$p_y = \sum_{i=1}^{z} p_{yi}; \quad P_x = \sum_{i=1}^{z} p_{xi}; \quad P_z = \sum_{i=1}^{z} P_{zi},$$

где z — число одновременно работающих лезвий инструмента в расчетный момент обработки; $i = 1, 2, ..., z$.

Общепринято, что силы, действующие на лезвие инструмента, по физической природе делятся на две группы контактных распределенных сил (рис. 1). Первая группа — силы действия стружки на лезвие режущего инструмента по его передней поверхности (силы стружкообразования) — нормальная сила N и сила трения F. Вторая группа — силы действия обрабатываемой заготовки на лезвие по его задней поверхности — нормальная сила Q и сила трения F_1. Эти группы сил существенно различаются по их физической природе.

Силы N и F стружкообразования уравновешены действующей на плоскость AO силой T сдвига (см. рис. 1), что выражается уравнением

$$N\cos(\beta_1 - \gamma) - F\sin(\beta_1 - \gamma) = T. \quad (1)$$

Здесь β_1 — угол сдвига, определяемый по формуле К. А. Зворыкина

$$\beta_1 = \pi/4 + \gamma/2 - \rho/2, \quad (2)$$

где γ — передний угол; ρ — угол трения межу лезвием и стружкой.

Подставив в уравнение (1) для лезвия с номером i выражения $F_i = N_i \mathrm{tg}\rho$ и $T_i = \tau a_i b_i/\sin\beta_1$, получим

$$N_i = \tau a_i b_i \cos(\beta_1 - \gamma + \rho)/\cos\rho,$$

где τ — касательное напряжение, действующее на условной плоскости сдвига; a_i и b_i — соответственно толщина и ширина слоя, срезаемого лезвием с номером i.

Главную составляющую силы стружкообразования, действующую на лезвие инструмента с текущим номером i в направлении вектора скорости резания (см. рис. 1), определим по формуле

$$P_{ci} = N_i\cos\gamma + F_i\sin\gamma. \quad (3)$$

Составляющую силы резания, действующую на лезвие с текущим номером i по нормали к поверхности резания, определим по формуле

$$P_{Nci} = F_i\cos\gamma - N_i\sin\gamma. \quad (4)$$

Подставив в равенства (3) и (4) приведенные выше выражения для N_i, F_i и β_1, получим:

$$P_{ci} = 2\tau a_i b_i \cos(\rho - \gamma)/[1 - \sin(\rho - \gamma)];$$
$$P_{Nci} = 2\tau a_i b_i \sin(\rho - \gamma)/[1 - \sin(\rho - \gamma)].$$

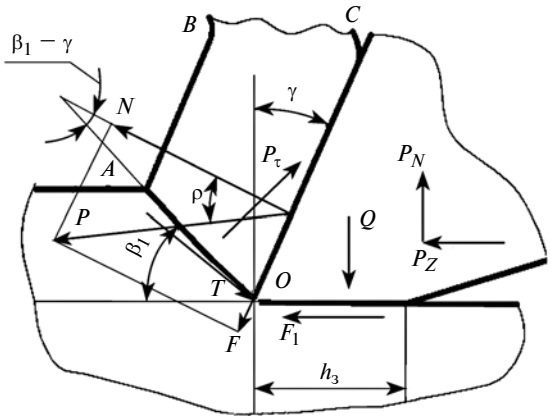


Рис. 1. Схема сил, действующих на обрабатываемую заготовку со стороны лезвия

Обозначив

$$K = 2\cos(\rho - \gamma)/[1 - \sin(\rho - \gamma)];$$
$$K_1 = 2\sin(\rho - \gamma)/[1 - \sin(\rho - \gamma)],$$

