



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

11
2015

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
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г.
за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации
по печати
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:

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 (пред-
седатель секции организации и экономики производ-
ства), 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

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

| | |
|---|----|
| Александров И. К. — Определение отношения коэффициентов трения покоя и трения скольжения фрикционной пары | 3 |
| Руденко С. П., Валько А. Л. — Особенности расчета зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость | 5 |
| Морозов В. Н., Красносечков И. Л., Павлович Л. А., Красинский Д. Б., Мельников Е. В., Данилушкин И. А., Павлович И. Л. — Полевые динамические испытания системы гидроприводов крупногабаритных подвижных объектов при значительных массовых, гидродинамических и триботехнических нагрузках | 12 |
| Тугенгольд А. К., Лысенко А. Ф., Статовой Д. А. — Система знаний в виде интеллектуальной электронной технической документации для многооперационных станков | 14 |
| Зубков Н. Н., Битюцкая Ю. Л., Войнов С. А. — Моделирование процесса формирования штырьков при деформирующем резании пластины | 18 |
| Гуреев В. М., Мисбахов Р. Ш., Москаленко Н. И., Ермаков А. М. — Исследование эффективности применения спиральных и полукольцевых выемок для интенсификации теплообмена в кожухотрубных теплообменных аппаратах | 22 |
| Карпухин К. Е., Теренченко А. С., Шорин А. А. — Обоснование параметров балансировки аккумуляторных батарей | 25 |
| Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В., Сирицын Д. А. — Кинематическая точность планетарного циклоидально-цевочного привода станка | 28 |
| Лебедев С. В. — Кинематика рабочего наконечника самодвижущегося устройства для виброраскатки скважин в грунте | 32 |
| Привалихин Р. С., Купешов В. И., Данилов А. К. — Планетарные передачи для привода лифтов | 35 |
| Поляков С. А., Гончаров С. Ю., Захаров М. Н., Лычагин В. В. — Влияние пленкообразующих смазочных материалов на адаптивность червячных передач | 37 |
| Дорохов А. Ф., Абачараев И. М. — Комбинированное смесеобразование в малоразмерных дизельных двигателях | 40 |
| Рубин А. М. — Предварительный натяг в контакте деталей машин | 43 |
| Соколов Г. Н., Артемьев А. А., Зорин И. В., Дубцов Ю. Н., Литвиненко-Аркыков В. Б., Лысак В. И., Багмутов В. П., Захаров И. Н. — Влияние высокозергетического термосилового воздействия на поверхностиnanostructured наплавленных сплавов | 46 |
| Соломин И. Н., Садыков Р. А., Даминов А. З., Футин В. А. — Разработка турбины термоэлектрической установки для водогрейной котельной | 50 |
| Леушин И. О., Чистяков Д. Г., Володин В. А. — Влияние легирования и микроструктуры чугуна литых заготовок на качество стеклоформ | 54 |

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

| | |
|--|----|
| Решетникова Е. С., Усатая Т. В. — Компьютерная графика в проектировании новых технологических процессов метизного производства | 58 |
| Кирсанов С. В., Бабаев А. С., Тухфатуллин Б. А. — Выбор профиля поперечного сечения твердосплавного стебля ружейного сверла | 60 |
| Озеров В. Б., Сергеева Л. В. — Оптимизация выбора конструкционных материалов для трубопроводов АЭС с учетом изменения их прочности | 62 |
| Алиев А. А. — Повышение эксплуатационных показателей вкладышей шестерни привода стартеров транспортных средств | 66 |
| Ермоленко И. В., Семешко М. А., Наумов А. В., Филионина Т. А. — Разработка полимерного связующего для изготовления элементов высоконагруженных конструкцийvakuumным термоформованием | 70 |
| Бутусов И. А., Дударева Н. Ю. — Повышение надежности поршней ДВС из алюминиевых сплавов методом микродугового оксидирования | 73 |
| Быбин А. А., Невьянцева Р. Р., Парfenov Е. В., Tarasov P. V. — Оценка точности и качества обработки лопаток турбины после удаления алюминидного покрытия электролитно-плазменным методом | 76 |
| Божкова Л. В., Вартанов М. В., Норицына Г. И. — Совершенствование технологии вибрационной сборки плоских деталей | 79 |

Обработка материалов без снятия стружки

| | |
|--|----|
| Воробьев И. А. — Влияние размера зерна структуры конструкционного материала на его механические свойства при интенсивной пластической деформации | 82 |
|--|----|

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

| | |
|---|----|
| Дьяков А. С., Котиев Г. О., Шивирев М. В. — Боковое шагание транспортной машины | 86 |
|---|----|

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

Сдано в набор 05.09.2015. Подписано в печать 19.10.2015.
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.

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

| | |
|--|----|
| Aleksandrov I. K. — Determination of ratio of coefficients of static and sliding friction of friction pair | 3 |
| Rudenko S. P., Val'ko A. L. — Features of analysis of gear wheels of transmissions on deep back-to-back endurance | 5 |
| Morozov V. N., Krasnoschekov I. L., Pavlovich L. A., Krasinskii D. B., Mel'nikov E. V., Danilushkin I. A., Pavlovich I. L. — Field dynamic tests of hydraulic drives system of large-sized mobile objects at significant mass, hydrodynamic and tribotechnical loads | 12 |
| Tugengol'd A. K., Lysenko A. F., Statovoy D. A. — Knowledge-based system by way of intelligent electronic technical documentation for multi-operation machines | 14 |
| Zubkov N. N., Bicocca Y. L., Voynov A. S. — Modelling of process of formation of pins in deforming the cutting plate | 18 |
| Gureev V. M., Misbakov R. Sh., Moskalenko N. I., Ermakov A. M. — Research of effectiveness of spiral and semi-ring grooves for intensification of heat exchange in shell-and-tube heat exchangers | 22 |
| Karpukhin K. E., Tereschenko A. S., Shorin A. A. — Substantiation of parameters of batteries | 25 |
| Siritsyn A. I., Bashkirov V. N., Shirokikh E. V., Sinitsyn D. A. — Enduring accuracy of planetary cycloidal pin drive of machine tool | 28 |
| Lebedev S. V. — Kinematics of working tip of self-propelled device for vibration expansion of holes in ground | 32 |
| Privalikhin R. S., Kuleshov V. I., Danilov A. K. — Planetary gear for lift machines | 35 |
| Polyakov S. A., Goncharov S. Yu., Zakharov M. N., Lychagin V. V. — The influence of film-forming lubricant on the adaptability of worm gears | 37 |
| Dorokhov A. F., Abacharaev I. M. — Combined carburation in small-size diesel engine | 40 |
| Rubin A. M. — Preload in parts mating | 43 |
| Sokolov G. N., Artem'yev A. A., Zorin I. V., Dubtsov Yu. N., Litvinenko-Ark'ov V. B., Lysak V. I., Bagmutov V. P., Zakharov I. N. — The high-energy impact of thermal effects of nanostructurized built-up alloys | 46 |
| Solomin I. N., Sadykov R. A., Daminov A. Z., Futin V. A. — Development of turbine of thermoelectric plant for water boiler | 50 |
| Leushin I. O., Chistyakov D. G., Volodin V. A. — Influence of alloying and microstructure of cast iron of casting billets on quality of glass molds | 54 |

MANUFACTURING ENGINEERING

| | |
|--|----|
| Reshetnikova E. S., Usataya T. V. — Computer graphics in design of manufacturing processes of hardware production | 58 |
| Kirisanov S. V., Babaev A. S., Tukhfatullin B. A. — Selection of cross-section profile of hard alloy core of gun drill | 60 |
| Ozerov V. B., Sergeeva L. V. — Optimization of selection of structural materials for pipelines of atomic power stations taking into account variation of their strength | 62 |
| Aliev A. A. — Increase of service characteristics of inserts of pinion of transport vehicle starters | 66 |
| Ermolenko I. V., Semeshko M. A., Naumov A. V., Filyunina T. A. — Development of polymer binder for production of elements of high-loaded structures by vacuum hot shaping | 70 |
| Butusov I. A., Dudareva N. Yu. — Increase of reliability of pistons of internal combustion engines from aluminum alloys by method of microarc oxidation | 73 |
| Bybin A. A., Nev'yantseva R. R., Parfenov E. V., Tarasov P. V. — Assessment of accuracy and quality of treatment of turbine blades after removal of aluminide coating by electrolyte-plasma method | 76 |
| Bozhkova L. V., Vartanov M. V., Noritsyna G. I. — Improvement of technology of vibrational assembly of plain parts | 79 |

Processing of materials without removing the chip

| | |
|--|----|
| Vorobьев И. А. — Влияние размера зерна структуры конструкционного материала на его механические свойства при интенсивной пластической деформации | 82 |
|--|----|

TECHNICAL INFORMATION

| | |
|---|----|
| D'yakov A. S., Kotiev G. O., Shivirev M. V. — Side stepping of transportation vehicle | 86 |
|---|----|

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.113.62-235: 621.85

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

Определение отношения коэффициентов трения покоя и трения скольжения фрикционной пары

Предложен способ определения отношения коэффициентов трения покоя и трения скольжения фрикционной пары. Обоснована методика исследований и разработано устройство для реализации данного способа.

Ключевые слова: пара трения, коэффициент трения покоя, коэффициент трения скольжения.

The method of determination of ratio of coefficients of static and sliding friction of a friction pair is suggested. The research technique is substantiated and the device for the implementation of the subject method is developed.

Keywords: friction pair, coefficient of static friction, coefficient of sliding friction.

Триботехническими исследованиями [1–3] установлено, что для одной и той же фрикционной пары коэффициент $f_{t.p}$ трения покоя существенно превышает коэффициент $f_{t.c}$ трения скольжения. При этом под коэффициентом трения подразумевают отношение касательной силы трения, необходимой для перемещения одного тела относительно другого, к нормальной силе, действующей в паре трения (рис. 1). Соответственно имеем две зависимости:

$$f_{t.p} = F_{t.p}/G;$$

$$f_{t.c} = F_{t.c}/G,$$

где G — нормальная сила в паре трения; $F_{t.p}$ — максимальная сила трения, возникающая в момент страгивания одного тела относительно другого; $F_{t.c}$ — сила трения, возникающая при уставившемся движении одного тела по поверхности другого.

При определении $f_{t.c}$ проблем не возникает, так как значение $F_{t.c}$ хорошо регистрируется измерительным прибором ввиду высокой стабильности скольжения одного тела по поверхности другого. При определении же силы $F_{t.p}$ необходимо фиксировать ее максимальное значение в момент начала движения (срыва) одного тела относительно другого. Ввиду скоротечности этого процесса фиксиру-

вать достоверное значение искомой величины затруднительно.

Предлагаемый способ, на который Вологодским ГУ подана заявка на изобретение [4], позволяет с высокой точностью экспериментальным путем получить отношение указанных коэффициентов: $C = f_{t.p}/f_{t.c}$, и по установленным экспериментально значениям $f_{t.c}$ и C вычислить значение коэффициента трения покоя $f_{t.p} = Cf_{t.c}$.

Метод исследования

Цель исследований — установление отношения коэффициентов трения фрикционной пары из материалов А и Б.

Суть метода: образец из материала А в виде бруса 1 прямоугольного сечения длиной L и весом G располагают на опорах 2 и 3 из материала Б (рис. 2), которые контактируют с концами бруса 1. В таком случае реакции F_1 и F_2 опор равны половине силы тяжести бруса 1:

$$F_1 = F_2 = G/2.$$

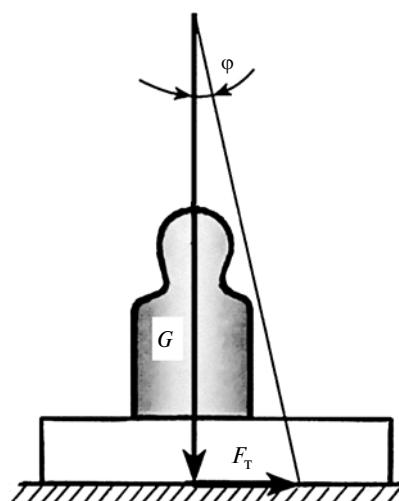


Рис. 1. Схема действия сил в паре трения:
 G — нормальная нагрузка; F_t — сила трения; $\varphi = \arctg(F_t/G)$ — угол трения

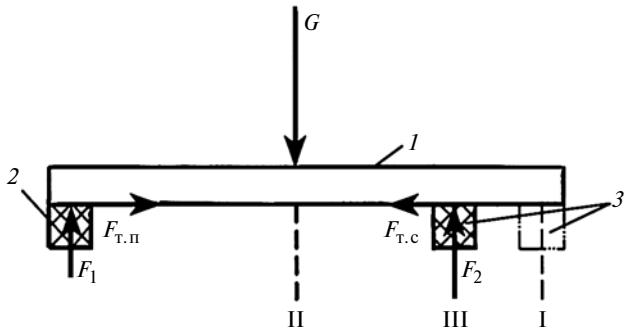


Рис. 2. Схема действия сил при эксперименте:
G — сила тяжести бруса I; F_1 и F_2 — реакции опор 2 и 3

Далее с помощью специального устройства перемещают опоры 2 и 3 навстречу друг другу. При этом искусственно (см. ниже) обеспечивают на одной из опор (на рис. 2 опора 3) состояние срыва и переход в режим скольжения, в то время как другая опора 2 под действием сил трения покоя остается в сцеплении с бруском I и перемещается совместно с ним как единое целое.

Так как сила $F_{\text{tr},\text{p}}$ трения покоя при $F_1 = F_2$ больше силы $F_{\text{tr},\text{c}}$, то система тел 1, 2 перемещается относительно опоры 3, что приводит к изменению реакций F_1 и F_2 на опорах; реакция F_2 по мере движения системы растет, реакция F_1 — пропорционально уменьшается (закон этого изменения представлен ниже). Следовательно, и сила $F_{\text{tr},\text{c}}$ на опоре 3 постепенно увеличивается, а сила $F_{\text{tr},\text{p}}$ на опоре 2 убывает. Как только эти силы сравняются, движение бруса I относительно опоры 3 прекратится, и в контакте этих тел установится трение покоя. При дальнейшем сближении опор 2, 3 и продолжающемся уменьшении реакции F_1 происходит скольжение бруса I, но уже в обратном направлении, т. е. относительно опоры 2.

Задача исследователя — зафиксировать начало остановки движения бруса I относительно опоры 3, когда сила трения покоя на опоре 2 становится равной силе трения скольжения на опоре 3.

Теоретическое обоснование предлагаемого способа определения отношения коэффициентов трения фрикционной пары

Установим закономерность изменения реакции на опорах в зависимости от перемещения опоры 3 относительно бруса I.

Напомним, что в начальный момент опора 2 не-подвижна относительно бруса I, а опора 3 скользит вдоль него. При этом движении опора 3 имеет два граничных положения (см. рис. 2): **положение I** — начало движения, при котором реакция опоры 3 составляет $F_2 = G/2$; **положение II** — опора 3 располагается под центром тяжести бруса I и $F_2 = G$.

При этом реакция на опоре 2 отсутствует ($F_1 = 0$), т. е. силы трения на этой опоре нет.

Очевидно, что условие, при котором сила трения покоя на опоре 2 станет равной силе трения скольжения на опоре 3, возникнет в некотором промежуточном **положении III** (см. рис. 2). Таким образом, изменение реакций и сил трения на опорах можно рассматривать на длине l перемещения опоры 3, составляющей не более половины длины бруса: $l \leq L/2$.

На рис. 3 представлены функции $F_1 = f(l)$ и $F_2 = f(l)$ изменения реакций на опорах при перемещении l опоры 3 из положения I в положение II.

Решение задачи обеспечивает система уравнений:

$$\begin{cases} F_1 = G/2 - Gl/L; \\ F_2 = G/2 + gl/L; \\ F_1 + F_2 = G; \\ l \leq 0,5L. \end{cases} \quad (1)$$

Для определения коэффициента трения покоя на опоре 2 используем выражение

$$f_{\text{tr},\text{p}} = F_{\text{tr},\text{p}}/F_1, \quad (2)$$

для определения коэффициента трения скольжения на опоре 3 — выражение

$$f_{\text{tr},\text{c}} = F_{\text{tr},\text{c}}/F_2. \quad (3)$$

Так как при положении III опоры 3 (см. рис. 2) $F_{\text{tr},\text{p}} = F_{\text{tr},\text{c}}$, то с учетом выражений (2) и (3) получим:

$$f_{\text{tr},\text{p}}/f_{\text{tr},\text{c}} = F_2/F_1 = C. \quad (4)$$

Используя выражения (1)÷(4), рассмотрим конкретный пример: длина бруса $L = 40$ см; экспериментально установлено, что условие $F_{\text{tr},\text{p}} = F_{\text{tr},\text{c}}$ достигается при $l = 6$ см. По уравнениям (1) находим $F_1 = 0,35G$; $F_2 = 0,65G$ и по формуле (4) определяем $C = 1,86$.

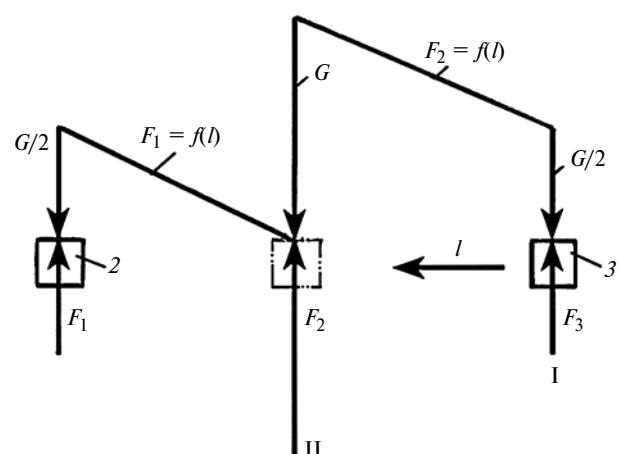


Рис. 3. Схема изменения реакций F_1 и F_2 опор 2 и 3 в зависимости от перемещения l опоры 3

Устройство для определения отношения коэффициентов трения фрикционной пары

Устройство (рис. 4) включает в себя: брус *1* прямоугольного сечения из материала *A*, опирающийся на опоры *2* и *3* из материала *B*. Опоры расположены в металлическом неподвижном корытообразном желобе *4*, имеющем в середине продольную сквозную прорезь длиной *L*. Опоры *2* и *3* свободно располагаются внутри желоба и с помощью осей *5*, которые проходят через прорезь желоба, соединены с блочно-тросовой системой *6*. При этом один конец троса жестко соединен с осью *5* опоры *3*, а второй конец прикреплен к вороту *7*.

Брус *1* устанавливают на опоры *2* и *3* в положение I (см. рис. 3). Приводят во вращение ворото *7*. При наматывании троса на ворота опоры *2* и *3* начинают сближаться. На одной из опор необходимо обеспечить срыв между контактирующими поверхностями. Это достигается тем, что конец бруса *1* на опоре *3* имеет небольшой выступ, благодаря которому основная контактная поверхность опоры *3* в начальный момент движения оказывается оторванной от бруса *1*, что вызывает срыв при сходе опоры *3* с выступом. Таким образом, брус *1* начинает скользить на опоре *3* в то время как опора *2* в результате силы трения покоя оказывается соединенной с ним неподвижно. Заметим, что срыв на опоре *3* можно создать и при отсутствии выступа на конце бруса. Для этого достаточно перед началом работы блочно-тросовой системы незначительно приподнять конец бруса *1* над опорой *3*.

После того, как опора *3* войдет в полный контакт с бруском *1*, последний будет скользить по ней, оставаясь неподвижным относительно опоры *2*. Ворото *7* врашают до тех пор, пока не прекратится

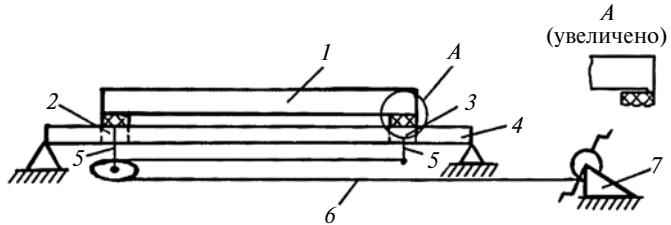


Рис. 4. Устройство для определения коэффициента $f_{\text{т.п}}$

движение бруса *1* по опоре *3*, т. е. будет достигнуто положение III (см. рис. 2). Измерим расстояние *l* — путь, пройденный опорой *3* при скольжении относительно бруса *1*.

Эксперимент повторяют многократно и вычисляют математическое ожидание измеряемой величины и ошибку измерений [5]. По установленным выше зависимостям вычисляют отношение коэффициентов трения покоя и трения скольжения испытуемой фрикционной пары.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
2. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 396 с.
3. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
4. Заявка 2014132143. Рос. Федерация. Способ экспериментально-теоретического определения соотношения между коэффициентами трения покоя и трения скольжения.
5. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Высшая школа, 1977. 479 с.

УДК 621.833

С. П. РУДЕНКО, канд. техн. наук, А. Л. ВАЛЬКО (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск), e-mail: sprud.47@mail.ru

Особенности расчета зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость

Предложен расчет зубчатых колес трансмиссий автотракторной техники на глубинную контактную выносливость. Приведены примеры расчета зубчатых колес карьерных самосвалов.

Ключевые слова: зубчатое колесо, глубинная контактная выносливость, ресурс, методика расчета.

The analysis of gear wheels of transmissions of automotive engineering on deep back-to-back endurance is suggested. The examples of analysis of gear wheels of dump trucks are presented.

Keywords: gear wheel, deep back-to-back endurance, life, analysis method.