определим составляющие силы стружкообразования для лезвия с номером i:

$$P_{ci} = K\tau a_i b_i; \quad P_{Nci} = K_1\tau a_i b_i. \quad (5)$$

Аналогично для косоугольного резания, являющегося общим случаем обработки резанием, составляющие силы стружкообразования определим по формулам:

$$P_{ci} = n\tau F_{ci}; \quad P_{Nci} = n_1\tau F_{ci}, \quad (6)$$

где F_{ci} — номинальная площадь сечения слоя, срезаемого лезвием с текущим номером i; n и n_1 — безразмерные характеристики процесса резания, определяемые зависимостями:

$$n = \frac{\cos\gamma\cos\lambda + \mathrm{tg}\rho\cos^2\lambda\sin\gamma + \mathrm{tg}\rho\sin^2\lambda}{\sin\beta_1\cos\lambda[\cos(\beta_1 - \gamma) - \mathrm{tg}\rho\cos\lambda\sin(\beta_1 - \gamma)]}; \quad (7)$$

$$n_1 = \frac{\cos\lambda\,\mathrm{tg}\rho\cos\gamma - \sin\gamma}{\sin\beta_1\cos\lambda[\cos(\beta_1 - \gamma) - \mathrm{tg}\rho\cos\lambda\sin(\beta_1 - \gamma)]}, \quad (8)$$

где λ — угол наклона режущей кромки.

Определение сил по зависимостям (3)—(8) на данном этапе расчета сводится к определению значений двух неизвестных — τ и ρ, так как значения a_i, b_i, λ, F_{ci} и γ известны.

На основании зависимостей (1) и (2) в работе [1] получено выражение для определения угла ρ трения между лезвием инструмента и стружкой:

$$\sin\rho = \frac{B(\cos\gamma + \sin\gamma) + \sqrt{B^2 - \sin 2\gamma}}{B^2 + 1}, \quad (9)$$

где $B = 1 + 2\tau/(mq)$; $m = L/L_1$; q — средняя удельная сила трения между стружкой и лезвием; L и L_1 — соответственно длины полного и пластического контактов стружки с лезвием.

Для применяемых на практике режимов резания экспериментально установлены следующие изменяющиеся в узких интервалах усредненные

значения q и m, которые в расчетах можно принять постоянными и равными $q = 0{,}28S_k$ и $m = 2$. Истинный предел прочности S_k обрабатываемого материала определяется по приближенной зависимости $S_k = \sigma_в(1 + \delta + \psi)$, установленной в работе [1] на основании данных технической литературы, исходя из его предела прочности $\sigma_в$, относительного удлинения δ и относительного сужения ψ.

Касательное напряжение τ на плоскости сдвига определяется зависимостью $\tau = S_k/\sqrt{3}$, выражающей его связь с нормальным напряжением при пластической деформации согласно энергетическому условию пластичности Губера — Мизеса. Правомерность использования вышеприведенного выражения для S_k основана на том, что напряженное состояние в окрестности плоскости сдвига при резании близко к предельному пластическому состоянию в шейке образца в момент его разрыва при испытании на растяжение. При обработке хрупких материалов с образованием элементных стружек касательное напряжение сдвига определяется по приведенной в работе [2] зависимости $\tau = 0{,}187HB$ (HB — твердость обрабатываемого материала по Бринеллю).

Касательное напряжение при стружкообразовании, действующее на плоскости сдвига, следует определять с учетом температуры и скорости деформации. Однако при температуре резания, не превышающей, как правило, половины температуры плавления обрабатываемого материала, скорость деформации можно не учитывать. В этом случае при определении касательного напряжения на плоскости сдвига допустимо учитывать только температуру резания по приближенной зависимости

$$\tau = 0{,}577S_k(1 - T^2/T_{пл}^2),$$

где $T_{пл}$ и T — соответственно термодинамические температуры плавления обрабатываемого материала и резания, К.

Температура резания определяется по формуле с усредненными показателями степеней при скорости v резания, подаче s на зуб и глубине t резания:

$$T = 273 + C_т v^{0,5} a_i^{0,25} b^{0,12},$$

где $C_т$ — коэффициент, зависящий от факторов процесса резания, кроме v, a_i и b_i.

Имеющиеся в технической литературе зависимости для расчета сил, действующих на лезвие инструмента по задней поверхности со стороны обрабатываемой заготовки, основаны на эмпирических данных и не имеют достаточного теоретического обоснования. Эти силы образуются в результате упругой отдачи обрабатываемого материала, складывающейся из упругой деформации несрезанной части номинального срезаемого слоя, возникающей из-за скругления лезвия и упругой деформации обрабатываемого материала, расположенного со стороны передней поверхности, под действием проекции силы стружкообразования на направление нормали к поверхности резания.

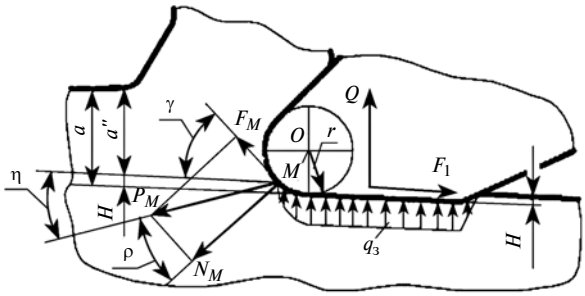


Рис. 2. Схема сил, действующих на фаску износа задней поверхности лезвия

Доля результирующей упругой отдачи в общем балансе сил, действующих на лезвие инструмента, определяется отношениями толщины a срезаемого слоя к ширине $h_з$ фаски износа лезвия по задней поверхности и к радиусу r скругления лезвия, т. е. $a_i/h_з$ и a_i/r. Радиус скругления лезвия при качественной заточке инструмента не превышает 0,02 мм и непрерывно увеличивается в процессе резания вследствие его изнашивания. При этом отношения $a_i/h_з$ и a_i/r непрерывно уменьшаются, и силы, действующие на фаске износа, увеличиваются. При $a_i/h_з > 5$ силы на задней поверхности малы по сравнению с силами стружкообразования и их можно не учитывать. При $a_i/h_з < 5$ главной причиной возникновения сил на задней поверхности лезвия являются увеличивающиеся в ходе обработки радиус скругления лезвия и размер фаски износа.

Механизм образования упругой отдачи на фаску износа лезвия по задней поверхности заключается в следующем. При обработке скругленное лезвие удаляет лишь часть a' номинальной толщины a срезаемого слоя (рис. 2). Слой толщиной a' переходит в стружку, а слой толщиной H не срезается и в результате деформации обрабатываемого материала под действием скругленной части лезвия смещается вниз и воздействует на поверхность фаски износа с нормальной силой Q и силой трения F_1. Таким образом, в любой момент обработки лезвие инструмента вдавливается в заготовку по поверхности резания на величину H упругой отдачи. При этом нормальную силу Q на фаске износа лезвия можно определить по следующей зависимости, приведенной в работе [3], определяющей предельные значения силы вдавливания абсолютно жесткого штампа с основанием эллиптической формы в плане в упругое полупространство:

$$\frac{2HE}{1-\nu^2}\sqrt{\frac{F_{шi}}{\pi}} < Q < \frac{\pi cHE}{(1-\nu^2)f(\pi/2, e)}, \qquad (10)$$

где E — модуль упругости первого рода обрабатываемого материала; ν — коэффициент Пуассона; $F_{шi}$ — площадь основания штампа; c — большая

полуось эллипса (основания штампа); $f(\pi/2e)$ — эллиптический интеграл первого рода; e — эксцентриситет эллипса.

Применительно к лезвию инструмента $F_{шi} = b_i h_з$.

Величина H вдавливания (см. рис. 2) лезвия инструмента в обрабатываемую заготовку со стороны поверхности резания, равная упругой отдаче, определяется из предположения, что в точке M линия действия наибольшего касательного напряжения в срезаемом слое наклонена к результирующему напряжению P_M под углом $\eta = 45°$ и расположена горизонтально. В работе [4] величина вдавливания (упругой отдачи) определяется по формуле

$$H = r\left[1 - \frac{1+\mu}{\sqrt{2(1+\mu^2)}}\right],$$

где μ — коэффициент трения на поверхности скругления лезвия в окрестности точки M, который можно принять равным коэффициенту трения $\mu = \mathrm{tg}\rho$ между стружкой и лезвием, определяемому углом ρ трения [см. формулу (9)].