Зубчатые колеса трансмиссий тракторов большой мощности и большегрузных автомобилей относятся к высоконапряженным деталям, к которым предъявляются повышенные требования по качеству химико-термического упрочнения, заключающиеся в обеспечении заданного градиента твердости по толщине упрочненного слоя, а также в формировании слоя и сердцевины зубьев с оптимальной бездефектной структурой [1, 2]. Такие требования обусловлены тем, что для отдельных зубчатых колес автомобильных коробок передач удельные давления на поверхностях зубьев находятся в интервале 800÷2900 МПа [3], а условный предел контактной

выносливости для цементованных и нитроцементованных сталей составляет $1630 \div 1920$ МПа [2].

Нагрузки в трансмиссиях имеют переменный характер и описываются нестационарными кривыми распределения ввиду многообразия условий эксплуатации автотракторной техники. Исходный контур зубчатых колес зачастую не соответствует ГОСТ 13755—81.

ГОСТ 21354—87 распространяется на зубчатые цилиндрические передачи внешнего зацепления общепромышленного применения с исходным контуром по ГОСТ 13755—81. Рекомендуемые приложения ГОСТ 21354—87 не являются обязательными [4], поэтому и предлагаемый в них расчет не следует считать пригодным для всех отраслей машиностроения. По данным работы [4] ГОСТ 21354—87 содержит ряд рекомендаций, которые могут ухудшить качество проектируемых изделий. Кроме того, при использовании предлагаемой методики для проектирования тяжелонагруженных планетарных передач в ряде случаев возникают большие расходжения с результатами эксплуатации [5]. Поэтому есть все основания полагать, что предлагаемый стандартом расчет на прочность зубчатых колес трансмиссий автотракторной техники можно принять как рекомендуемый.

К настоящему времени накоплено достаточно экспериментальных данных, устанавливающих зависимость предела контактной выносливости от твердости для высокотвердых и поверхностно-упрочненных конструкционных сталей [6—9]. Эти зависимости используются во всех методиках расчета цементованных и нитроцементованных зубчатых колес, в том числе и в ГОСТ 21354—87. Общепризнанно также, что контактная усталость проявляется поверхностными и глубинными разрушениями.

Наибольшую опасность представляют глубинные разрушения, связанные с отслаиванием значительных участков рабочих поверхностей зубьев. Для предотвращения глубинного контактного разрушения ГОСТ 21354—87 предусматривает расчет коэффициента запаса прочности как отношение контактных напряжений и допускаемых глубинных напряжений в зависимости от вида поверхностного упрочнения и зоны возможного повреждения. Методика расчета глубинной контактной выносливости, связанной с развитием усталостных трещин под упрочненным слоем, основана на экспериментальных данных и подтверждена практикой [9—11]. Однако расчетная оценка сопротивления контактной усталости упрочненного слоя зубчатых колес разработана еще недостаточно. В частности, существующая методика основана не на кривых глубинной контактной выносливости, а на линейной зависимости предельных касательных напряжений от твердости [8], которая нуждается в уточнении при расчете для упрочненного слоя. Кроме того, не учитывается влияние микроструктуры на со-

противление усталости поверхности упрочненных зубчатых колес [1, 12—15]. Базовое число циклов и показатели степени кривых выносливости при поверхностных и глубинных разрушениях значительно отличаются, поэтому не вполне оправдано использование одного и того же значения расчетного контактного напряжения для поверхности и в глубине материала [4].

На практике часто ставится задача оценить ресурс зубчатых передач, обеспечиваемый сопротивлением глубинной контактной усталости зубчатых колес после химико-термической обработки по конкретной технологии, а также определить качественные параметры упрочненных слоев, обеспечивающие бездефектную работу зубчатой передачи в течение заданного срока. Такие расчеты с применением стандартов (ГОСТ 21354—87, DIN 3990, ISO 6336 и др.) требуют дальнейшего уточнения. Кроме того, недостаточный объем экспериментальных данных приводит к противоречивости информации о напряженном состоянии поверхностных слоев зубьев [11].

На основании обобщения результатов экспериментальных и расчетно-теоретических исследований деталей трансмиссий автотракторной техники разработана методика расчета зубчатых колес на выносливость, которая включает в себя два вида расчета: детерминированный и вероятностный [16]. При детерминированном расчете определяют гамма-процентный ресурс зубчатых колес, при вероятностном — кривую распределения сроков службы. Данная методика получила широкое применение в автомобильной промышленности стран СНГ в прошлом столетии и используется на некоторых белорусских предприятиях до сих пор [5]. Массовая эксплуатация автомобильной техники в то время показала практически полное отсутствие отслаивания упрочненных слоев цементованных зубчатых колес [11]. Поэтому для закрытых передач, работающих в условиях постоянного смазывания, расчет на поверхностную контактную прочность (выносливость) считался основным.

С развитием расчетных методов теории упругости стало очевидным, что некоторые положения методики [16] не соответствуют новым результатам по напряженно-деформированному состоянию зубьев [11] и нуждаются в уточнении. В частности, это касается методов расчета максимальных местных напряжений в зоне опасного сечения при изгибе зубьев, а также совершенствования расчета глубинной контактной выносливости, которого в методике [16] вообще нет.

Согласно исследованиям авторов данной статьи [15] контактное выкрашивание поверхностно-упрочненных зубьев имеет два вида, которые различаются и внешне, и механизмом зарождения усталостных трещин. Первый вид — поверхностное выкрашивание или питтинг. В зоне, соответствующей

полюсу зацепления, этот вид выкрашивания отсутствует, так как нет условий для его распространения — отсутствует скольжение профилей зубьев. Как правило, питтинг зарождается и распространяется в нижней зоне однопарного зацепления — зоне с максимальными контактными напряжениями и наименьшим приведенным радиусом кривизны (при коэффициенте перекрытия меньше двух) (рис. 1, поз. 1). В этом случае контактное выкрашивание представляет собой цепочку мелких ямок, распространяющуюся в зоне, прилегающей к ножке зуба, причем глубина ямок выкрашивания не большая ($0,1 \div 0,2$ мм). Заметим, что в методике расчета ресурса цилиндрических зубчатых передач автомобильной техники [16] контактная выносливость рассчитывается именно в нижней зоне однопарного зацепления. Данное выкрашивание не приводит к выходу из строя зубчатых колес, так как при определенных условиях такое повреждение поверхности может даже исчезать вследствие изнашивания.

Одновременно с поверхностными напряжениями, имеющими в зоне однопарного зацепления максимальное значение, в зоне контакта присутствуют и глубинные эквивалентные напряжения (рис. 2), распределение которых по толщине Z слоя имеет пик на расстоянии от поверхности

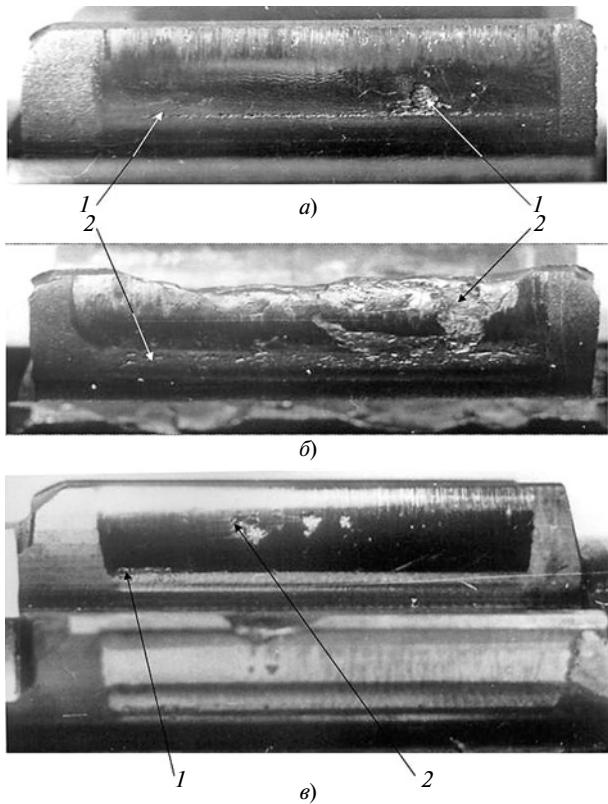


Рис. 1. Контактные повреждения поверхностей зубьев ведущих зубчатых колес конечных передач пропашного (а и б) и промышленного (в) тракторов:
1 — питтинг; 2 — глубинное выкрашивание (отслаивание)

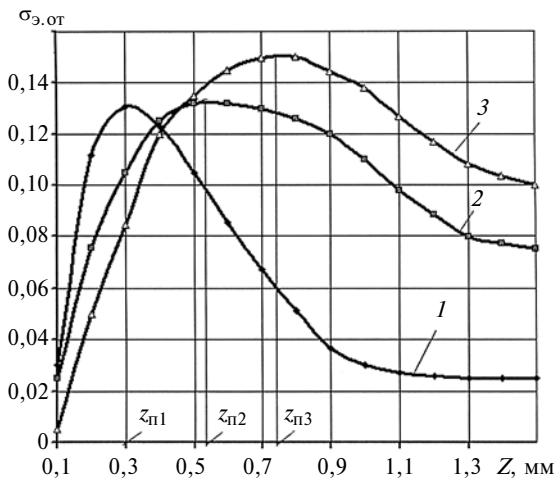


Рис. 2. Изменения относительного эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{э.от}}$ по глубине Z упрочненного слоя при $\sigma_H = 1000$ (1), 1600 (2), 2300 МПа (3)

$Z_p = (0,08 \div 0,1)m$, где m — модуль зубчатого колеса. Очевидно, что для цементованных зубчатых колес максимальные глубинные контактные напряжения всегда присутствуют в упрочненном слое, так как толщина цементованного слоя составляет $0,2m$ и более. Для предотвращения глубинного выкрашивания необходимо, чтобы действующие эквивалентные напряжения не превышали допустимых в глубине слоя. Допустимые напряжения определяются распределением микротвердости по упрочненному слою, которое не всегда соответствует кривой, рассчитываемой по рекомендациям ГОСТ 21354—87 (приложение 8). Распределение микротвердости по упрочненному слою можно определить по ГОСТ 30634—99, который регламентирует эффективную толщину для трех зон с контрольной микротвердостью 750, 700 и 600 $HV_{0,2}$.

Предел глубинной контактной выносливости t_{lim} определяется на основании кривых усталости цементованных зубчатых колес, построенных по критерию глубинного контактного разрушения в опасных зонах упрочненного слоя с одинаковыми структурными характеристиками [14, 15]. В отличие от предела поверхностной контактной выносливости показатель t_{lim} нелинейно зависит от микротвердости упрочненного слоя.

Вероятно, ранее при разработке отечественных расчетных методик характер распределения микротвердости по упрочненному слою нормативными документами не регламентировался. Считалось, что глубинное выкрашивание зубьев цементованных зубчатых колес в цилиндрических передачах как общего применения, так и в автомобильных трансмиссиях, отсутствует [11]. За поверхностное разрушение в большинстве случаев принималось глубинное контактное выкрашивание, которое распространяется в однопарной зоне, в том числе и в полюсе зацепления. Однако глубинное выкраши-

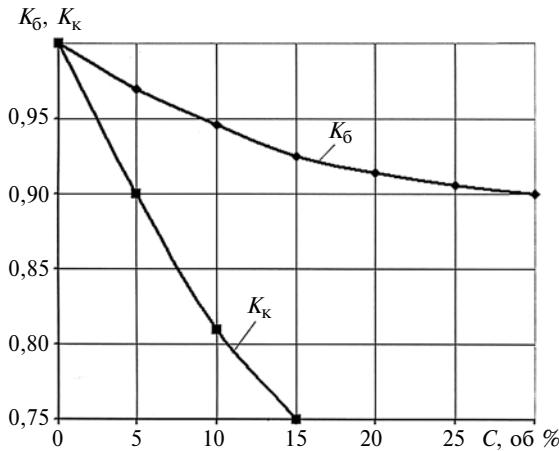


Рис. 3. Зависимости коэффициентов K_b и K_k от содержания C соответственно бейнита и карбидов в цементованном слое

вание в отличие от питтинга характеризуется большей глубиной, а поверхности зарождения и распространения усталостной трещины имеют блеск (см. рис. 1, поз. 2).

С учетом вышеизложенного разработанная методика расчета зубчатых колес трансмиссий на глубинную контактную выносливость [14, 15] отличается от рекомендаций ГОСТ 21354—87 (приложение 8) и основана на положениях методики [16], дополненной рекомендациями ГОСТ 21354—75/87, а также результатах многолетних стендовых испытаний цементированных зубчатых колес различного модуля, изготовленных из сталей разных марок (20Х2Н4А, 20ХН3А, 20ХГНР, 20ХН2М) и применяемых в трансмиссиях большегрузных автомобилей и тракторов большой мощности, для которых получены кривые глубинной контактной усталости [12—15].

Ресурс в часах работы или в километрах пробега, обеспечиваемый сопротивлением глубинной контактной усталости активных поверхностей зубьев, определяется на основе гипотезы суммирования усталостных повреждений [16] в опасных зонах упрочненного слоя с учетом характеристик кривых глубинной контактной усталости, полученных по результатам стендовых испытаний зубчатых колес [15]:

$$L = R_{\text{lim}}/R_1.$$

Здесь $R_{\text{lim}} = \tau_{\text{lim}_b}^{m_G} N_G$ — располагаемый ресурс сопротивления глубинной контактной усталости, где $N_G = 5 \cdot 10^7$ циклов — база испытаний; $m_G = 6$ — показатель наклона кривой усталости; $\tau_{\text{lim}_b} = 3,15HV^{0,616}K_c$ — предельные глубинные напряжения, зависящие от микротвердости упрочненного слоя и наличия в ней дефектов структуры, МПа; HV — микротвердость в рассматриваемой зоне упрочненного слоя, определяемая при нагрузке 1,96 Н

по ГОСТ Р ИСО 6507; $K_c = K_b K_k$ — коэффициент, учитывающий наличие в структуре бейнитной (K_b) и карбидной (K_k) фаз; значения K_b и K_k для хромоникелевых сталей определяются по графикам, приведенным на рис. 3; $R_1 = \sum_i \tau_{he_i}^{m_G} N_{1i}$ — требуемый ресурс сопротивления глубинной контактной усталости, накапливаемый в детали в течение единицы работы, где τ_{he_i} — расчетное напряжение, определяемое в зависимости от напряженного состояния зубьев и соответствующее i -му уровню циклограммы нагружения, МПа; N_{1i} — число циклов i -го уровня циклограммы нагружения.

Напряженное состояние зубьев характеризуется значительной неоднородностью и по длине контактных линий, и по толщине зуба. Наибольшая концентрация напряжений происходит у оснований зубьев и в зоне их контакта [11], в которой наиболее опасными являются контактные нормальные σ и касательные τ напряжения. Нормальные напряжения σ имеют максимальную величину на контактной поверхности и резко уменьшаются по мере удаления от площадки контакта в глубину материала. Касательные напряжения τ наоборот резко увеличиваются до некоторой глубины, а затем постепенно снижаются. Глубина расположения и максимальная величина касательных напряжений зависят от многих факторов, основными из которых являются радиусы кривизны профиля зуба, поверхностные контактные напряжения σ_H , величина и характер распределения микротвердости по толщине Z цементованного слоя.

В основе определения напряженного состояния в глубине материала лежат гипотезы о прочности или возникновении пластических деформаций. Согласно принятой гипотезе определяют главное напряжение, эквивалентное данному сложному напряженному состоянию. В разработанной методике эквивалентное напряжение τ_{he} , в глубине упрочненного слоя рассчитывают по гипотезе Гesta—Мора:

$$\tau_{he} = |\tau_{ZY}| - Y_s|\sigma_Y|,$$

где τ_{ZY} и σ_Y — максимальные касательное и нормальное напряжения на глубине Z от поверхности на расстоянии $0,85B$ (B — полуширина контакта от оси симметрии площадки контакта поверхностей зубьев); Y_s — коэффициент влияния нормальных напряжений на эффективность касательных.

Значения τ_{ZY} и σ_Y определяют решением контактной задачи теории упругости для случая первоначального касания двух цилиндров с параллельными осями при отсутствии касательной нагрузки и смазочного материала по формулам, приведенным в работе [10], коэффициент Y_s зависит от микротвердости $HV_{0,2}$ (рис. 4).

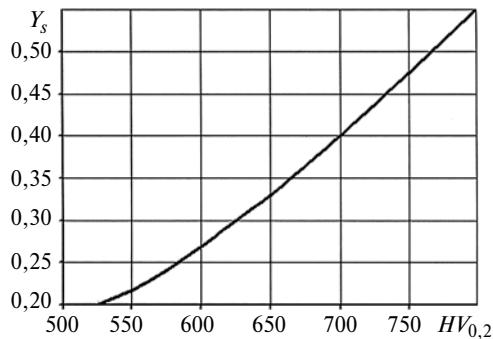


Рис. 4. Зависимость коэффициента Y_s от микротвердости $HV_{0,2}$ упрочненного слоя

Результаты расчета ресурса, обеспечивающего сопротивлением глубинной контактной усталости поверхностей зубьев, представляются в табличной форме. В табл. 1 в качестве примера приведены расчетные распределения контактной выносливости зубчатого колеса с $z = 15$ по толщине Z упрочненного слоя. При разной микротвердости по расчетным данным можно определить: глубину зоны с наименьшим ресурсом для назначения эффективной толщины упрочненного слоя, ресурс зубчатых колес с учетом глубинной контактной усталости

активных поверхностей зубьев в зависимости от микротвердости, которая по глубине упрочненных слоев определяется химико-термической обработкой; требуемые микротвердость и ее распределение по упрочненному слою для обеспечения заданного ресурса зубчатого колеса.

Расчет зубчатых колес на поверхность контактную выносливость и выносливость при изгибе зубьев выполняют по методике, приведенной в работе [16], с учетом рекомендаций ГОСТ 21354—87 по определению коэффициентов, учитывающих перекрытие зубьев, распределение нагрузки между зубьями, форму зуба и концентрацию напряжений.

На основе предложенной методики разработана программа расчета GearProg (рег. № 530 НЦИС Республики Беларусь), адаптированная к среде Microsoft Windows.

Рассмотрим пример расчета зубчатых колес редуктора мотор-колеса (РМК) карьерного самосвала с техническими данными: грузоподъемность — 136 т; общий вес — 2400 кН; средняя скорость — 25 км/ч; радиус ведущих колес — 1,458 м; удельная тяговая сила — 0,13; коэффициенты пробега: $K_{pf} = 0,0328$; $L_{ph} = 0,1982$; $K_{phg} = 0,068$.

В табл. 2 приведены параметры зубчатых колес и результаты расчета нагрузочного режима РМК.

Таблица 1

Расчетные распределения контактной выносливости, км, зубчатого колеса с $z = 15$ по толщине Z при разной микротвердости

| $HV_{0,2}$, кг/мм ² | Расстояние от поверхности Z , мм | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|------------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |
| 550 | | 5664 | | 4734 | | 11707 | | 40277 | | $>10^6$ | | $>10^6$ |
| 600 | $>10^6$ | 16535 | 10009 | 10476 | 14336 | 22842 | 39791 | 72919 | 904866 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 620 | $>10^6$ | 25910 | 14463 | 14443 | 19142 | 29792 | 50973 | 92093 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 640 | $>10^6$ | 41221 | 21040 | 19972 | 25583 | 38846 | 65225 | 705032 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 660 | $>10^6$ | 66751 | 30852 | 27723 | 34245 | 50657 | 83396 | 996027 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 680 | $>10^6$ | 653230 | 45660 | 38656 | 45932 | 66096 | 620085 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 700 | $>10^6$ | $>10^6$ | 68302 | 54190 | 61768 | 86323 | 895814 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 710 | $>10^6$ | $>10^6$ | 83913 | 64306 | 71710 | 552542 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 720 | $>10^6$ | $>10^6$ | 592787 | 76439 | 83323 | 675919 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 730 | $>10^6$ | $>10^6$ | 815541 | 91022 | 537573 | 827394 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 740 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | 637693 | 675269 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 750 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | 833547 | 849609 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |
| 760 | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ | $>10^6$ |

Таблица 2

Параметры зубчатых колес и расчетные показатели нагрузочного режима редуктора мотор-колеса самосвала грузоподъемностью 136 т

| Ряд зацепления | Модуль зубчатого зацепления m , мм | Число зубьев z | Угол профиля исходного контура | Передаточное число до ведущих колес | Крутящий момент на валу зубчатого колеса, Н · м | Частота вращения зубчатого колеса, мин ⁻¹ |
|----------------|--------------------------------------|------------------|--------------------------------|-------------------------------------|---|--|
| 1 | 8,085 | 15 72 | 23,6° | 28,8 6,0 | 8223,1 37471,1 | 1308,6 272,6 |
| 2 | 8,085 | 17 102 | 20,5° | 6,0 1,0 | 39471,1 236826,3 | 272,6 45,4 |

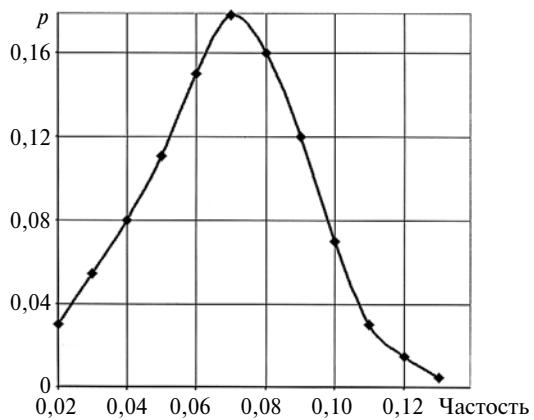


Рис. 5. Распределение удельной тяговой силы p карьерного самосвала грузоподъемностью 136 т

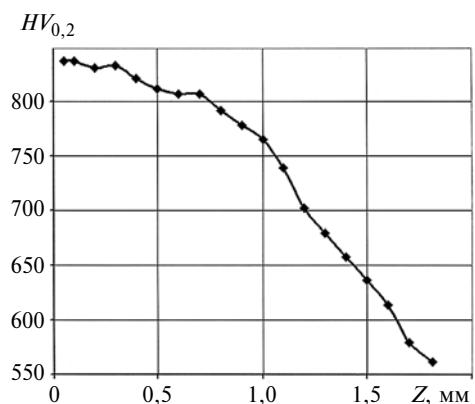


Рис. 6. Распределение микротвердости $HV_{0,2}$ по толщине Z цементованного слоя ведущего зубчатого колеса редуктора мотор-колеса карьерного самосвала

Расчет ресурса зубчатых колес выполняли с применением эквивалентной расчетной нагрузки и коэффициентов K_{Π} пробега, которые определяли по кривым распределения удельной тяговой силы p для карьерных самосвалов (рис. 5) при разных показателях m степени уравнений кривых усталости, определяемых видом предельного состояния [16].