Радиус скругления лезвия зависит от размера зерна абразивного инструмента, применяемого для заточки, режимов заточки, механических свойств материала лезвия, износа инструмента и др. С увеличением ширины $h_з$ фаски износа радиус скругления лезвия увеличивается, что отражает эмпирическая зависимость

$$R = r_0 + K_2 h_з^u, \qquad (11)$$

где r_0 — радиус скругления лезвия при заточке, который определяется по зависимостям работы [5].

Величины, входящие в зависимость (11), изменяются в пределах: $r_0 = 0{,}01 \div 0{,}04$ мм; $K_2 = 0{,}15 \div 0{,}3$; $u = 0{,}8 \div 1{,}1$. Например, для лезвия из быстрорежущей стали Р6М5 при заточке абразивным кругом из электрокорунда зернистостью 40, авторами получена зависимость $r = 0{,}015 + 0{,}17h_з$.

С учетом установленных в работе [4] зависимостей $F_{шi} = b_i h_з$ и $f(\pi/2e) = 0{,}5\pi b_i^{0,36}/h_з^{0,36}$ из выражения (10) получим зависимость для определения средней нормальной силы на фаске износа по задней поверхности лезвия с номером i:

$$Q_i = \frac{0{,}5HE}{(1-\nu^2)}(1{,}13 b_i^{0,5} h_з^{0,5} + b_i^{0,64} h_з^{0,36}). \qquad (12)$$

Сила трения на фаске износа определяется по формуле $F_{1i} = \mu_з Q_з$.

Средние контактные напряжения на фаске износа определим: нормальное $q_{зi} = Q_i/(b_i h_з)$, касательное $q_{Fi} = \mu_з q_з$, где $\mu_з$ — средний коэффициент трения на фаске износа, который можно принять равным μ.

В связи с тем, что интенсивность изнашивания инструмента по задней поверхности тем выше, чем больше контактные напряжения $q_{зi}$ и q_{Fi}, то вероятно их равномерное распределение по ширине фаски износа (см. рис. 2). Контактные напряжения на фаске износа не могут превышать напряжения, вызывающие пластическую деформацию упрочненного обрабатываемого материала. Нормальное контактное напряжение, вызывающее пластическую деформацию обрабатываемого материала со стороны фаски износа, с учетом касательного напряжения можно определить по зависимости [6]

$$q_п = 0{,}87q_F/(0{,}25 + \mu_з^2 \mu_з).$$

При $q_{зi} < q_п$ силы по задней поверхности и напряжения определяются по зависимости (12), при $q_{зi} > q_п$ — по формуле $Q_i = q_п b h_з$.

Таким образом, сила резания, действующая на лезвие, определяется в общем случае главной составляющей $P_i = n\tau F_{ci} + \mu_з Q_i$ и составляющей, направленной по нормали к поверхности резания, $P_{Ni} = (n_1 \tau F_{ci} + Q_i)$.

Для частного случая определения сил, действующих на лезвие при прямоугольном резании, следует использовать зависимости:

$$P_i = K\tau a_i b_i + \mu_3 Q_i; \qquad (13)$$

$$P_{Ni} = K_1 \tau a_i b_i + Q_i. \qquad (14)$$

Зависимости (13) и (14) с дополнительной погрешностью, не превышающей ±5 %, допустимо применять для косоугольного резания с углом наклона режущей кромки, не превышающим 20°.

Суммы проекций этих составляющих по всем работающим в расчетном случае лезвиям инструмента на направления осей системы координат, выбранной для определения расчетных нагрузок конкретной ТС, определяют расчетные нагрузки.

Полученные зависимости проверены данными, приведенными в разных справочниках и литературных источниках, а также экспериментами, проведенными авторами. Предельные отклонения не превысили ±30 %, средние составили ±12 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Железнов Г. С.** Определение среднего коэффициента трения при резании металлов // СТИН. 1999. № 3. С. 25—28.
2. **Резание** металлов и инструмент / Под ред. А. М. Розенберга. М.: Машгиз, 1963. 266 с.
3. **Галин Л. А.** Контактная задача упругости и вязкоупругости. М.: Наука, 1980, 304 с.
4. **Железнов Г. С.** Оценка сил, действующих на фаске износа инструмента по задней поверхности // СТИН. 2003. № 6. С. 27—30.
5. **Железнов Г. С.** Прогнозирование величины радиуса скругления режущей кромки инструмента // СТИН. 2001. № 7. С. 11—14.
6. **Саверин М. М.** Контактная прочность материалов в условиях одновременного действия нормальных и касательных нагрузок. М.: Машгиз, 1946. 245 с.

УДК 62-254

В. В. МАЗУР, канд. техн. наук (Братский государственный университет, Россия, г. Братск), e-mail: mazurvv@yandex.ru

Разработка и испытания автомобильных безвоздушных шин[1]

Представлены результаты стендовых и дорожных испытаний упругих свойств автомобильных колес с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов.

Ключевые слова: автомобильное колесо, безвоздушная шина, эластичный полиуретан, упругие свойства, неупругое сопротивление, коэффициент нормальной жесткости.

The results of bench and road tests of elastic properties of automobile wheel with airless tires from elastic polyurethanes are presented.

Keywords: automobile wheel, airless tire, elastic polyurethane, elastic properties, inelastic resistance, normal stiffness coefficient.

Наиболее эффективным механизмом для преобразования вращательного движения в поступательное в колесной машине является колесный движитель несмотря на его простоту. Колесо с пневматической шиной имеет существенный недостаток — движение колесной машины прекращается при потере избыточного давления воздуха. Кроме того, потеря избыточного давления в пневматической шине традиционной конструкции при движении машины с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжелыми последствиями.

Сегодня разработанные полимеры позволяют создавать автомобильные шины новых конструкций, работоспособность которых обеспечивается не давлением находящегося в них воздуха, а физико-механическими свойствами применяемых материалов, в частности эластичных полиуретанов. Разработкой безвоздушных полиуретановых шин занимаются такие ведущие производители, как Michelin, Amerityre, Yokohama, Bridgestone, Hankook, Resilient Technologies и Polaris. В России над созданием автомобильных шин без избыточного давления воздуха работает НИИ шинной промышленности. Основные эксплуатационные свойства большинства автомобильных безвоздушных шин из эластичных полимерных материалов практически не отличаются от эксплуатационных свойств традиционных резинокордных пневматических шин. При этом их применение повышает безопасность автомобилей и снижает трудоемкость обслуживания ходовой части колесных машин.

При финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках научно-исследовательской работы «Создание безвоздушных шин для наземных транспорт-