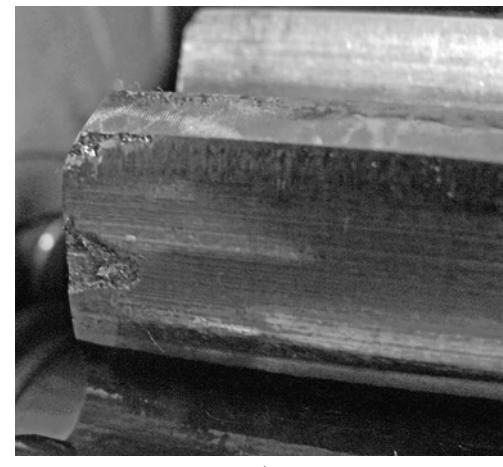
Зубчатые колеса с внешними зубьями изготовлены из стали ASTM 4820. На рис. 6 приведено распределение микротвердости по толщине упрочненного слоя центральной шестерни РМК. Твердость поверхности зубьев $61 \div 63 HRC$, эффективная толщина упрочненного слоя до твердости $50 HRC$ ($550 HV_{0,2}$) составляет $1,8$ мм, твердость сердцевины $23 \div 40 HRC$. При соблюдении правил эксплуатации ресурс РМК не ограничен.

Расчет по программе GearProg показал, что при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев коэффициент запаса прочности составил 1,05, а ресурс ведущего зубчатого колеса — $70 \div 85$ тыс. км. Так как ресурс зубчатых колес по условиям эксплуатации не регламентируется, то очевидно изготовитель рассматривает только глубинную контактную усталость зубьев.

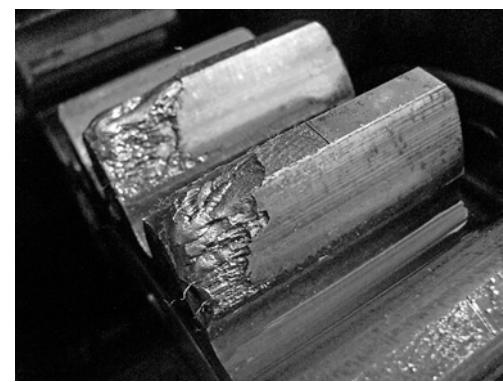
Согласно расчетам на глубинную контактную выносливость ведущего зубчатого колеса РМК (см. табл. 2) требуемый ресурс в 900 тыс. км обеспечивается при микротвердости $760 HV_{0,2}$ ($60 HRC$) на глубине цементованного слоя $Z_{\Pi} \leq 0,5$ мм, а толщина упрочненного слоя должна быть не менее $0,9$ мм до зоны с предельной микротвердостью $600 HV_{0,2}$. Сравнение результатов расчета и фактического распределения микротвердости по толщине упрочненного слоя (см. рис. 6) зубьев, показывает, что микротвердость и толщина упрочненного слоя обеспечивают ресурс с большим запасом, т. е. неограниченность ресурса зубчатых колес РМК подтверждена расчетом по разработанной методике.

Предлагаемая методика расчета позволяет выбрать материал или оценить эффективность применения той или иной марки стали без стендовых испытаний.

Так, сравнительными испытаниями на стенде с замкнутым силовым контуром установлено, что зубчатые колеса из сталей 20Х2Н4А и 20ХН3МА с параметрами: $m = 10$ мм, $z = 19$, $b = 55$ мм, при одинаковых условиях эксплуатации имеют одинаковую долговечность 213,1 ч. Повреждения зубьев, полученные при испытаниях зубчатых колес, пока-



a)



б)

Рис. 7. Повреждения зубьев зубчатых колес из сталей 20Х2Н4А (*а*) и 20ХН3МА (*б*) при стендовых испытаниях за 213,1 ч

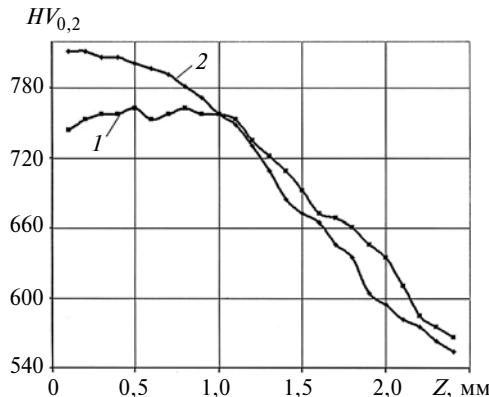


Рис. 8. Распределения микротвердости $HV_{0,2}$ по толщине Z цементированного слоя зубчатых колес из сталей 20Х2Н4А (1) и 20ХН3МА (2)

заны на рис. 7, *a, б*, а распределения микротвердости по толщине их упрочненного слоя — на рис. 8.

На зубьях данных зубчатых колес имеются и глубинные контактные выкрашивания, и питтинг, а также скол головок зубьев из-за значительной концентрации напряжений. Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления при данной нагрузке составляет 2140 МПа. В зависимости от величины микротвердости и ее распределения по толщине упрочненного слоя (см. рис. 8) опасная зона по сопротивлению контактной усталости находится на глубине 1,2–1,3 мм от поверхности зуба. Так как на этой глубине микротвердости этих зубчатых колес одинаковы ($710\div730$ $HV_{0,2}$), то их ресурсы также одинаковы и составляют $200\div210$ ч, что согласуется с данными стендовых испытаний.

Заметим, что при стендовых испытаниях максимальные контактные напряжения составляют 2140 МПа и намного превышают контактные напряжения в зубчатом зацеплении при эксплуатации. При такой нагрузке разрушения зубьев происходят в глубине цементированного слоя, физико-механические свойства и структура которого при эксплуатации другие. Поэтому оценка ресурса зубчатых колес по результатам стендовых испытаний при форсированных режимах необъективна.

Расчет ресурса зубчатых колес в режиме стендовых испытаний с умеренной нагрузкой (поверхностное контактное напряжение в полюсе зацепления составило 1460 МПа) показал, что опасная зона по контактной усталости находится на глубине 0,6 мм от поверхности; ресурс зубчатого колеса из стали 20ХН3МА с микротвердостью 800 $HV_{0,2}$ в опасной зоне (см. рис. 8) составляет 4370 ч, а ресурс зубчатого колеса из стали 20Х2Н4А микротвердостью 760 $HV_{0,2}$ в опасной зоне составляет 2210 ч. Следовательно, при эксплуатации ресурс зубчатых колес из стали 20ХН3МА превышает приблизительно в 2 раза ресурс зубчатых колес из стали 20Х2Н4А.

Разработанная методика расчета ресурса зубчатых колес трансмиссий с учетом структуры упрочненного слоя, определяемой маркой стали и технологией химико-термической обработки, позволяет обосновать выбор материала и упрочняющей обработки на этапе проектирования и определять оптимальные толщину и микротвердость упрочненного слоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сусин А. А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. Минск: Белорусская наука, 1999. 175 с.
2. Зинченко В. М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. 303 с.
3. Дымшиц И. И. Коробки передач. М.: Машгиз, 1960. 360 с.
4. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач / В. Н. Кудрявцев, Д. Н. Решетов, И. С. Кузьмин, А. Л. Филиппенков // Вестник машиностроения. 1989. № 9. С. 29–36.
5. Пархомчик П. А. Пути совершенствования производства зубчатых передач карьерных самосвалов // Механика машин, механизмов и материалов. 2014. № 2. С. 60–64.
6. Кораблев А. И., Решетов Д. М. Повышение несущей способности зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1968. 288 с.
7. Петруевич А. И. Контактная прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1970. 64 с.
8. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач / Под общ. ред. В. Е. Старжинского, М. М. Кане. СПб.: Профессия, 2007. 832 с.
9. Тескер Е. И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов. М.: Машиностроение, 2011. 434 с.
10. Редукторы энергетических машин: Справочник / Под ред. Ю. Л. Державца. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. 232 с.
11. Брагин В. В. Проектирование высоконапряженных цилиндрических зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1991. 224 с.
12. Руденко С. П. Сопротивление усталости цементированных зубчатых колес // Вестник машиностроения. 1999. № 4. С. 13–15.
13. Руденко С. П. Исследование сопротивления контактной усталости поверхностно-упрочненных зубчатых колес // Вестн. НАН Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. 2009. № 4. С. 48–53.
14. Руденко С. П. Расчет ресурса зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин с учетом качества химико-термического упрочнения // Механика машин, механизмов и материалов. 2010. № 4. С. 58–60.
15. Руденко С. П., Валько А. Л. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин. Минск: Белорусская наука, 2014. 126 с.
16. Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмиссии автомобилей. Минск: Наука и техника, 1979. 256 с.
17. Кудрявцев В. Н., Кузьмин И. С., Филиппенков А. Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. СПб.: Политехника, 1993. 448 с.

В. Н. МОРОЗОВ, И. Л. КРАСНОЩЕКОВ, кандидаты технических наук (ООО "Техтрансстрой", г. Самара),
Л. А. ПАВЛОВИЧ, Д. Б. КРАСИНСКИЙ, Е. В. МЕЛЬНИКОВ, кандидаты технических наук (СГАУ, г. Самара),
И. А. ДАНИЛУШКИН, канд. техн. наук (СамГТУ, г. Самара), И. Л. ПАВЛОВИЧ (СГАУ, г. Самара),
e-mail: sstend@mail.ru

Полевые динамические испытания системы гидроприводов крупногабаритных подвижных объектов при значительных массовых, гидродинамических и триботехнических нагрузках

Приведены результаты исследования структурной схемы системы управления гидропривода шлюзов судоходных гидротехнических сооружений.

Ключевые слова: объемный гидропривод, гидроцилиндр, пропорциональный гидроагрегат, испытания, массовая, гидродинамическая и триботехническая нагрузки.

The research results of control system structural scheme of a hydraulic drive of gates of navigational hydraulic structures are presented.

Keywords: hydrostatic power drive, hydraulic cylinder, proportional hydraulic unit, tests, mass, hydrodynamic and tribotechnical loads.

На судоходных гидротехнических сооружениях Волжского бассейна для перемещения крупногабаритных затворов и ворот шлюзов используется система из двух независимых гидроприводов.

Размеры верхних рабочих ворот (ВРВ) составляют 30 м и более по длине и более 10 м по высоте. Масса ворот превышает 300 т.

На ворота действуют переменные гидродинамические нагрузки от воды и ветра. При перемещении ворот в направляющих опорах возникают силы трения, переменные по направлению и разные по величине в зависимости от времени года.

При эксплуатации гидротехнических сооружений важно обеспечить заданные динамические характеристики, в том числе скорости перемещения подъемно-опускных ворот, которые должны находиться в диапазоне 0,1÷4,0 м/мин, и синхронность перемещения их сторон (допустимый перекос — не более 60 мм при длине ворот 30 м).

Для обеспечения необходимых динамических характеристик ворот разработаны приводы различных конструкций (в том числе гидроприводы) и их системы управления и синхронизации.

Каждая конструкция имеет свои достоинства и недостатки.

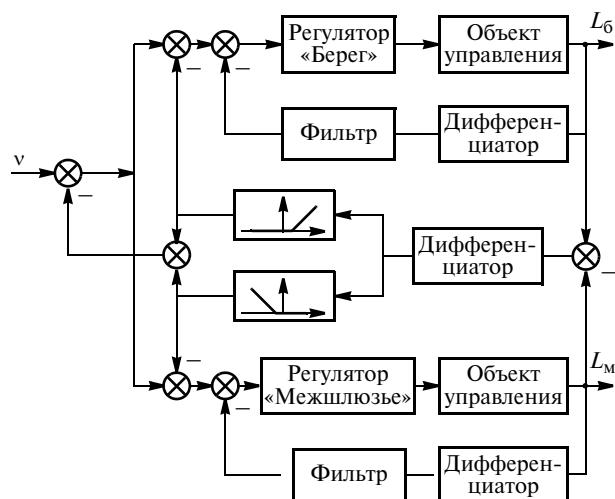
Анализ технической документации, патентных материалов и опыта эксплуатации показал целесообразность испытаний системы гидроприводов с частотно-дроссельным управлением и системой синхронизации движения, построенной на базе пропорциональных электроуправляемых гидро-

дросселей с использованием запатентованного способа регулирования [1].

Предварительные лабораторные исследования гидропривода крупногабаритных подвижных объектов при значительных массовых, гидродинамических и триботехнических нагрузках выполнены на моделирующем комплексе 100-КЭ [2] Самарского государственного аэрокосмического университета (СГАУ), на способ испытания получен патент [3]. Отдельные результаты испытаний приведены в работе [4].

Подобные работы с созданием экспериментальной системы управления ВРВ на реальном оборудовании проводились в Балаковском районе на гидротехнических сооружениях шлюза № 26 Саратовского гидроузла компанией ООО "Техтрансстрой" совместно с СГАУ [5]. Для управления перемещением ВРВ использовали многосвязную систему с взаимной коррекцией управляющего воздействия на стороны ворот (рис. 1).

Управление перемещением каждой из сторон ворот осуществляется независимой системой автоматического управления, реализованной на отдельном контроллере. Информация о положении противоположной стороны ворот поступает на вход системы отдельным сигналом.



Корректирующий сигнал возникает только тогда, когда величина рассогласования перемещения сторон подъемно-опускных ворот превысит заданное значение. При определенном опережении любой из сторон подается корректирующий сигнал, скорость опережающей стороны ворот снижается, и положения сторон выравниваются.

При синтезе передаточной функции регулятора замкнутого контура стабилизации скорости для каждой из сторон верхних рабочих подъемно-опускных ворот проведен спектральный анализ сигнала положения контролируемого края ворот. Изменение сигнала L , измеренного в импульсах энкодера, положения сторон ВРВ за время $t = 3$ с при подъеме ворот с постоянной производительностью маслонасоса показано на рис. 2. Хорошо виден колебательный характер движения.

Для точного анализа частоты f гармонической составляющей сигнала перемещения спектр сигнала построен с вычетом из него постоянно возрастающей компоненты (рис. 3). Амплитуду A сигнала перемещения измеряли в импульсах энкодера — один импульс соответствует 0,1 мм. Сигнал имеет гармонические составляющие на частотах 2,5 и 5 Гц, обусловленные свойствами гидросистемы, конструкцией маслонасоса и частотой вращения вала электродвигателя $n = 980 \text{ мин}^{-1}$. Если сигнал с такой спектральной характеристикой использовать для формирования управляющего воздействия, то преобразователь частоты, отрабатывая помеху, будет постоянно изменять частоту вращения маслонасоса. Частые резкие изменения частот вращения электродвигателя и маслонасоса снижают их ресурсы, поэтому при выборе структуры регулятора и его настройки ставилась задача — исключить или максимально уменьшить влияние гармонических составляющих помехи на управляющее воздействие.

Передаточную функцию регулятора рассчитывали так, чтобы минимизировать дисперсию ошибки, что существенно снизило влияние гармонической составляющей. Сигнал U управляющего воздействия на выходе преобразователя частоты при подъеме ВРВ с постоянной скоростью (рис. 4) показывает, что нет гармонических составляющих с частотами 2,5 и 5 Гц. Это подтверждает правильность синтеза регулятора.

Синтезированный регулятор обеспечивает минимальное влияние неравномерности перемещения ворот на режим электропривода, что увеличивает ресурс электрогидравлического оборудования.

Систему регулирования можно улучшить применением комбинированного частотно-дроссельного управления гидроприводами ВРВ. Для синхронизации перемещения ВРВ при опускании применяют пропорциональные дроссели с высокими динамическими характеристиками, что позволяет использовать их для отработки гармонических по-

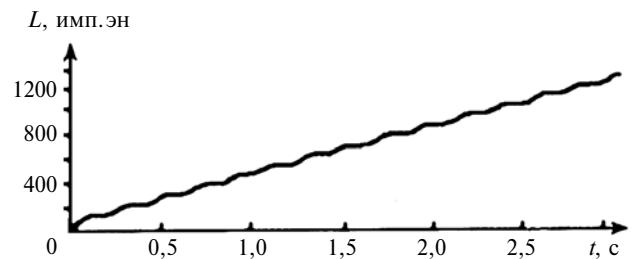


Рис. 2. Изменение сигнала L положения стороны ворот в текущем времени

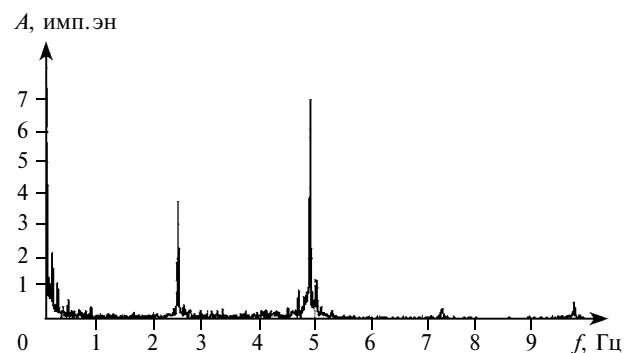


Рис. 3. Спектр сигнала перемещения стороны подъемно-опускных ворот:
 A — амплитуда сигнала (в импульсах энкодера)

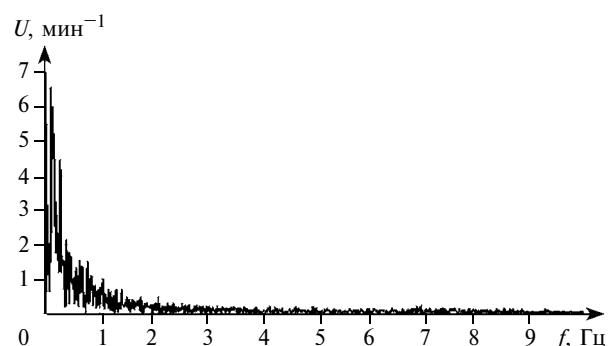


Рис. 4. Спектр сигнала U на выходе преобразователя частоты f

мех, снижая тем самым нагрузку на электропривод маслонасосов.

Разработанная система гидроприводов крупногабаритных подвижных объектов совместима с существующей штатной системой гидроприводов шлюза. Это позволило оценить ее качество, осуществляя одновременно контроль и управление скоростью и перекосом ВРВ, пульсацией давления рабочей жидкости в гидросистеме, силой гидроудара и пр. и переводя полученные данные в относительные величины, т. е. в показатели уровня качества. Это позволяет прогнозировать технический уровень разрабатываемых гидроприводов, определять направления повышения их качества и оптимизировать конструкции.

При эксплуатации САУ за август—ноябрь 2013 г. и март—сентябрь 2014 г. с использованием данной

А. К. ТУГЕНГОЛЬД, д-р техн. наук, А. Ф. ЛЫСЕНКО, Д. А. СТАТОВОЙ
 (Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону),
 e-mail: aflysenko@gmail.com

Система знаний в виде интеллектуальной электронной технической документации для многооперационных станков

Рассмотрены основные концептуальные положения интеллектуального электронного технического документирования. Описан принцип работы модуля анализа вибраакустической эмиссии при обработке на металлорежущих станках. Приведены примеры повышения точности обработки при использовании рекомендаций системы знаний.

Ключевые слова: многооперационный станок, интеллектуальное управление, анализ вибраакустической эмиссии, электронное документирование, интеллектуальное документирование.

The fundamentals of intelligent electronic technical documentation are considered. The operating principle of module of vibroacoustic emission analysis at processing on metal cutting machines is described. The examples of processing accuracy increase at application of knowledge-based system recommendations are given.

Keywords: multi-operation machine, intelligent control, vibroacoustic emission analysis, electronic shop documentation, intelligent documentation.

Современные требования, предъявляемые к многооперационным станкам, обусловлены необходимостью повышения качества выпускаемой продукции в условиях конкуренции. Для экономически эффективного производства необходимы высокоеф-

ективные системы контроля и управления станками. В работах [1, 2] предложено решение задачи повышения эксплуатационных качеств технологических машин, в том числе металлорежущих станков, в основе которого лежит концепция интеллектуаль-

ного электронного технического документирования (ИЭТД) технологических объектов. ИЭТД и паспортизация станков — важные этапы создания единой среды эксплуатации, программирования, технического обслуживания станков и другого технологического оборудования разных производителей на различных предприятиях. В состав системы ИЭТД многооперационного станка входит база данных (БД) по наследуемым и оперативным характеристикам станка [3].

Множество факторов (входных воздействий), определяющих общую погрешность станка, в зависимости от получения информации о них можно представить как совокупность наследуемого (X_h) и оперативного (X_o) множеств:

$$\begin{cases} X = (X_h, X_o); \\ X_h = (x_{h1}, x_{h2}, \dots, x_{hm}); \\ X_o = (x_{o1}, x_{o2}, \dots, x_{on}). \end{cases} \quad (1)$$

Под наследуемым множеством X_h подразумевается совокупность m факторов, которые определяются при приемо-сдаточных или тестовых испытаниях, аope-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 12)

системы управления осуществлено более 2700 пропусков судов через шлюзы.

Эксплуатация разработанной системы управления гидропривода в шлюзах показала, что гидропривод ВРВ с частотно-дроссельной системой управления работоспособен, предельные перекосы ВРВ длиной 30 м составляют не более 12 мм (допустимый перекос — 60 мм).