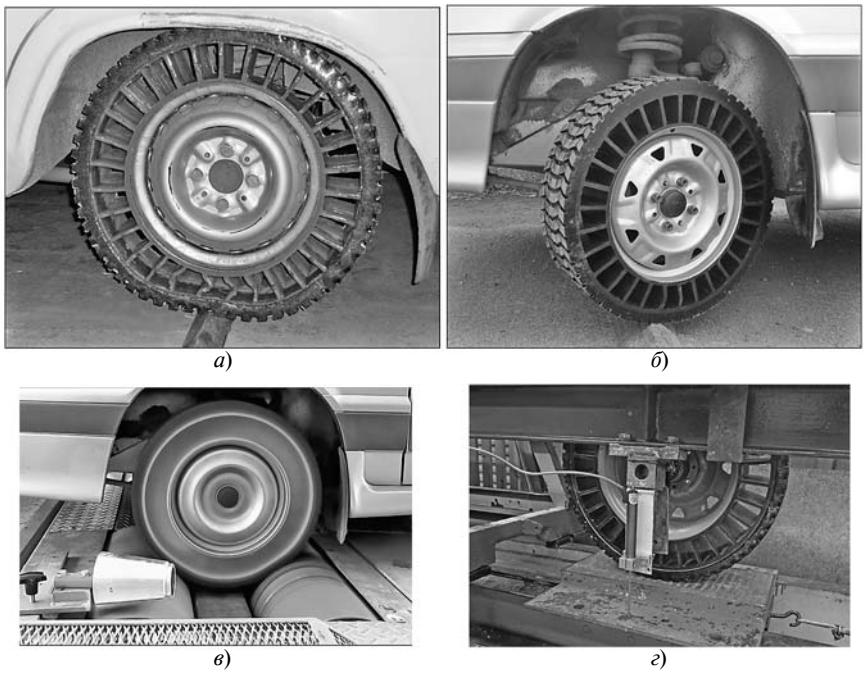


Рис. 1. Экспериментальные образцы колес с безвоздушными шинами:
а, *б* — при проезде неровности; *в* — при квазистатическом нагружении на испытательном стенде; *г* — в процессе качения в ведущем режиме

[1] Работа выполнена по федеральной целевой программе «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России». Государственный контракт № 14.740.11.0319 от 17.09.2010 г.

Таблица 1

Технические показатели экспериментальных образцов колес с безвоздушными шинами

Наименование показателя	Экспериментальные образцы колес с безвоздушными шинами					
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
Форполимер спиц	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-682	СКУ-ПФЛ-100, марка В	СУРЭЛ ТФ-228	СКУ-ПФЛ-100, марка А	СКУ-ПФЛ-100, марка А
Форполимер протектора	СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-682	СКУ-ПФЛ-100, марка А	СУРЭЛ ТФ-228
Количество спиц	30					
Толщина спиц, мм	5	8	4,5	8	5	
Длина спиц, мм	55				60	
Ширина профиля шины, мм	120					
Высота профиля шины, мм	100					105
Свободный радиус колеса, мм	265					275
Высота протектора, мм,	25				30	
Высота рисунка	10					5
Масса, кг	13	14			12,5	16
Коэффициент нормальной жесткости, кН/м	58,8	—	—	408,1	145,4	135

ных средств» на кафедре «Автомобильный транспорт» Братского государственного университета были разработаны конструкции и изготовлены экспериментальные образцы колес с безвоздушными шинами для легкового автомобиля малого класса [1—7] (рис. 1), технические характеристики которых представлены в табл. 1.

Для изготовления безвоздушных шин применили двухкомпонентные литьевые полиуретаны горячего отверждения производства ООО «СУРЭЛ» (г. Санкт-Петербург) и ФКП «Пермский пороховой завод». Физико-механические свойства эластичных полиуретанов приведены в табл. 2. Экспериментальные образцы колес с безвоздушными шинами изготовляли в лабораториях кафедры «Автомобильный транспорт» методом литья в матрицы [8—10] с последующим отверждением в полимеризационной камере собственной конструкции (рис. 2).

Испытания экспериментальных образцов колес с безвоздушными шинами выполняли на стендах кафедры «Автомобильный транспорт» и на легковом автомобиле ВАЗ-2115.

Упругие свойства экспериментальных образцов безвоздушных шин оценивали по нормальной жесткости. Зависимости получали в режиме квазистатического непрерывного нагружения колес при опоре на плоское твердое основание испытательного стенда [11].

Измеряли и регистрировали нормальную силу в шинах с помощью тензометрической ступицы [12] в комплекте с усилителем DN-10W, аналого-цифровым преобразователем ЛА-20USB и ЭВМ. Нормальные прогибы безвоздушных шин измеряли датчиком LPS линейных перемещений.