Данную САУ можно использовать при переходе на перспективные методы регулирования, в том числе на комбинированное машинно-дроссельное регулирование с адаптивными методами управления. Получаемые с помощью САУ данные используют в системе самодиагностики гидропривода, что упрощает эксплуатацию гидрооборудования шлюза и снижает затраты на его техническое обслуживание.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 2503858 Рос. Федерации: МПК F15 B9/09. Способ регулирования скорости объемного гидропривода с комбинированной частотно-дроссельной системой управления при пуске под нагрузкой.
2. Пат. на полезную модель 117541 Рос. Федерации: МПК F15 B19/00. Стенд для динамических испытаний цилиндров.
3. Пат. 2511886 Рос. Федерации: МПК F15 B19/00. Способ испытания гидроцилиндра на функционирование под нагрузкой, ресурс и наработку до отказа.
4. Особенности технологических испытаний гидроприводов судоходных гидротехнических сооружений / В. Н. Морозов, И. Л. Краснощеков, Л. А. Павлович и др. // Вестник машиностроения. 2014. № 4. С. 10–13.
5. О некоторых итогах опытной эксплуатации электрогидравлического привода подъемно-опускных ворот с комбинированной системой управления на Балаковском шлюзе № 25–26 Саратовского гидроузла / В. Н. Морозов, И. Л. Краснощеков, Д. Б. Красинский // ГИДРОТЕХНИКА. XXI ВЕК. 2013. № 4(16). С. 56–61.

ративное множество X_0 составляет совокупность n факторов, получаемых непосредственно в процессе обработки изделий. Такое деление обусловлено трудностями получения оперативной информации от средств контроля непосредственно в процессе обработки детали. К оперативным факторам относятся: ошибки перемещений; погрешность наименьших номинальных перемещений рабочего органа при последовательных дискретных перемещениях; погрешности привода, изменяющиеся при рабочем ходе во время обработки и др.

Для обработки информации из БД используют систему знаний (СЗ), включающую в себя различные методы интеллектуального анализа данных (ИАД) [4] и базы правил [5]. СЗ позволяет формировать корректирующие коэффициенты для программы обработки на станке с ЧПУ.

Поставлены задачи — разработать программный модуль анализа вибраакустической эмиссии (ВАЭ) в составе системы ИЭТД, экспериментально подтвердить его работоспособность и определить эффективность применения методов ИАД при анализе ВАЭ на металлорежущих станках. Это позволит определить зависимости между реальными условиями обработки заготовки и критериями формирования программы управления для оптимизации программы ЧПУ и повышения производительности станка. Использование для определения потенциальных угроз качеству обработки анализа ВАЭ основано на опыте зарубежных специалистов в области применения ИАД при обработке на металлорежущих станках [6, 7].

Экспериментальные исследования показали эффективность контроля процесса резания с использованием анализа ВАЭ при разных частотах вращения шпинделя и подачах и подтвердили повышение точности обработки при корректировке программы обработки путем применения СЗ.

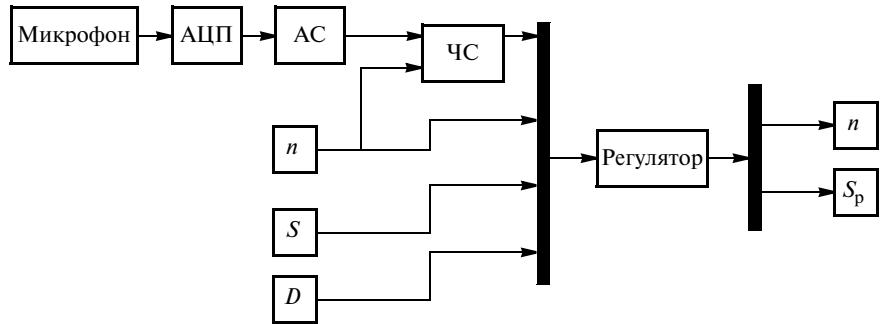


Рис. 1. Схема системы коррекции режимов резания в системе Matlab/Simulink

Для определения требующихся зависимостей решали прикладную задачу по устранению наследственности припуска при обработке заготовки путем обработки статистических данных по отклонениям и получения на основании рекомендаций СЗ корректирующих коэффициентов.

Программное обеспечение (ПО) СЗ разработано в среде Matlab/Simulink. Структурная схема системы коррекции режимов резания (рис. 1) включает в себя: аналогово-цифровой преобразователь (АЦП); анализатор спектра (АС); частотный селектор (ЧС); регулятор, работа которого основана на базе нечетких знаний (исходные данные — частота n вращения шпинделя, подача S , диаметр фрезы D ; выходные данные — рекомендуемые частота n_p вращения шпинделя и подача S_p).

Данная система позволяет на основе анализа полученных с помощью аудиоустройства данных создавать управляющее воздействие, изменяя режим резания с целью оптимизации процесса.

Из спектра, получаемого разложением сигнала в ряд Фурье, выделяются наиболее информационные гармоники. Сигнал нормализуется с помощью амплитудного коэффициента таким образом, чтобы амплитуда наиболее мощной гармоники попадала в диапазон от 0 до 1 с учетом расположения микрофона относительно источника звука. Далее из всего спектра полученных частот выбираются наиболее информа-

тивные гармоники и совместно с важнейшими параметрами процесса обработки подаются на вход нечеткого регулятора.

Ниже приведен перечень, составленный на основе анализа ВАЭ входных переменных нечеткого регулятора подачи и частоты вращения шпинделя при обработке сложнопрофильной детали. Формулы текущих частот вращения шпинделя и подачи приведены для конкретной обработки (для данного эксперимента), значения гармоник нормализованы от 0 до 1 для обеспечения возможности изменения расстояния от микрофона до источника шума:

1) $n_T = 1000v_p/(\pi d)$ — частота вращения шпинделя;

2) $S_T = S_z \cdot n_3$ — подача;

3) D — диаметр фрезы;

4) $m_1 = n_T/60$ — первая гармоника сигнала, соответствующая частоте вращения фрезы;

5) $m_2 = 2n_T/60$ — вторая гармоника сигнала, соответствующая частоте вращения фрезы, кратной двум;

6) $m_3 = 3n_T/60$ — третья гармоника сигнала, соответствующая частоте вращения фрезы, кратной трем;

7) $m_4 = 4n_T/60$ — четвертая гармоника сигнала, соответствующая частоте вращения фрезы, кратной четырем;

8) m_{Σ} — сумма амплитуд остальных гармоник сигнала, нормализованная относительно первой гармоники.

На выходе нечеткого регулятора после дефазификации полу-

чаем рекомендуемые коррекции частоты вращения шпинделя (Δn) и подачи (ΔS), согласно которым рекомендуемые значения составляют:

$$n_p = n_t(1 + \Delta n);$$

$$S_p = S_t(1 + \Delta S).$$

Практика показала, что целесообразно использовать шесть термов соотношения Δn и ΔS :

V_i (большое вверх) — от 15 до 25;

M_u (среднее вверх) — от 8 до 18;

S_u (малое вверх) — от 0 до 10;

B_d (большое вниз) — от 15 до 25;

M_d (среднее вниз) — от 8 до 18;

S_d (малое вниз) — от 0 до 10.

С учетом этого управляющие воздействия, определяющие рекомендуемые S_p и n_p , формируются на основе нечеткого вывода:

$$S_p = \\ = S_z z n_p(m_1, m_2, m_3, m_4, m_{\Sigma}, n_3, S_3),$$

где n_3 и S_3 — заданные частота вращения шпинделя и подача.

Таким образом, сформирована база эвристических правил вывода, некоторые из которых представлены в табл. 1.

Для подтверждения работоспособности СЗ и целесообраз-

ности ее применения при фрезерной обработке проведена серия экспериментальных исследований. Испытания проводили в лабораториях Южного центра модернизации машиностроения Донского ГТУ. На базе вертикального обрабатывающего центра Okuma MB-46VAE был создан экспериментальный стенд, включающий в себя: станок с ЧПУ Okuma MB-46VAE; измерительную электронную систему Machining Navi M-g; компьютер с программным обеспечением СЗ. Поверхность сканировали измерительным щупом фирмы Renishaw OMP-60 (точность ± 1 мкм).

Измерительная электронная система Machining Navi M-g — опциональный акустический измерительный модуль, оснащенный контроллером THINC®-OSP и вибравакустическими датчиками. Датчик измерительной системы закрепляют с помощью магнитного держателя так, что микрофон касается станка. Это позволяет снимать вибравакустические колебания в процессе обработки.

Коррекцию подачи и частоты вращения шпинделя осуществляли на основании рекомендаций СЗ, опираясь на данные ВАЭ, полученные от системы Navi M-g.

Для обработки конструкционной углеродистой стали 45 по каталогу инструментов General Catalog выбрали режущие инструменты диаметрами 6, 8 и 10 мм с четырьмя зубьями. Заготовку в форме параллелепипеда размерами $100 \times 55 \times 32$ мм фрезеровали для выявления наследственности припуска при управлении от системы ЧПУ станка. Инструмент и материал заготовки выбрали исходя из наиболее характерного проявления наследственности припуска при обработке в заданных условиях. Результаты расчета режимов резания приведены в табл. 2.

Заготовку обрабатывали по боковой грани с припуском $55 \div 59$ мм. Ширина фрезерования составила 10 мм.

Таблица 1
База эвристических правил СЗ

| n_m | S_m | D | m_1 | m_2 | m_3 | m_4 | m_{Σ} | Δn | ΔS |
|-------|-------|-----|-------|-------|-------|-------|--------------|------------|------------|
| S | S | S | S | S | S | S | S | S_u | S_u |
| M | M | S | S | S | S | S | S | S_u | S_u |
| B | B | S | S | S | S | S | S | S_d | S_d |
| <hr/> | | | | | | | | | |
| S | S | M | M | S | M | B | S | S_d | S_d |
| M | M | M | M | S | M | B | S | M_d | M_d |
| B | B | M | M | S | M | B | S | M_d | M_d |
| <hr/> | | | | | | | | | |
| M | M | S | B | M | M | B | M | B_d | B_d |
| B | B | S | B | M | B | M | M | B_d | B_d |
| <hr/> | | | | | | | | | |
| M | M | B | S | S | S | S | S | M_u | M_u |
| <hr/> | | | | | | | | | |
| B | B | S | B | M | B | M | M | B_d | B_d |
| <hr/> | | | | | | | | | |

Таблица 2
Расчетные параметры режимов резания

| Режим | D , мм | z | L_D | B | t_{min} | t_{max} | v_p , м/мин | n , мин $^{-1}$ | S_z | S |
|-------|----------|-----|-------|-----|-----------|-----------|---------------|-------------------|--------|-----|
| | | | мм | | | | | | мм/мин | |
| 1 | 6 | 4 | 70 | 10 | 0 | 4 | 82,80 | 4400 | 440 | |
| 2 | 8 | | | | | | 82,80 | 3300 | 0,025 | 330 |
| 3 | 10 | | | | | | 81,64 | 2600 | | 260 |

Обозначения: D — диаметр фрезы; z — число зубьев; L_D — вылет фрезы; B — ширина фрезерования; t — глубина фрезерования; v_p — скорость резания; n — частота вращения шпинделя; S_z — подача на зуб; S — подача.

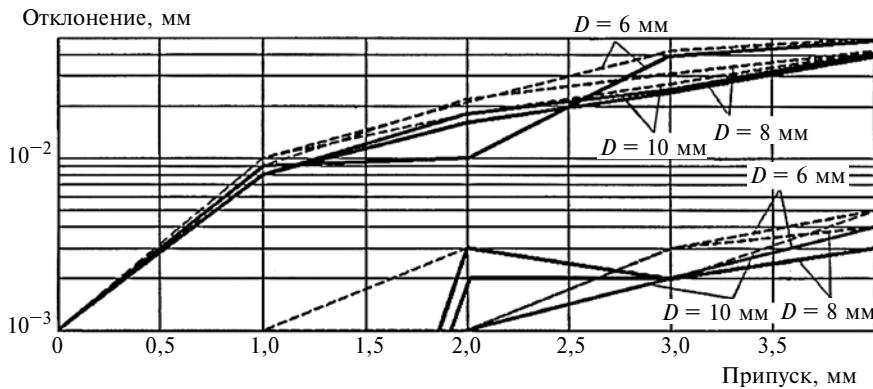


Рис. 2. Наследственность припуска при попутном (----) и встречном (—) фрезеровании до (верхние линии) и после (нижние линии) коррекции

На рис. 2 показаны результаты виброакустического анализа при фрезеровании на режимах резания 1–3 (см. табл. 2) и с корректирующим управлением на основе данных системы Smart-паспорта.

В табл. 3 представлены результаты сканирования поверхности после обработки каждой из трех фрез при попутном и встречном фрезеровании без корректирующего управления и с коррекцией,

**Таблица 3
Значения отклонений размеров обработанных заготовок при фрезеровании
без коррекции режима обработки и с коррекцией**

| D, мм | Фрезерование | Точка контроля, мм | Припуск, мм | Отклонение, мм | |
|-------|--------------|--------------------|-------------|----------------|--------------|
| | | | | без коррекции | с коррекцией |
| 6 | Попутное | 0 | 0 | 0,001 | 0 |
| | | 25 | 1,002 | 0,010 | 0,001 |
| | | 50 | 1,993 | 0,021 | 0,001 |
| | | 75 | 3,012 | 0,042 | 0,003 |
| | | 100 | 4,001 | 0,050 | 0,005 |
| | Встречное | 0 | 0 | 0,001 | 0 |
| | | 25 | 1,004 | 0,009 | 0 |
| | | 50 | 2,010 | 0,010 | 0,002 |
| | | 75 | 2,990 | 0,039 | 0,002 |
| | | 100 | 4,002 | 0,048 | 0,004 |
| 8 | Попутное | 0 | 0 | 0,001 | 0 |
| | | 25 | 1,001 | 0,009 | 0,001 |
| | | 50 | 1,997 | 0,022 | 0,003 |
| | | 75 | 3,020 | 0,031 | 0,002 |
| | | 100 | 4,000 | 0,042 | 0,005 |
| | Встречное | 0 | 0 | 0,001 | 0 |
| | | 25 | 1,001 | 0,008 | 0 |
| | | 50 | 1,999 | 0,018 | 0,001 |
| | | 75 | 3,001 | 0,025 | 0,002 |
| | | 100 | 4,001 | 0,041 | 0,003 |
| 10 | Попутное | 0 | 0 | 0,001 | 0 |
| | | 25 | 1,002 | 0,010 | 0 |
| | | 50 | 2,001 | 0,018 | 0,001 |
| | | 75 | 3,002 | 0,027 | 0,003 |
| | | 100 | 4,001 | 0,042 | 0,004 |
| | Встречное | 0 | 0 | 0,001 | 0 |
| | | 25 | 1,002 | 0,008 | 0 |
| | | 50 | 1,998 | 0,016 | 0,003 |
| | | 75 | 2,990 | 0,024 | 0,002 |
| | | 100 | 4,000 | 0,039 | 0,003 |

а также данные сканирования исходной поверхности и отклонения от заданных параметров.

Разработанный модуль анализа ВАЭ в составе СЗ системы ИЭТД позволяет управлять обработкой, изменяя подачу и частоту вращения шпинделя, тем самым повышая точность обработки и снижая влияние наследственности припуска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Интеллектуальное электронное документирование технологических объектов в системе PLM / А. К. Тугенгольд, А. С. Тишин, А. Ф. Лысенко, З. А. Цишкевич // Вестник ДГТУ. 2011. Т. 11. № 3. С. 860–867.

2. Тугенгольд А. К., Лысенко А. Ф., Тишин А. С. Интеллектуальная электронная паспортизация в системе управления технологическими объектами // Микроэлектронные информационно-управляющие комплексы: сб. тез. и ст. Всерос. науч. шк., 5–7 сент. 2011 г. Новочеркасск: Лик, 2011. С. 112–124.

3. Принципы построения интеллектуальной электронной документации станка / Г. В. Самодуров, А. К. Тугенгольд, Н. П. Юденков, Е. А. Лукьянов // СТИН. 2012. № 7. С. 15–20.

4. Тугенгольд А. К., Тишин А. С., Лысенко А. Ф. К вопросу формирования системы знаний при интеллектуальном электронном документировании мехатронных объектов // Вестник ДГТУ. 2012. № 3(64). С. 115–126.

5. Тугенгольд А. К., Лысенко А. Ф. Использование метода Data Mining в системе интеллектуальной электронной паспортизации // Микроэлектронные информационно-управляющие комплексы. Сб. тез. и ст. Всерос. науч. шк., 1–10 дек. 2011, г. Новочеркасск: Лик, 2011. С. 96–112.

6. Euyup Bagci. Monitoring and analysis of MRR-based feedrate optimization approach and effects of cutting conditions using acoustic sound pressure level in free-form surface milling // Scientific Research and Essays. 2011. V. 6(2). P. 256–277.

7. Vallejo A. J., Morales-Menéndez R., Alique J. R. On-line Cutting Tool Condition Monitoring in Machining Processes using Artificial Intelligence // Robotics Automation and Control. 2008. October. I.

Н. Н. ЗУБКОВ, д-р техн. наук, Ю. Л. БИТЮЦКАЯ, С. А. ВОЙНОВ
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: zoubkovn@bmstu.ru

Моделирование процесса формирования штырьков при деформирующем резании пластины

Предложен метод моделирования процесса формирования штырьковых структур деформирующим резанием с использованием металлической пластины. Рассмотрено влияние геометрии инструмента на объем подрезаемого материала, образующего единичный штырек. Приведены аналитические зависимости для угла подрезания и длины штырька и экспериментальные данные по влиянию параметров деформирующего резания на форму и вертикальность штырьков.

Ключевые слова: штырьковые структуры, деформирующее резание, резание, теплоотдача, моделирование резания.

The method of modeling of process of formation of male structures deforming by cutting using metal plates. The influence of tool geometry on cutting volume of the material forming the single pin. The dependences for the angle of undercut and the length of the pin and the experimental data on the effect of deforming cutting parameters on the shape and vertical position of the pins.

Keywords: pin structures, deforming cutting, cutting, heat transfer, modeling.

Для поддержания стабильной и бесперебойной работы устройств электронной аппаратуры требуются надежные средства отвода избыточной теплоты, которая выделяется в процессе работы. Для этих целей используют системы жидкостного охлаждения (СЖО) [1, 2], повышение эффективности которых остается актуальной задачей. С целью интенсификации процесса теплопередачи в СЖО применяют теплообменники с развитыми поверхностями. Увеличение площади рабочей поверхности достигается применением развитых структур различной формы, которые получают литьем, механической обработкой, напрессовкой, сваркой, пайкой и т. д. [3]. Наиболее перспективными считаются развитые поверхности штырькового типа [4–7]. Большинство существующих методов получения штырьковых структур имеют значительные ограничения по производительности и максимальной площади поверхности, которая зависит от плот-

ности расположения штырьков. Деформирующее резание (ДР) [8] позволяет получать развитые поверхности штырькового типа с шагом на порядок меньше, чем при других методах, и с большей производительностью.

Кроме того, метод ДР позволяет получать такие формы штырьков, которые наряду с увеличением площади поверхности повышают эксплуатационные характеристики теплообменника. Например, спиральная форма штырьков способствует турбулизации потока жидкости, что увеличивает коэффициент теплоотдачи [9]. Таким образом, управлением формой штырька и его пространственной ориентацией можно повысить эффективность теплообменника.

Цель данной работы — определить влияние параметров обработки на форму, ориентацию и вертикальность штырьков, полученных методом ДР.

Штырьковые структуры методом ДР получают за два прохода инструмента: при первом про-

ходе на заготовке формируется оребренная поверхность, при втором — ребра перерезаются под некоторым углом к направлению оребрения [10]. Формирование штырьков зависит от режимов двух проходов, геометрических параметров инструмента и пр. Как правило, перекрестное оребрение осуществляют на строгальных станках. Исследовать характер и влияние наиболее существенных параметров позволяет моделирование формообразования штырьков с использованием металлической пластины, играющей роль единичного ребра, которое образуется после первого прохода обработки. Таким образом, при перерезании пластины инструментом для ДР формируется ряд штырьков, идентичных тем, которые получают при перекрестном оребрении поверхности. Такое моделирование позволяет установить влияние параметров второго прохода обработки на длину, вертикальность и форму штырьков, а также исключить из рассмотрения влияние несимметричности перерезаемого ребра и различие свойств его сторон.

Влияние параметров обработки на форму и ориентацию штырьков

Одним из наиболее значимых параметров является угол θ встречи — угол между направлением главного движения резания и ребром пластины со стороныerezания резца. Этот угол считается острым, если вспомогательная задняя поверхность инструмента обращена к плоскости пластины (рис. 1). В отличие от ребра пластина симметрична, поэтому будем рассматривать углы $\theta = 0 \div 180^\circ$.

Моделирование процесса формирования штырька на пластине позволяет получить штырьки двух видов: игольчатые (рис. 2, а) и в форме крючков (рис. 2, б). Форму штырьков определяет в

основном угол встречи. При $\theta = 10 \div 60^\circ$ штырек имеет игольчатую форму, причем при $\theta = 10 \div 30^\circ$ у штырька есть перегиб, а при $\theta = 40 \div 60^\circ$ перегиба нет. Штырьки в форме крючков образуются при $\theta = 120 \div 170^\circ$. При $\theta = 70 \div 110^\circ$ штырек имеет переходную фор-

му — происходит частичное загибание вершины игольчатого штырька.