На рис. 3 приведены полученные согласно ОСТ 37.001.252—82 зависимости нормальной жесткости, т. е. зависимости нормальной силы P_z от нормального прогиба hz для экспериментальных образцов 1, 4, 5 безвоздушных шин и шины БЛ-85 175/70R13.

Определенные по полученным экспериментальным зависимостям значения коэффициентов нормальной жесткости для экспериментальных образцов и шины БЛ-85 175/70R13 приведены в табл. 2.

Анализ результатов показал, что образец 1 из эластичных полиуретанов СУРЭЛ ТФ-228 и СУРЭЛ ТФ-235, предназначенных для изготовления массивных шин, колес роллеров и скейтбордов, имеет очень низкую несущую способность и не может быть применен на автомобилях.

Спицы образцов 2 и 3, установленных на передней оси легкового автомобиля ВАЗ-2115, не теряют устойчивость под действием вертикальной нагрузки, соответствующей полной массе транспортного средства, в результате чего при качении колес по ровной недеформируемой поверхности возникает вибрация, что требует снижения скорости автомобиля до 20 км/ч.

Коэффициенты жесткости образцов 5 и 6 близки к коэффициенту жесткости пневматической шины при номинальном давлении воздуха. Однако эти образцы имеют относительно большие

Таблица 2

Физико-механические свойства эластичных полиуретанов

Наименование показателя	Марка уретанового форполимера			
	СКУ-ПФЛ-100 марка В	СУРЭЛ ТФ-682	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-228
1. Динамическая вязкость при 30 °С, Па · с	12,5	7	14	19
2. Относительное удлинение, %	235	250	465	505
3. Относительная остаточная деформация после разрыва, %	10	24	6	8
4. Твердость по Шору, у. е.	98A	60D	85A	80A