При перезании пластины штырек ориентируется вдоль пластины либо отгибается по направлению резания (прямое направление) или в противополож-

ную сторону (обратное направление). При изменении угла встречи штырек формируется в прямом направлении при $\theta = 10 \div 130^\circ$, в обратном — при $\theta = 140 \div 170^\circ$. Угол встречи, при котором штырек ориентируется вдоль пластины, приблизительно равен 135° . Кроме того, на ориентацию штырька влияет отношение t/S глубины резания к подаче: при $t/S < 1$ штырьки имеют обратное направление, при $t/S > 1$ — прямое, при $t/S = 1$ штырек ориентируется вдоль пластины.

Определение первоначального контакта при врезании инструмента

Геометрия штырька зависит от участия в процессе его формирования кромок резца. Угол встречи определяет характер первоначального контакта резца и заготовки в момент врезания — заготовка контактирует с точкой на режущей кромке (РК) резца, с его вершиной или со всей активной частью РК. При рассмотрении разных вариантов врезания резца с главным углом в плане $\phi = 23,8^\circ$ и углом наклона РК $\lambda = 45,6^\circ$ в пластину на модели, построенной с использованием программы CATIA VSR19, было установлено, что при $\theta = 50 \div 180^\circ$ первой с заготовкой контактирует точка на РК (рис. 3, б), а при $\theta = 0 \div 40^\circ$ — вершина резца (рис. 3, а). Положение, при котором первоначальный контакт резца с заготовкой происходит по всей длине активной части РК, соответствует углу $\theta = 41,8^\circ$ (рис. 3, б).

Угол встречи, при котором РК параллельна плоскости пластины (переходный угол встречи $\theta_{\text{п}}$), зависит от главного угла ϕ в плане и от угла λ наклона РК и может быть определен аналитически. Угол, на который надо повернуть заготовку относительно нулевого положения ($\theta = 0$), чтобы РК стала параллельной плоскости пластины, соответствует углу между плоскостью 1 пластины и

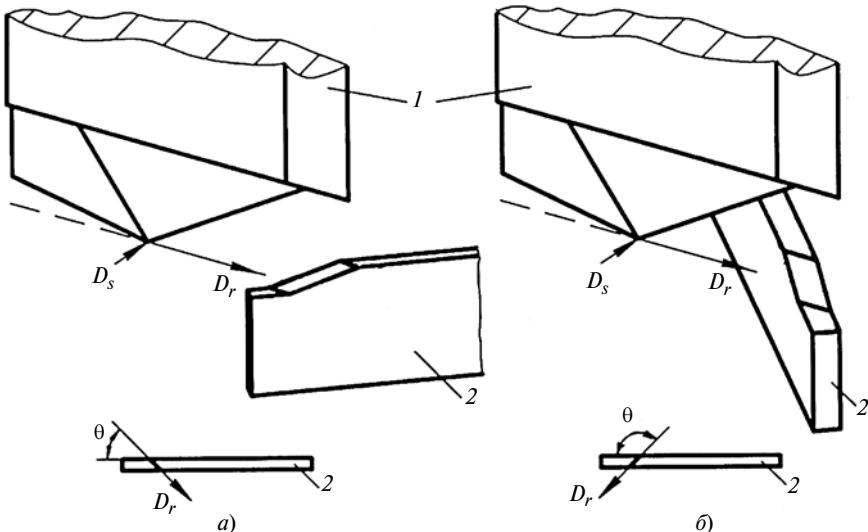


Рис. 1. Схемы перерезания пластины с острым (а) и тупым (б) углами θ встречи:
1 — инструмент для ДР; 2 — модельная пластина

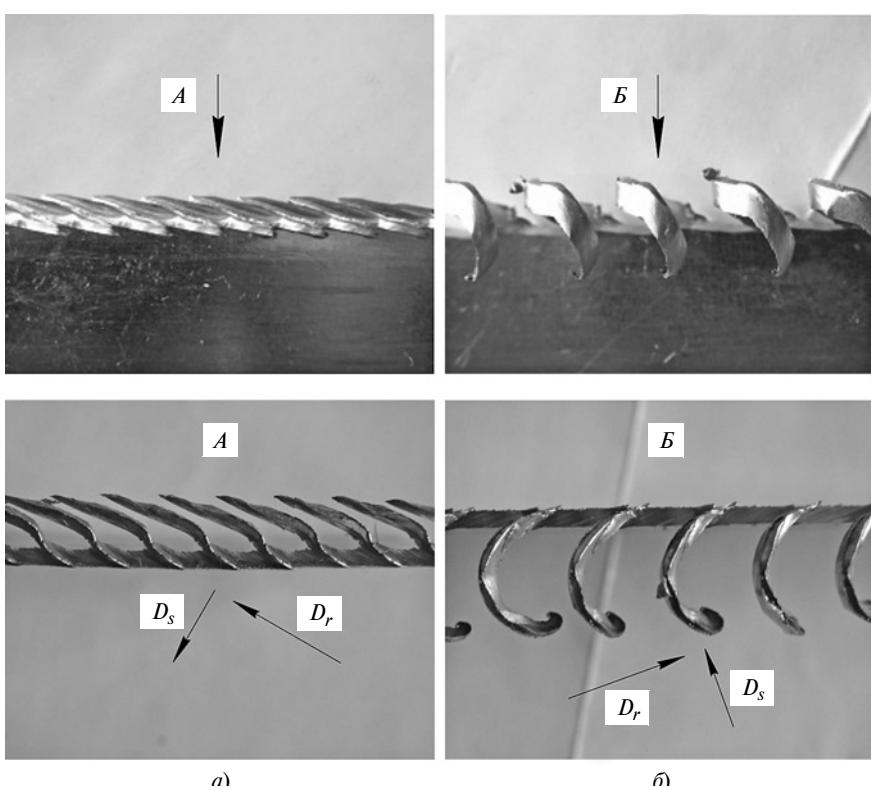


Рис. 2. Штырьки, получаемые при перерезании модельной пластины:
а — игольчатой формы с прямым направлением, $\theta = 30^\circ$; б — в форме крючков с обратным направлением, $\theta = 160^\circ$

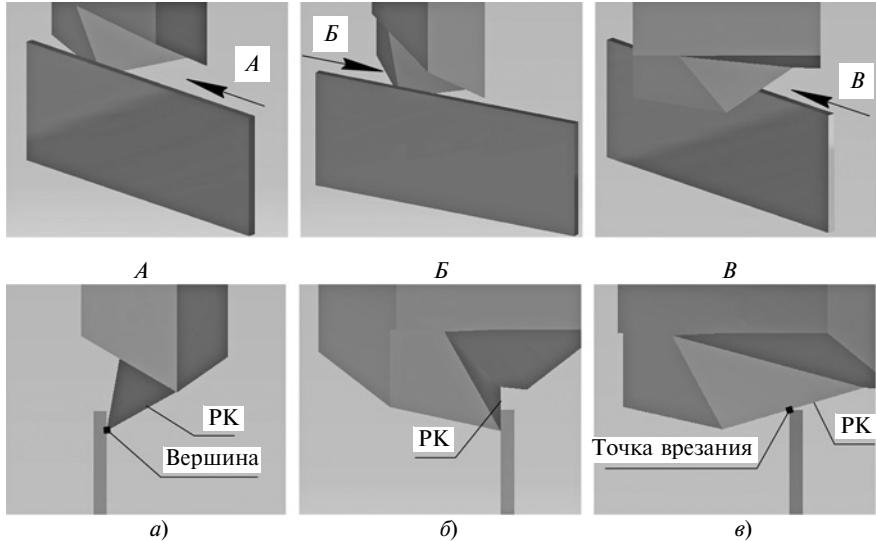


Рис. 3. Схемы врезания резца в заготовку в зависимости от угла θ встречи:
а — вершиной резца; б — всей активной частью РК; в — точечным участком РК

вертикальной плоскостью 2, проходящей через РК (рис. 4, а). Рассмотрим четырехугольную пирамиду

(рис. 4, б), образованную основной плоскостью 3 резца, главной плоскостью 4 резания, вертикальной плоскостью 2, проходящей через РК, горизонтальной плоскостью 5, проходящей через вершину резца, и плоскостью, параллельной плоскости пластины. Переходный угол $\theta_{\text{п}}$ определяем по формулам:

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{п}} = \frac{t}{\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \lambda};$$

$$\theta_{\text{п}} = \arctg \left(\frac{\cos \varphi}{\operatorname{tg} \lambda} \right).$$

Динамика формирования штырька

Процесс перерезания модельной медной пластины и участие кромок резца в формировании единичного штырька изучали с помощью кинограммы, полученной при перерезании пластины из меди М1 толщиной 1,3 мм резцом для ДР с главным углом в плане $\varphi = 23,8^\circ$ на строгальном станке. Глубина резания составляла $t = 2$ мм, подача $S = 2$ мм/дв.ход, угол встречи $\theta = 135^\circ$. Съемку проводили в двух направлениях при дискретном перемещении инструмента с шагом 1 мм: с видом на плоскость пластины и на ее торец. До вступления в работу деформирующей кромки происходит свободное резание материала РК резца. Впоследствии деформирующая кромка отгибает подрезанный слой материала заготовки в сторону от плоскости пластины. Такой механизм формирования штырька имеет место, если первоначальный контакт резца и заготовки в момент врезания происходит в точке на РК.

Вертикальность и длина штырька, площадь поверхности структуры

В качестве основных параметров, характеризующих эффективность штырьковой структуры для процессов теплообмена, принимали увеличение площади поверхности структуры и вертикальность штырьков. Увеличение площади теплообменной поверхности способствует интенсификации теплоотдачи, а структуры с более вертикальными штырьками имеют меньшее гидравлическое сопротивление. За параметр ε вертикальности принимали отношение высоты штырька к его длине. Высоту и длину штырьков измеряли на экспериментально полученных образцах.

При известных параметрах обработки длину штырька можно определить аналитически. Для этого необходимо знать угол подрезания φ_d — угол между линией пересечения плоскости резания с плоскостью пластины и проекцией вектора подачи на плоскость пластины. Рассмотрим треугольную пирамиду, образованную основной плоскостью 1 резца, плоскостью 2 перерезаемой пластины, главной плоскостью 3 резания и горизонтальной плоскостью 5, проходящей через вершину резца (рис. 5).

Угол φ_d определяем по формулам:

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{t \operatorname{tg} \varphi \cos(\theta - 90^\circ)}{t}$$

для $\theta > 90^\circ$;

$$\operatorname{tg} \varphi_d = \frac{t \operatorname{tg} \varphi \cos(90^\circ - \theta)}{t}$$

для $\theta < 90^\circ$;

$$\varphi_d = \arctg(\operatorname{tg} \varphi \sin \theta).$$

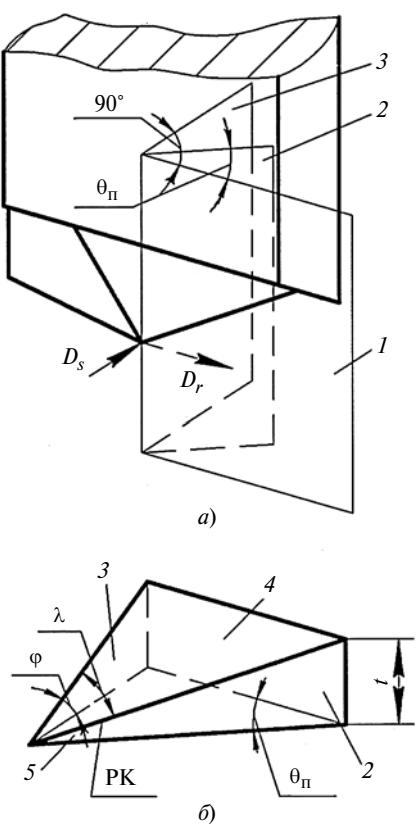


Рис. 4. Схемы расположения резца относительно плоскости пластины при $\theta = 0$ (а) и определения переходного угла $\theta_{\text{п}}$ встречи (б):

1 — плоскость пластины; 2 — вертикальная плоскость с РК; 3 — основная плоскость; 4 — главная плоскость резания; 5 — горизонтальная плоскость

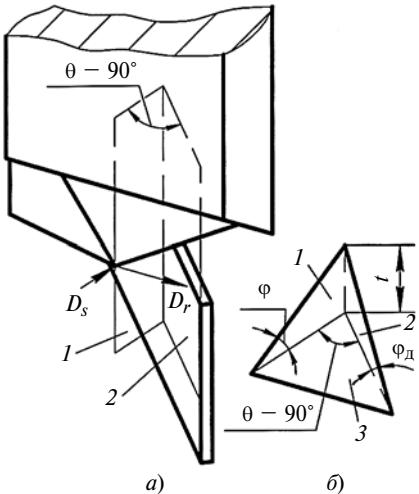


Рис. 5. Схемы расположения резца относительно плоскости пластины в момент врезания (а) и определения угла φ_d подрезания (б):

1 — основная плоскость; 2 — плоскость пластины; 3 — главная плоскость резания

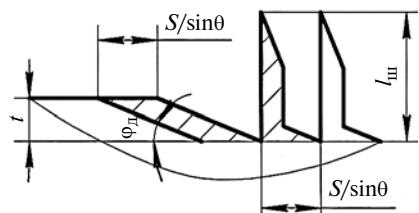


Рис. 6. Схема определения длины l_{sh} штырька

Длину l_{sh} штырька определяем из равенства площадей сечения подрезаемого слоя и сечения штырька в плоскости пластины (рис. 6):

$$\begin{aligned} \frac{tS}{\sin\theta} &= \frac{l_{sh}S\sin\varphi_d}{\sin\theta} - \\ &- \frac{S^2\sin\varphi_d\cos\varphi_d}{2\sin^2\theta} + \\ &+ \frac{S^2(1-\sin\varphi_d)^2\tg\varphi_d}{2\sin^2\theta}; \\ l_{sh} &= \frac{t}{\sin\varphi_d} + \frac{S\cos\varphi_d}{2\sin\theta} - \\ &- \frac{S(1-\sin\varphi_d)^2}{2\sin\theta\cos\varphi_d}. \end{aligned}$$

Эксперименты проводили на модельной пластине и инструменте с параметрами, указанными выше.

Зависимости длины l_{sh} и параметра ε вертикальности штырьков от угла θ встречи приведены на рис. 7 и 8. При постоянной глубине резания $t = 2$ мм и подаче $S = 2$ мм/дв.ход и при $t = 0,7$ мм, $S = 1,4$ мм/дв.ход угол θ встречи изменяли в диапазоне $10^\circ \div 170^\circ$ с шагом 10° .

Согласно рис. 8 наиболее вертикальные штырьки формируются при угле $\theta = 120^\circ \div 140^\circ$ при $t = 2$ мм, $S = 2$ мм/дв.ход и при угле $\theta = 100^\circ \div 140^\circ$ при $t = 0,7$ мм, $S = 1,4$ мм/дв.ход.

Было рассмотрено совместное влияние глубины t резания и подачи S на вертикальность штырьков.

На рис. 9 приведены экспериментальные данные по параметру ε вертикальности в зависимости от отношения t/S . Эксперименты проводили при постоянном угле встречи $\theta = 135^\circ$ и подачах $S = 1$ и 2 мм/дв.ход с переменной глубиной резания и при глубине резания $t = 1,5$ и 3 мм с переменной подачей.

Также на рис. 9 приведена расчетная зависимость коэффициента K_{pl} увеличения площади поверхности структуры от t/S . Коэффициент K_{pl} после обработки пластины определяли по формуле [10]

$$\begin{aligned} K_{pl} &= \frac{aS}{aS} + \frac{2at}{aS\sin\varphi} = \\ &= 1 + \frac{2t}{S\sin\varphi}, \end{aligned}$$

где a — толщина пластины, мм.

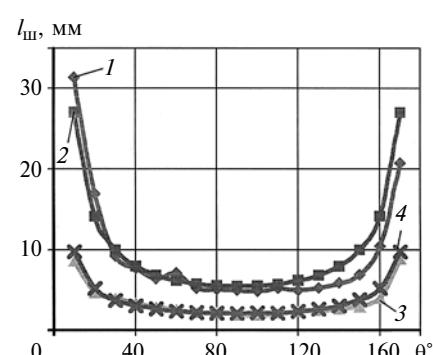


Рис. 7. Экспериментальные (1, 3) и расчетные (2, 4) зависимости длины l_{sh} штырька от угла θ встречи при $t = 2$ мм, $S = 2$ мм/дв.ход (кривые 1 и 2) и $t = 0,7$ мм, $S = 1,4$ мм/дв.ход (кривые 3 и 4)

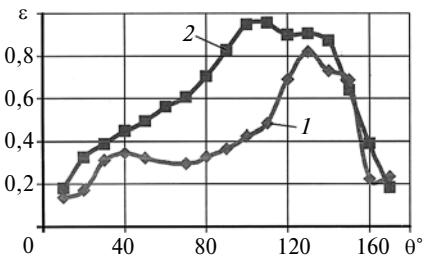


Рис. 8. Зависимости параметра ε вертикальности штырька от угла θ встречи при $t = 2$ мм, $S = 2$ мм/дв.ход (кривая 1) и $t = 0,7$ мм, $S = 1,4$ мм/дв.ход (кривая 2)

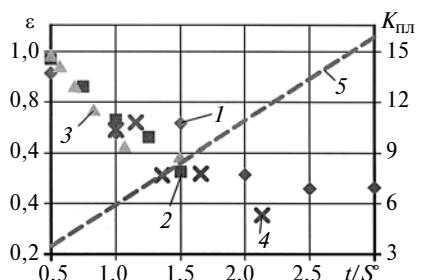


Рис. 9. Зависимости параметра ε вертикальности штырька (точки) и расчетного коэффициента K_{pl} увеличения площади поверхности структуры (прямая 5) от t/S при $S = 1$ (точки 1) и 2 мм/дв.ход (точки 2) и $t = 1,5$ (точки 3) и 3 мм (точки 4)

Значения параметра ε вертикальности в зависимости от t/S при разных режимах обработки лежат в одной области, что указывает на совместное влияние глубины резания и подачи на вертикальность структуры. При уменьшении отношения t/S увеличивается вертикальность штырьков. Однако следует учитывать, что уменьшение отношения t/S значительно снижает коэффициент увеличения площади поверхности структуры.

Вы воды

1. При ДР определяющее влияние на форму штырьков оказывает угол встречи.

2. Ориентация штырька относительно перерезаемого ребра зависит от угла θ встречи и отношения t/S . Переход от прямого направления штырька к обратному происходит при $\theta = 135^\circ$ и $t/S = 1$.

3. Вертикальность штырька зависит от угла встречи и отношения глубины резания к подаче.

В. М. ГУРЕЕВ, д-р. техн. наук (КНИТУ-КАИ, Казань), Р. Ш. МИСБАХОВ, канд. техн. наук, Н. И. МОСКАЛЕНКО, д-р техн. наук (Казанский государственный энергетический университет), А. М. ЕРМАКОВ, канд. техн. наук (КНИТУ-КАИ, Казань), e-mail: zerdex84@mail.ru, er_am@mail.ru

Исследование эффективности применения спиральных и полукольцевых выемок для интенсификации теплообмена в кожухотрубных теплообменных аппаратах

Представлены результаты численного моделирования кожухотрубного теплообменного аппарата со спиральными и полукольцевыми выемками. Получены коэффициенты теплопередачи, теплового потока, структуры потока и потерь давления теплоносителя в трубах и межтрубном пространстве.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплообмен интенсификатор, моделирование, теплоотдача, структура потока.

The results of numerical modeling of shell-and-tube heat exchanger with spiral and semi-ring grooves are presented. The coefficients of heat transfer, heat flow, flow pattern and pressure losses of a heat carrier in tubes and in tube side are obtained.

Keywords: heat exchanger, heat exchange, intensifier, modeling, heat emission, flow pattern.

Улучшение технико-экономических характеристик теплообменных аппаратов методами интенсификации актуально для энергетической, пищевой и химической отраслей промышленности. Модернизация теплообменного аппарата (ТА) должна обеспечивать комплексную оптимизацию габаритных размеров, массы, стоимости изготовления и

эксплуатации, надежность и долговечность, а также простоту эксплуатации и ремонта. Поэтому основная задача оптимизации ТА — получение оптимального соотношения между повышением тепловой эффективности ТА путем интенсификации теплообмена увеличением скорости и турбулизации потока и увеличением гидродинамического сопротивления при заданных расходе теплоносителя и массогабаритных параметрах ТА.

К настоящему времени накоплен большой объем материалов по исследованиям интенсификации различных ТА. Цель данной работы — исследования теплогидравлических характеристик интенсификаторов в виде полукольцевых выемок в стенке трубы (рис. 1) и сравнительный анализ их эффективности с эффективностью спиральных интенсификаторов, параметры которых выбраны на основе рекомендаций работ [1—3].

Для снижения затрат на разработку новых интенсификаторов при исследованиях их эффективности использовали численное моделирование с помощью программного комплекса ANSYS CFX, которое позволило оценить интенсификацию тепломассообме-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 18)

4. Наиболее вертикальные штырьки формируются при $\theta = 135^\circ$, причем при уменьшении отношения t/S диапазон углов θ , которым соответствует больший параметр ϵ вертикальности штырьков, увеличивается.

5. Уменьшение глубины резания при неизменной подаче увеличивает вертикальность штырьков, однако значительно снижает коэффициент увеличения площади поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Обеспечение** тепловых режимов изделий электронной техники / А. А. Чернышев, В. И. Иванов, А. И. Аксенов и др. М.: Энергия, 1980. 216 с.

2. **Бройдо В. Л., Ильина О. П.** Архитектура ЭВМ и систем. СПб.: Питер, 2009. 720 с.

3. **Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М.** Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. М.: Теплотехника, 2011. 335 с.

4. **Numerical** investigation on thermal properties of micro-pin-fin cooler / Y. Zhang, Y. M. Liu, J. Y. Fan, J. Liu // Journal of Shanghai University (English Edition). 2011. 15(4). P. 272–278.