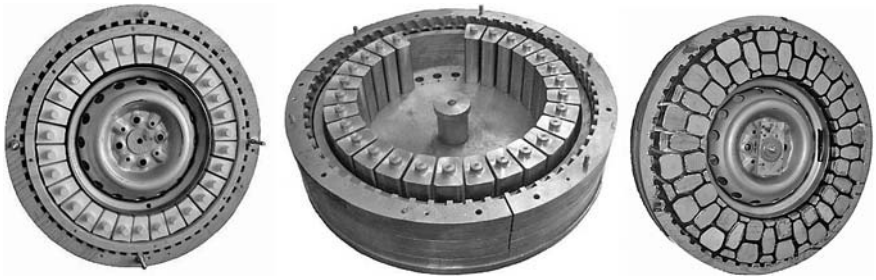


Рис. 2. Матрицы для изготовления колес с безвоздушными шинами

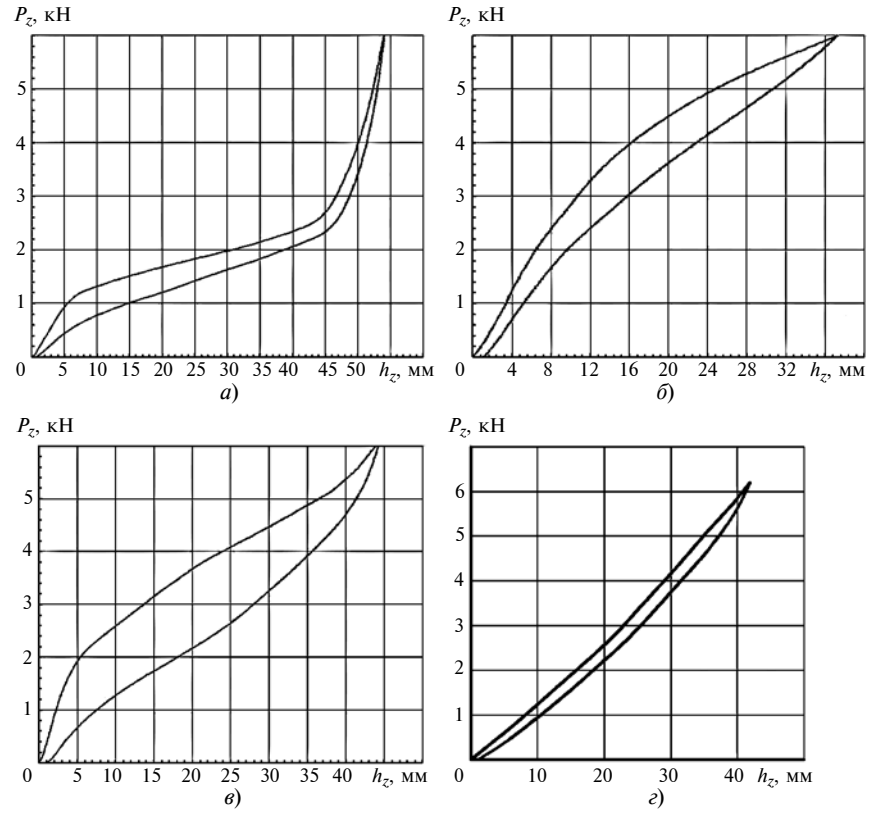


Рис. 3. Характеристики нормальной жесткости экспериментальных образцов 1 (*а*), 4 (*б*), 5 (*в*) автомобильных безвоздушных шин и пневматической шины БЛ-85 175/70R13 (*г*)

гистерезисные потери энергии, что увеличивает сопротивление качению колес и ухудшает топливную экономичность автомобиля.

Также установлено, что радиальная силовая неоднородность экспериментального образца 4, оцениваемая вариацией коэффициента нормальной жесткости при загрузке-разгрузке колеса в разных сечениях, не превышает 5,14 %. При качении этого образца по ровной дороге повышения уровня вибрации при скорости движения автомобиля до 90 км/ч не выявлено. Ввиду высокой твердости материала беговой дорожки безвоздушной шины незначительно повышается уровень шума при качении колеса по твердой недеформируемой поверхности.

Кафедра «Автомобильный транспорт» Братского государственного университета, располагая современной производственной базой и экспериментальным оборудованием, может разрабатывать и изготовлять автомобильные безвоздушные шины, а также выполнять их испытания, ориентируясь только на полиуретаны с характеристиками, приведенными в табл. 1. Однако для серийного производства и широкого применения безвоздушных шин требуются глубокие теоретические и экспериментальные исследования с учетом разных режимов и условий эксплуатации, а также создание эластичных полимерных материалов с меньшими гистерезисными потерями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2335409 Рос. Федерации.** Упругое колесо транспортного средства.
2. **Пат. 2336178 Рос. Федерации.** Колесо транспортного средства с упругими спицами.
3. **Пат. 2397877 Рос. Федерации.** Автомобильная шина из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами.
4. **Пат. 2483936 Рос. Федерации.** Автомобильная шина с упругими спицами.
5. **Мазур В. В., Гайлиш А. В.** Автомобильные колеса с безвоздушными шинами // Автотранспортное предприятие. 2011. № 12. С. 36—38.
6. **Мазур В. В.** Способы повышения живучести и безопасности автомобильных шин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1. С. 41—45.
7. **Мазур В. В., Гайлиш А. В., Енаев А. А.** Автомобильные колеса с безвоздушными шинами // Автомобильная промышленность. 2012. № 7. С. 10—12.
8. **Пат. 2357861 Рос. Федерации.** Способ армирования колес с упругими деформируемыми спицами и пресс-форма для изготовления колес.
9. **Пат. 2413611 Рос. Федерации.** Пресс-форма для изготовления автомобильной шины из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами.
10. **Пат. 2452625 Рос. Федерации.** Матрица для литья полиуретановой шины.
11. **Рыков С. П.** Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и подрессоривания автомобиля: Монография. Братск: БрГТУ, 2004. 124 с.
12. **Пат. 2382346 Рос. Федерации.** Способ определения жесткости и неупругого сопротивления автомобильной шины и стенд для испытаний автомобильных шин.