5. **Feng S. S., Kim T., Lu T. J.** A Semi-Empirical Heat Transfer Model for Forced Convection in pin-Fin Heat Sinks Subjected to Nonuniform Heating // Journal of Heat Transfer. 2010. 132(12). 11 p.

6. **Lee Y. J., Lee P. S., Chou S. K.** Enhanced Thermal Transport in Micro-channel Using Oblique Fins // Journal of Heat Transfer. 2012. 132(10). 10 p.

7. **Sin-Ho A. M., Qu W., Pfefferkorn F.** Pressure Drop and Heat Trans-

fer in a Single-Phase Micro-Pin-Fin Heat Sink // ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (5–10 November 2006, Chicago). Heat Transfer. V. 3. P. 213–220.

8. **Зубков Н. Н.** Многофункциональная технология увеличения площади поверхности для повышения теплообменных и технологических свойств деталей // Полет. 2003. № 3. С. 41–46.

9. **Использование** штырьковых структур нового типа для охлаждения электронной аппаратуры / Н. Н. Зубков, А. И. Овчинников, А. С. Трофимович и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 2. С. 70–79.

10. **Получение** штырьковых структур для кипения азота / Н. Н. Зубков, А. С. Трофимович, А. И. Овчинников и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2013. № 1. С. 100–109.

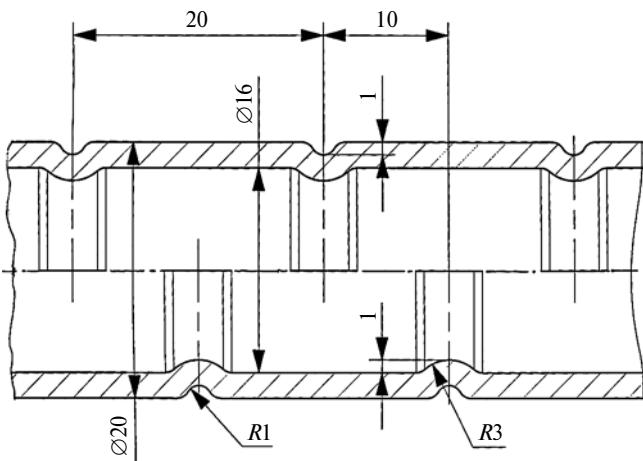


Рис. 1. Труба с полукольцевыми выемками

на в результате турбулизации потоков при использовании спиральных и полукольцевых выемок при различных режимах течения теплоносителя.

Для верификации результатов численных исследований выбран водоводяной подогреватель с параметрами: число труб — 4; диаметр трубы — 16 мм; диаметр корпуса — 57 мм; длина — 500 мм; холодный и горячий теплоносители — вода; движение теплоносителей — противоток. Расходы теплоносителей как для внутреннего, так и для внешнего контура изменяли от 0,1 до 0,7 кг/с с шагом 0,1 кг/с. Температура холодного теплоносителя в трубах — 8 °C, горячего в межтрубном пространстве — 95 °C. Параметры исследуемого ТА соответствуют параметрам ТА, применяемых в ЖКХ, и отвечают требованиям СНиП для систем отопления.

Конечно-элементная модель ТА сформирована из трех расчетных доменов. При генерации расчетной сетки использовали тетраэдральные элементы, наиболее точно описывающие исследуемую геометрию ТА. Минимальный размер конечно-элементной сетки, позволяющий учитывать особенности обтекания теплоносителем спиральных и полукольцевых выемок незначительных размеров, составил 0,3 мм. Расчетная сетка имеет пять призматических подслоев для моделирования ламинарного подслоя на стенке трубы (рис. 2). Ввиду симметричности ТА выполняли расчеты для его половины. Расчетная сетка состояла из 35,7 млн элементов.

Была выбрана ($k - \varepsilon$)-модель турбулентности, которая позволяет получать достаточно точные результаты при решении инженерных задач подобного класса и описывается формулами:

$$k = \frac{3}{2} (v_0 I)^2;$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l},$$

где k — энергия турбулентных пульсаций; v_0 — скорость потока; I — интенсивность турбулентности;

ε — скорость диссипации кинетической энергии; l — масштаб турбулентной длины; C_μ — константа.

На рис. 3 (см. обложку) представлены поля скоростей в межтрубных пространствах ТА со спиральными и полукольцевыми выемками, анализ которых показал, что в обоих случаях проходное сечение выходного патрубка используется неэффективно; в частности, видны ярко выраженные вихревые зоны, перекрывающие значительную часть сечения патрубка. Поэтому следует внести изменения в конструкцию выходного патрубка и проверить их численным моделированием.

На рис. 4. (см. обложку) представлены поля скоростей теплоносителя внутри теплообменных труб. Расчеты распределения скоростей теплоносителей в трубах со спиральными выемками показали наличие закрутки потока по длине трубы. В трубах с полукольцевыми выемками скорости распределяются более равномерно по сечению трубы, что положительно отражается на величине гидравлического сопротивления.

На рис. 5 (см. обложку) показаны поля температур на внутренней и внешней поверхностях труб со спиральными и полукольцевыми выемками, согласно которым теплообмен более эффективен при полукольцевых выемках (см. рис. 5, б и г), так как температура на внутренней поверхности трубы (см. рис. 5, б) в этом случае больше, чем при спиральной накатке (см. рис. 5, а), что хорошо видно по длине светлых зон на верхней теплообменной трубе.

Исследовали и коэффициенты теплоотдачи внутренней и наружной поверхностей труб со спиральными и полукольцевыми выемками. Результаты подтвердили равномерность интенсивности теплообмена по длине труб в обоих случаях, что согласуется с физическими законами процессов, происходящих в них. Анализ результатов численных исследований теплообмена показал, что в зоне низких скоростей течения теплоносителей незначительное преимущество имеют трубы со спиральными выемками, однако с увеличением скоростей

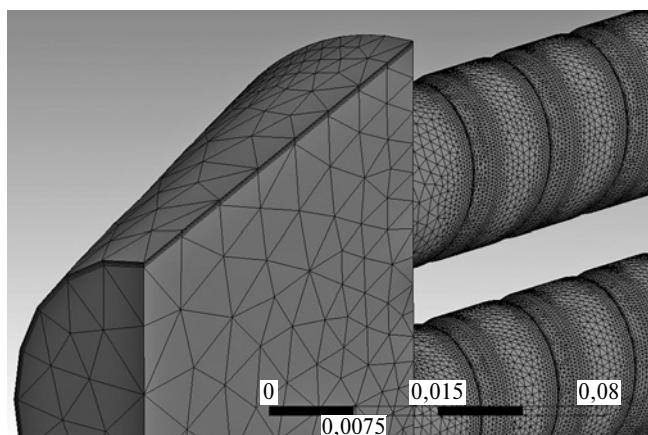


Рис. 2. Фрагмент конечно-элементной модели кожухотрубного ТА

течения теплоносителей это преимущество теряется. На рис. 6, а, б приведены зависимости коэффициента α теплоотдачи от расхода G теплоносителя, согласно которым интенсивность теплообмена для труб со спиральными и полукольцевыми выемками выше, чем для гладких труб, особенно при малых скоростях теплоносителей, когда интенсификация достигает 60 % (при высоких скоростях она составляет 25 %).

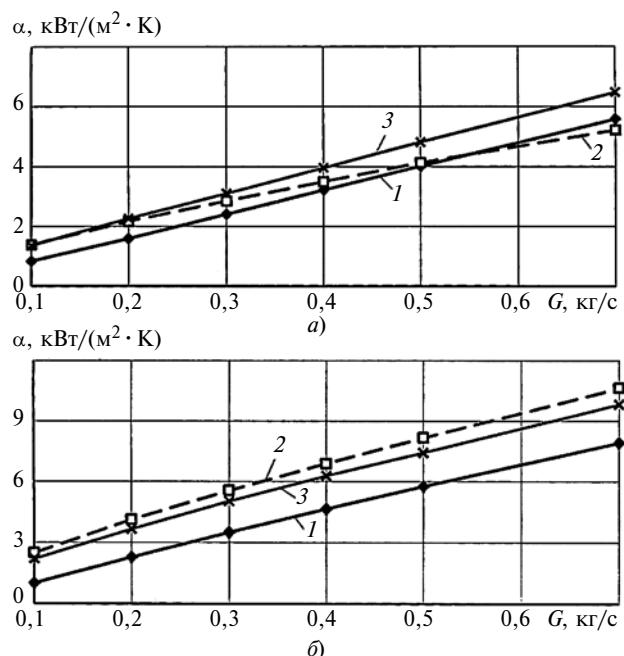


Рис. 6. Зависимости коэффициентов теплоотдачи на внешней (а) и внутренней (б) поверхностях гладких труб (1) и труб со спиральными (2) и полукольцевыми (3) выемками

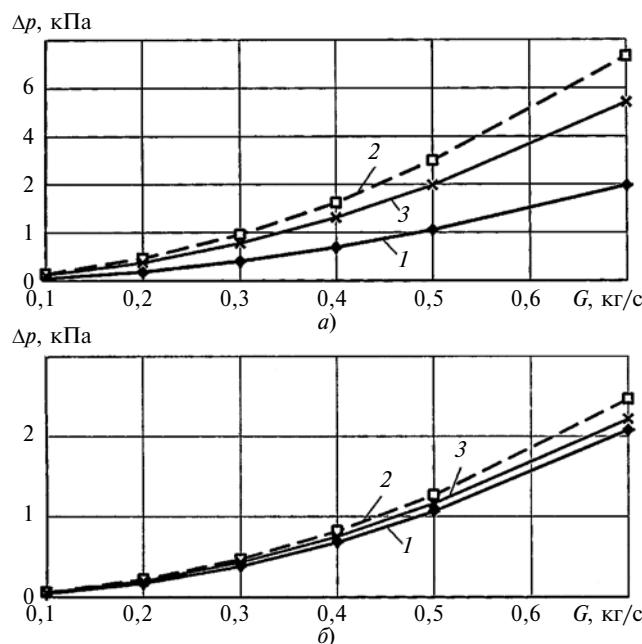


Рис. 7. Зависимости потерь Δp давления внутри труб (а) и в межтрубном пространстве (б) ТА гладкими трубами (1) и с трубами со спиральными (2) и полукольцевыми (3) выемками

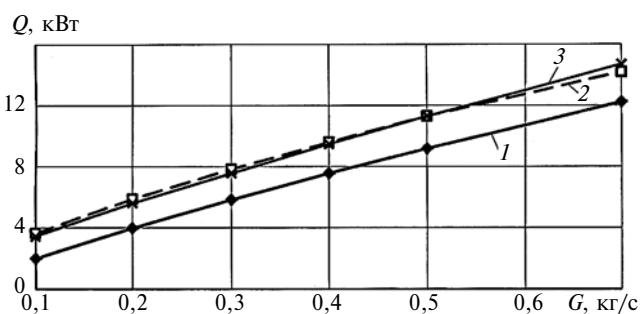


Рис. 8. Зависимости мощности и теплового потока ТА с гладкой трубой (1) и трубами со спиральными (2) и полукольцевыми (3) выемками от расхода G теплоносителя

Для комплексной оценки эффективности выемок сравнили гидравлические потери в ТА при использовании труб с различными выемками. Анализ полученных при численных исследованиях полей давлений и зависимостей изменения давления от расхода G теплоносителя (рис. 7, а, б) показал, что выемки повышают потери давления внутри труб: спиральные — в 2,5 раза, полукольцевые при высоких скоростях теплоносителя — в 2 раза.

Получены зависимости мощности Q теплового потока в ТА от расхода G теплоносителя с заданной входной температурой (рис. 8). При малом расходе теплоносителя полукольцевые выемки по сравнению с гладкими трубами повышают мощность теплового потока на 42,3 %, что незначительно (на 5,2 %) меньше, чем при применении спиральных выемок, при этом гидравлическое сопротивление при полукольцевых выемках меньше на 6,5 %. При больших расходах полукольцевые выемки увеличивают мощность теплового потока по сравнению с гладкой трубой на 16,6 %, а с трубой со спиральными выемками на 3,5 %. При этом гидравлическое сопротивление при полукольцевых выемках на 20,4 % меньше, чем при спиральных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Гортышов Ю. Ф., Олимпиев В. В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. Казань: Изд-во КГТУ им. А. Н. Туполева, 1999. 176 с.
- Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
- Гортышов Ю. Ф., Попов И. А., Щелков А. В. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
- Influence of fuel hydrogen additives on the characteristics of a gaz-piston engine under changes of an ignition advance angle / V. M. Gureev, R. S. Misbakov, Yu. F. Gortyshov et al. // Russian Aeronautics. 2009. V. 52. P. 488–490.
- Гуреев В. М., Мисбахов Р. Ш., Гумеров И. Ф. Улучшение экологических и экономических характеристик газопоршневого двигателя КАМАЗ 820.20.200 в составе электросиловой установки АП100С-Т400-Р // Энергетика Татарстана. 2009. № 2. С. 26–30.

К. Е. КАРПУХИН, А. С. ТЕРЕНЧЕНКО,
А. А. ШОРИН, кандидаты технических наук (ГНЦ "НАМИ"),
e-mail: k.karpukhin@nami.ru

Обоснование параметров балансировки аккумуляторных батарей¹

Рассмотрены вопросы повышения безопасности эксплуатации аккумуляторных батарей и срока их службы в составе комбинированной энергоустановки и электромобильного транспорта. Исследованы технологии пассивной и активной балансировок аккумуляторных ячеек батарей. Представлен способ обоснования параметров их балансировки.

Ключевые слова: автомобиль, комбинированная энергоустановка, электромобиль, аккумуляторная батарея, накопитель электрической энергии.

Considered to improve the safety of operation of batteries and their life cycle in the composition of the combined power plant and electric vehicles. Investigated technologies of passive and active gotten the battery cells of the battery. The method of determining the parameters of their balance.

Keywords: car, combined power plant, electric car, rechargeable battery, the storage of electrical energy.

Современный аккумуляторный накопитель энергии автомобиля с комбинированной энергоустановкой или полностью электрифицированного транспортного средства имеет модульную структуру и состоит из большого числа аккумуляторных ячеек, каждая из которых является элементарным электрохимическим перезаряжаемым источником тока напряжением в несколько вольт и силой зарядно-разрядного тока $100\div400$ А. Для получения необходимой мощности — напряжения накопителя энергии в несколько сотен вольт — аккумуляторные ячейки соединяют последовательно [1–3].

Модульность аккумуляторного накопителя энергии обеспечи-

вает высокие ремонтопригодность и технологичность, а следовательно, снижение эксплуатационных затрат.

При последовательном соединении и одинаковых параметрах аккумуляторных ячеек напряжение, создаваемое данным устройством, было бы прямо пропорционально числу ячеек и заряжать—разряжать его можно было бы как единый более высоковольтный аккумулятор. Однако каждая аккумуляторная ячейка имеет свои эксплуатационные показатели (емкость, внутреннее сопротивление, утечки, зарженность), которые меняются в зависимости от продолжительности эксплуатации и температуры окружающей среды. Изготовители аккумуляторных батарей стараются подбирать максимально близкие по параметрам аккумуляторные ячейки, но различия всегда есть. Разброс внутреннего

сопротивления аккумуляторов, выпускаемых ведущими компаниями-производителями после выработки половины их ресурса может составлять 20 %. Поэтому общая емкость и ресурс устройства меньше суммарной емкости ячеек и определяются емкостью самой слабой аккумуляторной ячейки. Балансировка аккумуляторных ячеек заключается в выравнивании их напряжений и зарядов.

В настоящее время применяют балансировку ячеек по напряжению, так как для выравнивания зарядов в ячейках требуются большие объемы информации и вычислений.

Используют два способа балансировки: пассивный и активный.

При пассивной балансировке в наиболее заряженных аккумуляторных ячейках часть энергии в режиме заряда переводят в теплоту до тех пор, пока напряжения или заряды в ячейках не сравняются. При активной балансировке из наиболее заряженной ячейки часть заряда переводят в менее заряженную по возможности с минимальными потерями. При этом необходимо оценивать интенсивность выравнивания, определяемую силой балансировочного тока. Предлагаем необходимую силу балансировочного тока определять для каждого способа балансировки определенным образом.

Пассивную балансировку целесообразно осуществлять только в режиме заряда аккумуляторной батареи, обеспечивая при этом максимальный заряд.

В качестве примера рассчитаем необходимую силу тока балансировки для аккумуляторной батареи, используемой в электромобиле ВАЗ-1817 Лада Эллада номинальной емкостью

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки; уникальный идентификатор проекта RFMEF162514X0006.

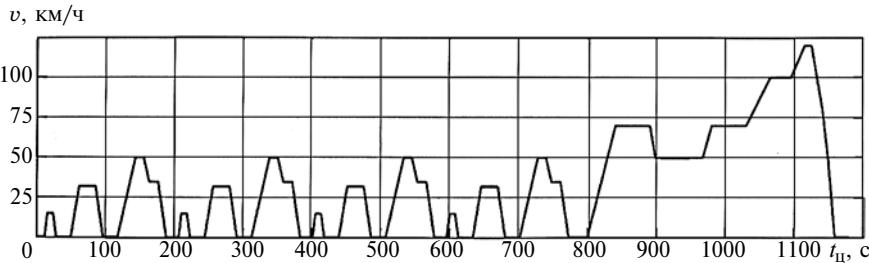


Рис. 1. Испытательный цикл по ГОСТ Р 41.83—99

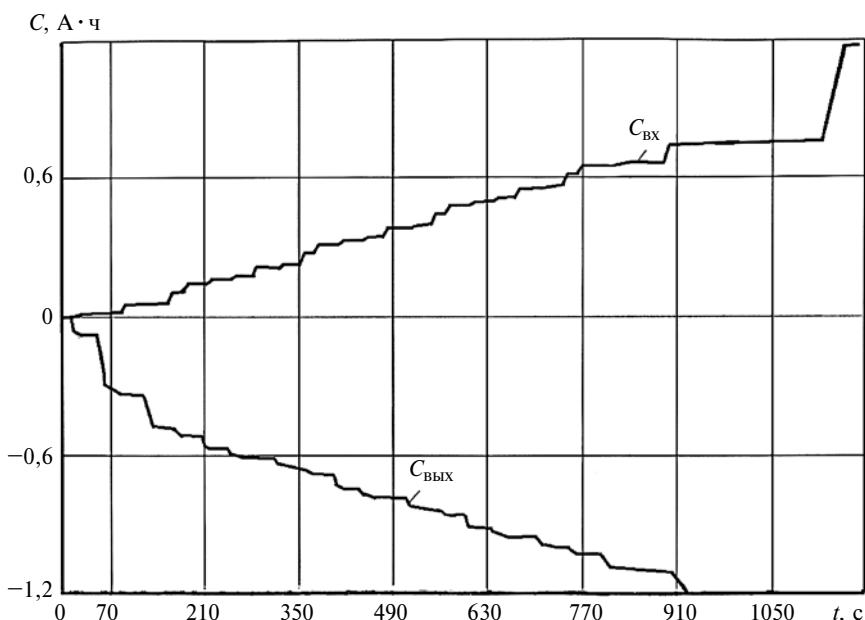


Рис. 2. Расчетные графики зарядки ($C_{\text{вх}}$) и разрядки ($C_{\text{вых}}$) аккумуляторной батареи автомобиля Лада Гранта с КЭУ и бензиновым ДВС ВАЗ-11194 объемом 1,4 л в режиме испытательного цикла

$C_{\text{H}} = 90 \text{ A} \cdot \text{ч}$, время ее полной зарядки с помощью зарядной станции $t_3 = 1,5 \text{ ч}$. Принимаем, что разброс емкостей аккумуляторных ячеек находится в пределах 20 %. Тогда сила тока балансировки определяется выражением:

$$I_6 = 0,2 C_{\text{H}} / t_3 = 12 \text{ А.} \quad (1)$$

При полном заряде аккумуляторной батареи от штатного бортового зарядного устройства в течение $t_3 = 8 \text{ ч}$ сила тока балансировки, согласно формуле (1), должна быть не менее 2,25 А.

В реальности же сила тока балансировки в аккумуляторной батарее данного автомобиля со-

ставляет 180 мА, а время полного заряда и балансировки новой батареи — 10 ч. Однако время балансировки при эксплуатации автомобиля увеличивается, т. е. полная балансировка ячеек в заявленные сроки недостижима, что обусловливает несбалансированность аккумуляторных ячеек и снижение общей емкости батареи на 15÷20 %.

Таким образом, для мощных аккумуляторных батарей данный способ балансировки неприемлем.

Активную балансировку можно применять на всех режимах работы аккумуляторной батареи,

включая и режим нулевых токов нагрузки. Силу тока активной балансировки можно рассчитать как сумму средних или интегральных сил выходных и входных токов [4—6].

Для аккумуляторных батарей электромобиля и автомобиля с комбинированной энергоустановкой (КЭУ) предлагается вести расчет на основании полного испытательного цикла эксплуатации по ГОСТ Р 41.83—99 [7] (рис. 1), который состоит из городского и загородного циклов езды. Городской цикл езды включает в себя четыре одинаковых этапа, каждый продолжительностью 195 с, которые должны выполняться без перерывов [8]; пробег автомобиля в течение всего цикла — 4,052 км, что соответствует средней скорости движения 18,7 км/ч, максимальная скорость — 50 км/ч.

После завершения испытаний по городскому циклу выполняют загородный цикл; продолжительность цикла 400 с; максимальная скорость — 120 км/ч, пробег автомобиля — 6,955 км.

Для расчетов имитационной математической модели автомобиля с КЭУ использовали программный пакет AVL CRUISE. Численное моделирование работы аккумуляторной батареи выполняли для автомобиля ВАЗ-2190 Лада Гранта с КЭУ параллельного типа и базовым двигателем ВАЗ-11194 объемом 1,4 л, работающим на бензине. Для этого синхронная электрическая машина номинальной мощностью 15 кВт была установлена на фланце ДВС. Энергоустановку оборудовали аккумуляторной батареей энергоемкостью 4,7 кВт·ч с номинальным напряжением 160 В.

На рис. 2 представлены результаты расчетов интегральных накопленной ($C_{\text{вх}}$) и затраченной ($C_{\text{вых}}$) емкостей аккумуляторной батареи автомобиля ВАЗ-2190

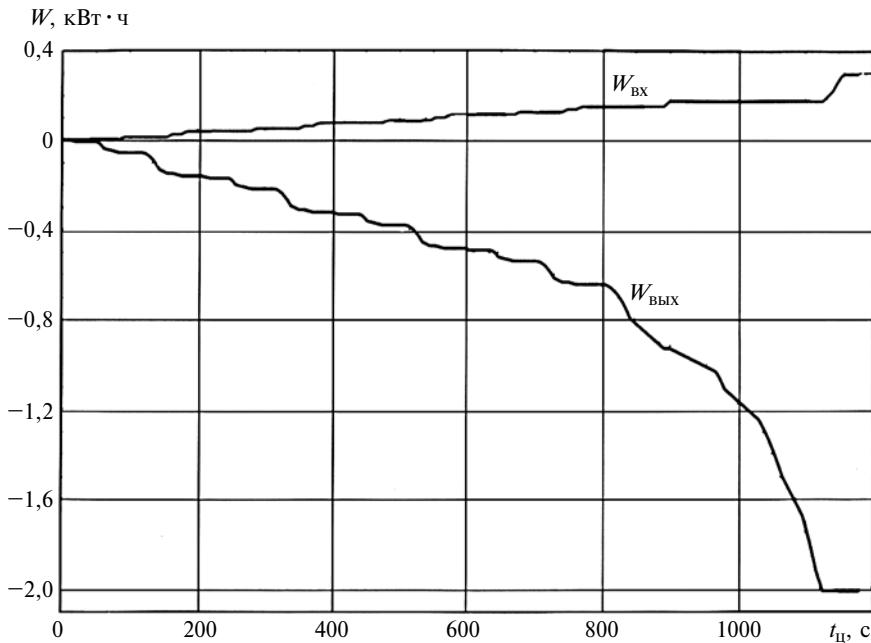


Рис. 3. Расчетные графики накопления ($W_{\text{вх}}$) и расхода ($W_{\text{вых}}$) энергии аккумуляторной батареи электромобиля ВАЗ 1817 Лада Эллада

Лада Гранта с КЭУ и с бензиновым ДВС ВАЗ-11194 объемом 1,4 л при движении в режиме полного испытательного цикла.

Расчетами получено: $C_{\text{вх}} = 1,2 \text{ А} \cdot \text{ч} = 4320 \text{ А} \cdot \text{с}$ и $C_{\text{вых}} = 1,2 \text{ А} \cdot \text{ч} = 4320 \text{ А} \cdot \text{с}$ при $t_{\text{ц}} = 1180$.

Силу тока балансировки рассчитываем по формуле [2], полученной исходя из 20 % разбалансировки хотя бы одной аккумуляторной ячейки:

$$I_6 = 0,2(C_{\text{вх}} + C_{\text{вых}})/t_{\text{ц}} = 1,46 \text{ А.}$$

Аналогично можно рассчитать необходимую силу тока балансировки для электромобиля. В качестве примера рассмотрим электромобиль ВАЗ-1817 Лада Эллада при движении в режиме испытательного цикла по ГОСТ Р 41.83—99.

Результаты расчетов интегральных входной и выходной энергии аккумуляторной батареи рассматриваемого электромобиля представлены на рис. 3, где $W_{\text{вх}}$ — входной поток энергии, увеличивающий емкость аккумуляторной батареи, $W_{\text{вых}}$ —

выходной поток энергии, затраченной на формирование тяговых моментов и уменьшающей емкость аккумуляторной батареи.

В результате проведенных расчетов получено: $W_{\text{вх}} = 0,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 1080 \text{ кВт} \cdot \text{с}$ и $W_{\text{вых}} = 2 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 7200 \text{ кВт} \cdot \text{с}$ при $t_{\text{ц}} = 1180$ с и $U_6 = 253$ В.

Силу тока балансировки рассчитываем по формуле [2], полученной исходя из 20 %-й разбалансировки хотя бы одной аккумуляторной ячейки:

$$I_6 = 0,2(W_{\text{вх}} + W_{\text{вых}})1000/U_6 t_{\text{ц}} = 5,55 \text{ А.}$$

Новые технологии балансировки аккумуляторных батарей отслеживают состояние каждой батареи, что позволяет увеличить срок их службы и повысить безопасность эксплуатации. Активная балансировка позволяет увеличить время работы без подзарядки, а также максимально и с высокой эффективностью сбалансировать батареи, в том числе и в конце цикла разряда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Эйдинов А. А., Каменев В. Ф., Лежнев Л. Ю. Электромобили и автомобили с КЭУ // Автомобильная промышленность. 2002. № 11. С. 9–11.

2. Гибридные автомобили — столбовая дорога к экономичному и экологически чистому транспорту / А. Л. Карунин, С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов и др. // Журнал автомобильных инженеров. 2007. № 3(44). С. 38–45.

3. Анализ возможностей повышения энергетической эффективности и улучшения экологических показателей современного легкового автомобиля массового производства с применением новых энергетических установок / В. К. Азаров, А. В. Козлов, В. Ф. Кутенев, А. С. Теренченко // Тр. НАМИ. 2012. № 249. С. 15–22.

4. Смотров Е. А. Рекуператор бортового источника питания электротранспортного средства // Электротехнические и компьютерные системы. 2011. № 2(78). С. 7–12.

5. Selective Flyback Balancing Circuit with Improved Balancing Speed for Series Connected Lithium-ion Batteries / S. Jong-Won, S. Gab-Su, C. Chang-Yoon and others // International Power Electronics Conference. 2010. P. 1180–1184.

6. <http://citeseerx.ist.psu.edu/view-doc/download?doi=10.1.1.454.6548&rep=rep1&type=pdf>.

7. ГОСТ Р 41.83—99. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих выхлопных газов в зависимости от топлива, необходимого для двигателей. М.: ВНИИМаш, 1999. 128 с.

8. Temperature Control of the Battery for Hybrid of Electric Vehicle / K. E. Karpukhin, A. S. Terenchenko, A. A. Shorin an. ot. // Biosciences biotechnology research ASIA. 2015. P. 1297–1301.

А. И. СИРИЦЫН, В. Н. БАШКИРОВ,
Э. В. ШИРОКИХ, кандидаты технических наук, Д. А. СИНИЦЫН
(Коломенский институт — филиал МГМУ МАМИ),
e-mail: Aleksey.siritsin@yandex.ru (dimoka@live.ru)

Кинематическая точность планетарного циклоидально-цевочного привода станка

Экспериментально определена кинематическая точность планетарного циклоидально-цевочного электромеханического привода фрезерно-дово-дочного станка. Даны рекомендации по проектированию точных планетарных двухрядных циклоидально-цевочных редукторов.

Ключевые слова: планетарная циклоидально-цевочная передача, кинематическая точность, спектrogramма, кинематическая погрешность, циклоидально-цевочный редуктор.

The enduring accuracy of a planetary cycloidal pin electromechanical drive of a mailing-and-lapping machine is determined experimentally. The recommendations on design of accurate planetary two-row cycloidal pin reducers are given.

Keywords: planetary cycloidal pin gear, enduring accuracy, spectrogram, conjugate deviation, cycloidal pin reducer.

Планетарные двухрядные циклоидально-цевочные редукторы (ЦЦР) — основные элементы прецизионных приводов для координатных (линейных и угловых) перемещений исполнительных органов станочных модулей многоцелевых станков и гибкие производственные системы (ГПС) обладают высокой статической крутильной жесткостью и кинематической точностью, что обусловлено многопарностью цевочного зацепления, которое обеспечивает при передаче крутящего момента непрерывный контакт с предварительным натягом всех цевок каждого планетарного колеса со всеми зубьями колес сателлита.

Только высокая точность изготовления всех элементов (сателлитов, цевок, губчатых колес, опор и др.) и их сборки обеспечит линейность крутильной жесткости с широким диапазоном передач крутящего момента, отсутствие зазоров, малый гистерезис, отсутствие трения скольже-

ния в циклоидально-цевочном зацеплении и динамическую стабилизацию передаточного отношения при использовании сателлита с двумя зубчатыми венцами, что исключает случайные со-

ставляющие кинематической погрешности на всех частотах вращения выходного вала. Точность эпициклоидальных рабочих поверхностей зубьев колес зависит от способа их изготовления [1, 2].

На рис. 1 показана конструкция планетарного ЦЦР в составе электромеханического привода с передаточным отношением $i = 1:63$ с двумя параллельными рядами без механизма параллельных кривошипов.

Корпус редуктора состоит из двух жестко соединенных частей 1 и 2. В части 1 корпуса неподвижно закреплено цевочное зубчатое колесо 3 (8 вращающихся цевок). Соосно оси неподвижного колеса 3 на подшипниках 4 установлен ведущий вал 5 с эксцентриковой шейкой, ось которой параллельна оси входного вала 5 и смещена на эксцентриситет $e = 0,8$ мм.

На эксцентриковой шейке вала 5, которая является водилом, на подшипниках 6 установлены эпициклоидальные сателлиты 7 и 8 с числом зубьев соответственно 7 и 8. В части 2 корпуса на

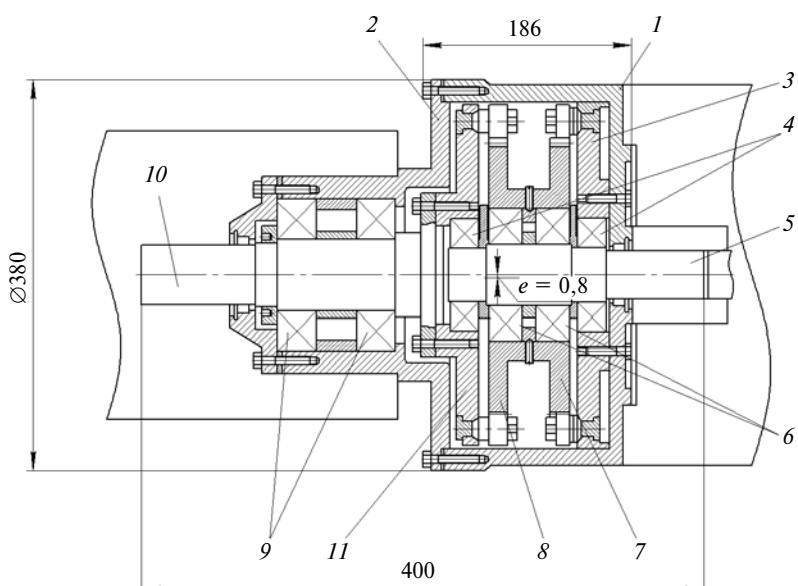


Рис. 1. Планетарный циклоидально-цевочный редуктор без механизма параллельных кривошипов

подшипниках 9 соосно оси вращения вала 5 установлен выходной вал 10, на котором жестко закреплено второе цевочное колесо 11 (9 вращающихся цевок), установленное соосно оси первого цевочного колеса 3.

Редуктор является циклоидально-цевочным приводом тангенциальной подачи фрезерноводочного станка, который используют для обработки точных цилиндрических арочных зубчатых колес. Привод имеет асинхронный электродвигатель 1FT5072-OAF71-1 переменного тока (фирма Siemens) с тиристорным преобразователем частоты. Его номинальная мощность $P = 3,8 \text{ кВт}$, пусковой момент $M = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, номинальная частота вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, масса 13,5 кг.

Входной вал 5, вращаясь в подшипниках 4 относительно части 1 корпуса, сообщает плоскопараллельное движение сателлитам 7 и 8. Последний, обкатываясь по подвижному цевочному зубчатому колесу 11, совершает сложное плоскопараллельное планетарное движение, которое преобразуется во вращательное движение выходного вала 10 с частотой вращения $n = 120 \text{ мин}^{-1}$.

Техническая характеристика редуктора

| | |
|--|------------------------------|
| Общее передаточное отношение i | 63 |
| Момент на выходном валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$ | 630 |
| Частота вращения входного вала, мин^{-1} | 3000 |
| Частота вращения выходного вала, мин^{-1} | 120 |
| Ресурс, ч | 20 000 |
| Мертвый ход, угл. мин, не более | 1 |
| Масса, кг | 16,1 |
| Диапазон рабочих температур, $^{\circ}\text{C}$ | От -10 до +50 |
| Габаритные размеры, мм | $\varnothing 380 \times 186$ |
| Исполнение | Встраиваемая передача |

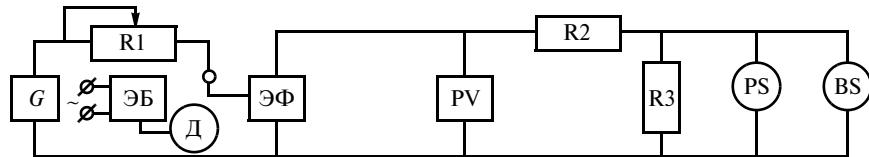


Рис. 2. Измерительная схема для согласования масштабов записи кинематической погрешности

Для определения кинематической погрешности планетарного редуктора циклоидально-цевочного зацепления без механизма параллельных кривошипов и погрешности общего передаточного отношения разработаны измерительная схема (рис. 2) и специальный стенд. На измерительный тракт для определения масштабов записи на осциллограф и магнитофон подавали сигналы с задающего генератора. В измерительную схему входят задающий генератор (G) 1017 Brüel (Дания), активный электрический фильтр (ЭФ) кинематомера КН-7У, электронный блок (ЭБ) с датчиками (Д) на входном и выходном валах кинематомера, цифровой вольтметр (PV) 2427 Brüel, шлейфовый осциллограф (PS), измерительный магнитофон (DS) 7005 Brüel, согласующие сопротивления R1, R2 и R3.

Стенд включает в себя стендовую балку с жестко закрепленной станиной, на которой закреплен редуктор с тиристорным приводом от электродвигателя постоянного тока ДК1-2,3-110АТ, установленного на кронштейне, закрепленном на стеновой балке. Электродвигатель приводит во вращение входной вал редуктора с помощью клиноременной передачи ($n_{\text{вх}} = 0 \div 2000 \text{ мин}^{-1}$). Два датчика углов поворота R ОД 426 с числом штрихов 800 (фирма HEIDENHAIN, Германия) установлены на кронштейнах, закрепленных на станине стендса с точностью $0,02 \div 0,03 \text{ мм}$. Датчики смонтированы соосно входному и выходному валам редуктора, а

роторы датчиков соединены с входным и выходным валами редуктора посредством компенсационных муфт.

Для измерения кинематической погрешности редуктора с передаточным отношением 1:63 изготовлены специальные электронные делители, которые включены в электронный блок кинематомера КН-7У. На выходном валу смонтирован счетчик числа оборотов. Для обработки информации при измерении кинематической погрешности использовали двухканальный анализатор 2034 реального времени и двухкоординатный самописец 2308 Brüel. Предварительную подготовку выполняли на холостом ходу редуктора от двигателя через клиноременную передачу с частотой вращения входного вала $n_{\text{вх}} = 75,6 \text{ мин}^{-1}$. Измерительный тракт калибровали с активным фильтром, в котором импульс сигнала датчика с 800 штрихами в записи соответствует 25,3 угл. с.

Сигналы с датчиков угла поворота входного и выходного валов поступают на электронные делители электронного блока (чтобы уравнивать частоты с учетом передаточного отношения 1:63) и подаются на фазометр кинематомера, где осуществляется фазовое измерение кинематической погрешности. Угловое перемещение выходного вала редуктора относительно входного вала описывается непрерывной функцией, отражающей передаточное отношение редуктора с вращательным движением входного и выходного валов: $i = \phi_{\text{вх}}/\phi_{\text{вых}}$, где

$\phi_{\text{вх}}$ и $\phi_{\text{вых}}$ — углы поворота соответственно входного и выходного валов редуктора.

Уравнение кинематической погрешности кинематической цепи редуктора, состоящей из N звеньев, можно записать в виде [3]

$$\begin{aligned} F'_i = & \sum_{N=1}^N A_{0N} \sin \alpha + \\ & + \sum_{N=1}^N \frac{A_{1N}}{u_1} \sin i_1 \alpha + \\ & + \sum_{N=1}^N \frac{A_{2N}}{u_2} \sin i_2 \alpha + \dots + \\ & + \sum_{N=1}^N \frac{A_{kN}}{u_k} \sin i_k \alpha, \end{aligned}$$

где A_{0N} — амплитуда N -й гармонической составляющей выходного вала; A_{1N} — то же, соседнего с выходным валом; A_{kN} — то же, k -го звена с выходным валом.

Таким образом, кинематическая погрешность редуктора представляет собой сумму векторов, вращающихся с частотами вращения, равными номерам гармоник, относительно оси выходного вала редуктора. Измерение предполагает движение звеньев кинематической цепи редуктора без деформации контактирующих поверхностей элементов передачи с постоянными частотами вращения входного и выходного валов в пределах $0,3 \div 1 \text{ мин}^{-1}$ без смазочного материала, что позволяет идентифицировать источники погрешностей в записи кинематической погрешности редуктора, в которой проявляются составляющие кинематической погрешности от погрешностей разных элементов кинематической цепи:

эпиклоидальные сателлиты 7 и 8 (см. рис. 1) — накопленная погрешность окружного шага, погрешность профилирования зубчатого венца, отклонение профиля зубчатого венца от эпи-

циклоиды, радиальные и осевые биения подшипников 6 при вращении внутреннего кольца;

зубчатые цевочные колеса 3 и 11 — накопленная погрешность окружного шага пазов под цевки, радиальная вариация положения пазов под цевки, разноразмерность по диаметру всех цевок в комплекте и овальность цевок;

опоры входного и выходного валов — радиальные биения подшипников 4 и 9 при вращении внутреннего кольца;

несоосность входного и выходного валов.

При этом радиальные и осевые биения переходят в кинематический эксцентриситет и векторно суммируются с накопленной погрешностью окружного шага и отклонениями профиля планетарного колеса и сателлитов и дают первую гармонику за один оборот выходного вала. Низкочастотные циклические погрешности составляют от 2 до 63 волн за один оборот выходного вала. Несоосность валов приводит к обратной погрешности. Число волн зубцовой погрешности кратно числу цевок в планетарном колесе. Несоосные валы 5 и 10 формируют спектр из одной основной волны за один оборот выходного вала и второй гармоники из двух волн с амплитудой в $2 \div 10$ раз меньшей, чем у основной волны. Взаимное влияние погрешностей элементов кинематической цепи редуктора выражается сложением синусоид на диаграмме с разными периодами и амплитудами. Результирующая амплитуда зависит от амплитуд составляющих и их фаз. Поэтому амплитуда суммарной кривой кинематической погрешности редуктора будет изменяться от суммы до разности амплитуд компонент.

Запись кинематической погрешности цепи редуктора при пяти оборотах выходного вала 10 выполняли при частоте вращения

входного вала $5 n_{\text{вх}} = 16,6 \text{ мин}^{-1}$ на холостом ходу. Частота вращения выходного вала 10 составила $n_{\text{вых}} = 0,2635 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует требованиям по эксплуатации и метрологическому обеспечению кинематомера ($0,06 \div 30 \text{ мин}^{-1}$) [3]. Согласно схеме кинематомера сигнал с фазометра и сигнал счетчика числа оборотов выходного вала по измерительной схеме (см. рис. 2) регистрировали с помощью осциллографа и магнитофона, который был подключен к анализатору реального времени и двухкоординатному самописцу.

Обработкой сигналов датчиков кинематомера получены запись кинематической погрешности цепи редуктора и ее спектр. Осциллограмма (рис. 3, a) и спектрограмма кинематической погрешности (рис. 3, б) характеризуют величину отдельных ее составляющих и вклад некоторых элементов кинематической цепи ЦЦР в суммарную кинематическую погрешность. В спектре кинематической погрешности превалируют две близко расположенные составляющие на частотах 1,26 и 1,44 Гц (63 и 72 гармоники элементов в пределах одного оборота выходного вала редуктора). При суммировании данных составляющих кинематической погрешности в записи они проявляются в виде биений за один оборот выходного вала — сумма соответствует 72 гармоникам, а разность — 63 гармоникам. Идентификация главных компонент кинематической погрешности цепи редуктора (72 и 63 гармоники) указывает на зубцовую частоту второй ступени циклоидально-цевочной передачи и обратную частоту входного вала редуктора. При этом амплитуда кинематической погрешности при наличии двух доминирующих источников погрешности с близко расположенными частотами зависит от сочетания фаз этих ком-

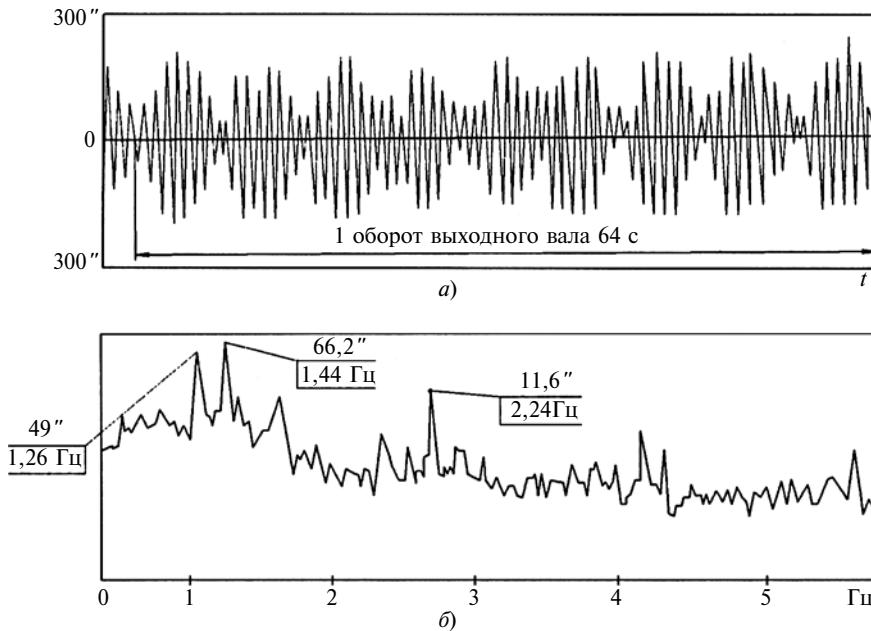


Рис. 3. Осциллография кинематической погрешности (а) и спектрограмма кинематической погрешности (б) циклоидально-цевочного редуктора

понентов: наибольшая амплитуда равна сумме их амплитуд, а наименьшая — разности.

При оценке кинематической погрешности редуктора (пиковье значения) максимальная величина определяется как разность между наибольшим и наименьшим значениями в пределах одного оборота выходного вала. Колебаясь от оборота к обороту выходного вала, она составляет соответственно 7,7; 7,15; 7,85; 7,65; 7,33 угл. мин от первого до пятого оборота выходного вала (по осциллографии). Среднее значение, определяемое по спектрограмме при суммировании двухкомпонентных биений как сумма амплитуд, составит $(49 \pm 66,2)2\sqrt{2} = 324,8$ угл. с, где $2\sqrt{2}$ — коэффициент перехода от среднего квадратичного значения к двойной амплитуде, т. е. размаху колебаний.

При усреднении по 50 реализациям (см. рис. 3, б) среднее квадратичное значение кинематической погрешности ЦЦР в составе привода станка с передаточным отношением 1:63 и двумя

параллельными рядами без механизма параллельных кривошипов составило $94,9 \cdot 2\sqrt{2} = 267,6$ угл. с при погрешности передаточного отношения, не превышающей 0,021 %.

Применение планетарного двухрядного ЦЦР обычного исполнения в качестве привода движения тангенциальной подачи предполагает в его составе и другие механизмы — шариковинтовые передачи, направляющие, муфты и др., которые способствуют демпфированию высокочастотных спектральных компонент кинематической погрешности, что позволяет оценивать кинематическую точность привода не по максимальной пикивой погрешности редуктора, а по ее среднему квадратичному значению.

Анализ спектральных компонент и записи кинематической погрешности редуктора в составе привода станка на основе планетарной двухрядной эпициклоидально-цевочной передачи позволяет для синтезирования рациональных конструкций точно-

го и специального исполнения редуктора сформулировать следующие рекомендации:

ужесточение допусков на рабочие эпициклоидальные профили сателлитов при изготовлении и положения пазов под цевки цевочных зубчатых колес;

повышение качества контактных поверхностей цевочных зубчатых колес и зубьев эпициклоидальных сателлитов;

ужесточение требований к изготовлению и сборке цевочных колес с уменьшением разноразмерности цевок и радиальной вариации расположения цевок по диаметру;

создание предварительного натяга в сопряжениях, повышение плотности контакта не только в циклоидально-цевочном зацеплении, но и в опорах заменой шарикоподшипников на радиально-упорные роликовые подшипники;

компенсация кинематического и геометрического эксцентрикитетов при сборке элементов эпициклоидально-цевочной передачи в кинематической цепи редуктора первого и второго ряда относительно друг друга.

Повышение кинематической точности данных планетарных двухрядных ЦЦР позволит использовать их в высокоточных приводах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Берестнев О. В., Янкевич Н. Г. Исследование цевочного зацепления трохоидной передачи. Свердловск: 1989.
2. Сирицын А. И., Башкиров В. Н., Широких Э. В. Исследование планетарного циклоидного редуктора с цевочным зацеплением // Сб. тр. КИ(ф) МГОУ. 2012.
3. Ионак В. Ф. Приборы кинематического контроля. М.: Машиностроение, 1981. 128 с.

Кинематика рабочего наконечника самодвижущегося устройства для виброраскатки скважин в грунте

Рассматриваются необходимые для создания динамической модели соотношения основных кинематических параметров самодвижущегося устройства с жестко закрепленным в корпусе рабочего наконечника вибратором для проходки скважин в грунте способом виброраскатки.

Ключевые слова: грунт, скважина, проходка, рабочий наконечник, вибратор круговых колебаний, обкатка, угол поворота, скорость.

The required for dynamic model creation correlations of basic kinematic parameters of a self-propelled device with a rigidly fixed in operating tip body vibrator for holes penetration in ground by vibration rolling method are considered.

Keywords: ground, hole, penetration, operating tip, oscillator of circular vibrations, running-in, rotation angle, velocity.

Модернизация действующих и строительство новых подземных коммуникаций, как правило, ведутся на урбанизированных территориях в условиях технических, технологических и экологических ограничений. При этом трассы пересекают автомобильные и железные дороги, другие коммуникации и территории действующих предприятий. Проведение работ традиционными методами с внешней экскавацией грунта в таких условиях сильно затруднено, а иногда и невозможно. Это и другие естественные и искусственные факторы обуславливают актуальность использования бесструнной техники и технологий при строительстве, ремонте и реконструкции подземных коммуникаций.

Одним из наиболее перспективных направлений в проходке скважин способом прокола является создание самодвижущихся устройств. В работе [1] рассматриваются инновационные самодвижущиеся устройства для бесструнной проходки скважин виброраскаткой в грунтах разных типов, разработанные на кафедре "Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины" Балаковского института техники, технологии и управления. Эти устройства имеют тяговый винт, рабочий наконечник и вибратор круговых колебаний, который может быть жестко закреплен или установ-

лен с зазором в корпусе рабочего наконечника. От установки вибратора зависят кинематика и динамика устройства. При жестком закреплении происходит одинарная обкатка рабочего наконечника вместе с вибратором по стенке скважины, при установке с зазором — двойная обкатка; совершаются также обкатка корпуса вибратора в корпусе рабочего наконечника, что влияет на величину крутящего момента, передаваемого на тяговый винт.

Проведен кинематический анализ рабочего наконечника устройства с одинарной обкаткой (рис. 1). Устройство представляет собой рабочий наконечник (РН) 4 в виде корпуса 4 с жестко закрепленным на переднем по направлению проходки конце коническим наконечником. В корпусе жестко закреплен вибратор 5 круговых колебаний (ВКК). Конический наконечник с помощью шарового шарнира 2 без возможности осевого поворота соединен шпонкой 3 с тяговым винтом 1 (ТВ). Угол подъема винтовых лопастей меньше угла трения о грунт [2].

Устройство работает следующим образом. При включении ВКК 5 возмущающая сила создает круговые колебания РН 4 относительно его оси с нулевой точкой в шарнире. При диаметре скважины, равном диаметру рабочего наконечника, вся энергия вибратора расходуется на колебания грунта, в результате чего трение и сцепление между частичками грунта в зоне структурных преобразований уменьшаются, а под действием давления, оказываемого на поверхность скважины возмущающей силой вибратора, грунт уплотняется и скважина расширяется. При вращении РН начинает вращаться ТВ, ввинчивается в грунт и перемещает дальше РН. При движении зазор между стенкой скважины и РН поддерживается автоматически, так как от него зависят скорость перемещения РН, момент,

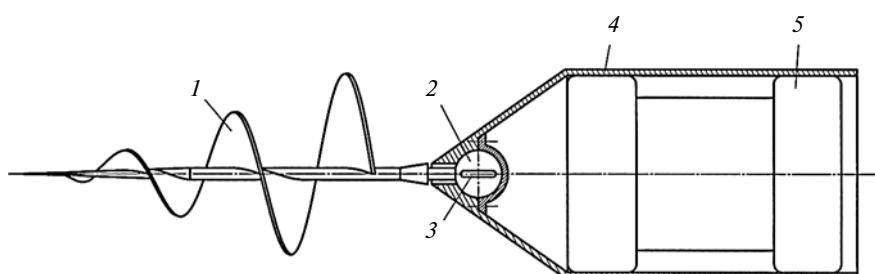


Рис. 1. Устройство для проходки скважин в грунте способом виброраскатки

развиваемый на ТВ, и усилие про-
кела грунта.

Для построения динамической модели взаимодействия РН с грунтом необходимо определить соотношения между его основными кинематическими параметрами, что и является целью статьи. При рассмотрении кинематики РН полагаем, что при установившемся режиме работы радиус скважины постоянен, т. е. $R = \text{const}$, а корпус РН обкатывается по поверхности скважины без скольжения; осевое перемещение не учитываем, тогда колебательное движение корпуса РН в скважине будет плоскопараллельным. Из этого следует, что для анализа кинематики РН достаточно рассмотреть одно его произвольное сечение плоскостью, перпендикулярной к оси скважины (рис. 2).

Положение системы описывается двумя обобщенными координатами — абсолютными углами φ_1 и φ_2 поворота корпуса 1 РН и дебаланса 2 соответственно. Углы поворота $\varphi_{C_1 O}$, φ_2 , φ_1 отсчитываем от вертикали по ходу часовой стрелки (φ_1) и против ($\varphi_{C_1 O}$, φ_2) (см. рис. 2, а).

Дебаланс 2 совершает два вращательных движения: вокруг оси C_1 корпуса 1 РН с угловой скоростью ω_{21} и вместе с корпусом РН относительно оси скважины с угловой скоростью ω_1 .

Для выражения кинематических параметров в функции обобщенных координат используем известное из теоретической механики положение о сложении вращений вокруг параллельных осей [3]. Так как угловые скорости ω_{21} и ω_1 направлены в разные стороны и очевидно, что $\omega_1 < \omega_{21}$, то модуль абсолютной угловой скорости ω_2 дебаланса будет равен разности угловых скоростей ω_{21} и ω_1 , т. е.:

$$\omega_2 = \omega_{21} - \omega_1,$$

откуда

$$\omega_{21} = \omega_1 + \omega_2, \quad (1)$$

где ω_1 — модуль абсолютной угловой скорости корпуса РН; ω_2 — модуль абсолютной угловой скорости дебаланса; ω_{21} — модуль угловой скорости дебаланса относительно корпуса РН.

Интегрируя уравнение (1) по времени, получим взаимосвязь углов поворота дебаланса и корпуса РН:

$$\varphi_{21} = \varphi_1 + \varphi_2,$$

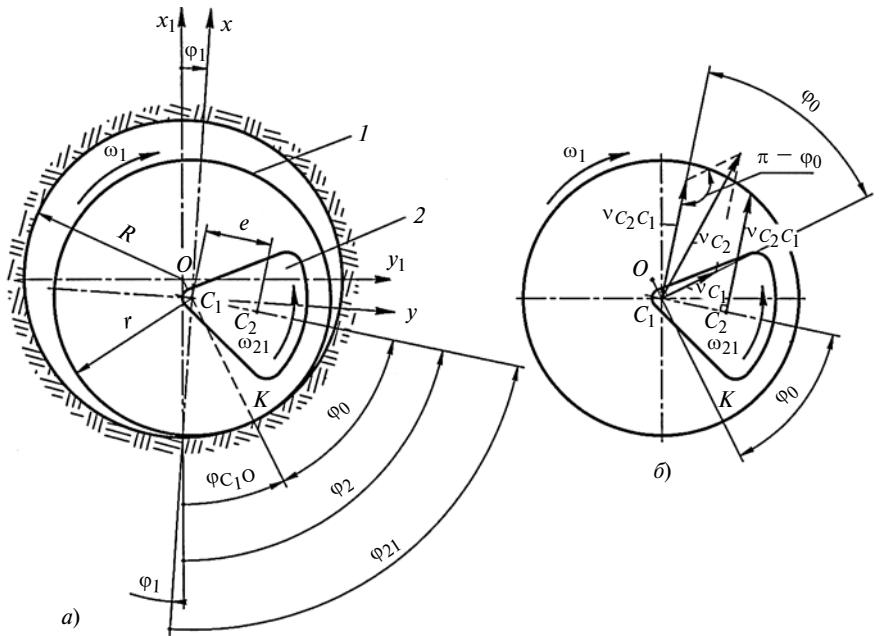


Рис. 2. Схемы определения угловых (а) и линейных (б) скоростей рабочего наконечника:

1 — корпус РН; 2 — дебаланс вибратора; O — центр колебаний (на оси скважины); C_1 и C_2 — центры тяжести корпуса РН и дебаланса

где φ_1 — угол поворота корпуса РН (т. е. угол поворота подвижной системы координат C_1xy , неизменно связанной с корпусом РН, относительно неподвижной системы координат Ox_1y_1); φ_2 — угол поворота дебаланса; φ_{21} — угол поворота дебаланса относительно корпуса РН (т. е. относительно осей подвижной системы координат C_1xy).

Поскольку корпус РН катится по скважине без скольжения, то точка K контакта со стенкой скважины является его мгновенным центром скоростей. Тогда скорость v_{C_1} центра тяжести (ЦТ) корпуса РН можно представить как:

$$v_{C_1} = \omega_{C_1 O} / C_1 O = \omega_1 C_1 K,$$

где $\omega_{C_1 O}$ — угловая скорость прямой OC_1 оси скважины.

Учитывая, что $C_1 O = R - r$ и $C_1 K = r$, получим:

$$v_{C_1} = \omega_{C_1 O} (R - r) = \omega_1 r, \quad (2)$$

где R — радиус скважины; r — радиус корпуса РН.

Из формулы (2) определим угловую скорость

$$\omega_{C_1 O} = \omega_1 \frac{r}{R - r}. \quad (3)$$

Проинтегрировав уравнение (3), определим угол поворота прямой OC_1 относительно скважины:

$$\varphi_{C_1 O} = \varphi_1 \frac{r}{R - r}. \quad (4)$$

Угол ϕ_0 сдвига фаз определим по формуле $\phi_0 = \phi_2 - \phi_1 O$, а с учетом выражения (4) получим:

$$\phi_0 = \phi_2 - \phi_1 \frac{r}{R-r}. \quad (5)$$

Для определения скорости v_{C_2} ЦТ дебаланса воспользуемся теоремой о сложении скоростей [3]:

$$\bar{v}_{C_2} = \bar{v}_{C_1} + \bar{v}_{C_2 C_1},$$

где \bar{v}_{C_1} — абсолютная скорость ЦТ корпуса РН; $\bar{v}_{C_2 C_1}$ — относительная окружная скорость ЦТ дебаланса относительно его оси (см. рис. 2, б).

Модуль скорости ЦТ дебаланса найдем по теореме косинусов:

$$\begin{aligned} v_{C_2} &= \sqrt{v_{C_1}^2 + v_{C_2 C_1}^2 - 2v_{C_1}v_{C_2 C_1}\cos(\pi - \phi_0)} = \\ &= \sqrt{v_{C_1}^2 + v_{C_2 C_1}^2 + 2v_{C_1}v_{C_2 C_1}\cos\phi_0}. \end{aligned} \quad (6)$$

Модуль относительной окружной скорости ЦТ дебаланса (точки C_2) относительно его оси (точки C_1) определим по формуле

$$v_{C_2 C_1} = \omega_2 e, \quad (7)$$

где e — эксцентриситет дебаланса.

Подставив уравнения (2), (5) и (7) в выражение (6), определим модуль скорости ЦТ дебаланса с учетом кинематических и геометрических параметров РН:

$$v_{C_2} = \sqrt{\omega_1^2 r^2 + \omega_2^2 e^2 + 2\omega_1\omega_2 r \cos\left(\phi_2 - \phi_1 \frac{r}{R-r}\right)}. \quad (8)$$

Если учесть, что $\omega_1 = \dot{\phi}_1$ и $\omega_2 = \dot{\phi}_2$, то скорости, определенные по формулам (1)–(3), (7) и (8), можно представить в виде системы функций обобщенных скоростей:

$$\omega_{21} = \dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2;$$

$$v_{C_1} = \dot{\phi}_1 r;$$

$$\omega_{C_1 O} = \dot{\phi}_1 \frac{r}{R-r};$$

$$v_{C_2 C_1} = \dot{\phi}_2 e;$$

$$v_{C_2} = \sqrt{\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 e^2 + 2\dot{\phi}_1\dot{\phi}_2 r \cos\left(\phi_2 - \phi_1 \frac{r}{R-r}\right)}. \quad (9)$$

Отметим, что возможны два варианта установки двигателя устройства: 1) статор двигателя жестко

соединяется с корпусом РН и, следовательно, при проходке скважины вращается вместе с ним; 2) статор двигателя не вращается [он может быть закреплен, например, в стабилизаторе устройства (на рисунках не показан)], а ротор гибкой связью соединен с дебалансом вибратора. В первом случае к угловой скорости двигателя приравниваем относительную угловую скорость дебаланса ($\omega_{21} = \omega_{db}$), во втором — абсолютную ($\omega_2 = \omega_{db}$). При одной и той же угловой скорости ω_{db} в каждом случае значения кинематических параметров РН будут разными.

Проведенные эксперименты и расчеты показали, что в рассматриваемой конструкции угловая скорость ω_1 РН составляет $2\div3\%$ от угловой скорости ω_{21} дебаланса вибратора. Это позволяет с небольшой погрешностью для практических расчетов принять угловую скорость дебаланса постоянной, а также принять $\omega_{21} \approx \omega_2 = \omega_{db}$. Далее можно перейти к модели системы с одной степенью свободы, а в качестве обобщенной координаты принять угол ϕ_1 поворота корпуса РН.

В этом случае угол поворота дебаланса будет линейной функцией времени:

$$\phi_{21} \approx \phi_2 = \omega_{db} t.$$

Тогда выражение (5) для угла сдвига фаз примет вид:

$$\phi_0 = \omega_{db} t - \phi_1 \frac{r}{R-r}.$$

С учетом этого скорость ЦТ дебаланса [см. формулу (9)] можно записать в виде:

$$v_{C_2} = \sqrt{\dot{\phi}_1^2 r^2 + \omega_{db}^2 e^2 + 2\dot{\phi}_1\omega_{db} r \cos\left(\omega_{db} t - \phi_1 \frac{r}{R-r}\right)}.$$

Полученные аналитические зависимости между кинематическими параметрами рассматриваемой механической системы, выраженные в функции обобщенных координат и обобщенных скоростей, позволят в дальнейшем провести ее динамический анализ и составить уравнения движения РН с жестко закрепленным вибратором, т. е. с одинарной обкаткой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ромакин Н. Е., Лебедев С. В. Усовершенствованные конструкции устройств для бесстраничной проходки скважин в грунте // Строительные и дорожные машины. 2014. № 5. С. 41–45.
2. А. с. 899791 СССР: МКИ³ Е 02 F 5/18. Устройство для образования скважин в грунте.
3. Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики. В 2-х т. Т. 1. Статика и кинематика. М.: Наука, 1979. 272 с.

Р. С. ПРИВАЛИХИН (ООО СКБ "Механика", г. Красноярск), В. И. КУЛЕШОВ,
А. К. ДАНИЛОВ, кандидаты технических наук (Сибирский федеральный университет, г. Красноярск),
e-mail: Danilov_ak@mail.ru

Планетарные передачи для привода лифтов

Предложена приводная система лебедки лифтов с планетарной эксцентриковой передачей.

Ключевые слова: лифт, привод, планетарный редуктор, эксцентриковая передача.

The drive system of a lift machine with the planetary eccentric gear is suggested.

Keywords: lift, drive, planetary reducer, eccentric gear.

Лифтовое оборудование и, в частности, приводы подъемных механизмов пассажирских лифтов значительно изменились. Производители основное внимание уделяют компактности, безопасности, энергосбережению и бесшумности лифтовых лебедок, используя для этого электродвигатели с частотой вращения более 3000 мин^{-1} и частотные преобразователи.

При выборе лифтов для эксплуатации в жилых зданиях или для замены определяющей остается цена. Конкурентоспособность отечественных лифтов по сравнению с импортными аналогами объясняется в основном более низкой стоимостью как самих лифтов, так и их обслуживания. Наблюдается также повышение спроса на лифтовое оборудование для загородных малоэтажных домов.

В настоящее время можно выделить несколько компаний — производителей приводов подъемных механизмов пассажирских лифтов. Приводы компаний Sicor (Италия) и SGR (Россия) имеют большие габаритные размеры и машинное отделение; приводы компаний Montanari (Италия) и ЭлеСи (Россия) имеют средние габаритные размеры и машинное отделение; компании Sassi (Италия) и Otis (США) выпускают безредукторные приводы, имеющие небольшие габаритные размеры и не имеющие машинного отделения.

В механизмах подъема отечественных пассажирских лифтов в 80÷85 % случаев используют стандартный червячный редуктор. Привод критично воспринимает удары и колебания нагрузки, имеет низкие энергоэффективность и ресурс при эксплуатации, а цена и массогабаритные показатели привода увеличиваются при увеличении грузоподъемности лифта. Стоимость же новых безредукторных лебедок в 3÷5 раз выше ввиду использования более дорогих материалов, дополнительных расходов на установку, эксплуатацию оборудования и обучение обслуживающего персонала.

Предлагаемая приводная система лебедки с планетарной передачей, например для наиболее используемого пассажирского лифта грузоподъемностью 630 кг, позволит без изменения конечной стоимости в целом предложить лифтовое оборудование, отвечающее требованиям рынка. На рис. 1 приведен вариант модели типовой конструкции планетарной передачи.

Для получения передаточного отношения $i = \omega_{\text{вх}}/\omega_{\text{вых}} > 25$ и с учетом габаритных размеров канатоведущего шкива можно использовать эксцентриковый планетарный редуктор (рис. 2) [1, 2]. Погрешность измерения нормали зубчатого колеса такого редуктора составила менее 0,27 % относительно теоретического расчета согласно нормам кинематической точности по ГОСТ 1643—81, колебание длины нормали соответствовало 6-му классу точности. Измеренные смещения исходного контура зубьев колес находились в поле производственного допуска.

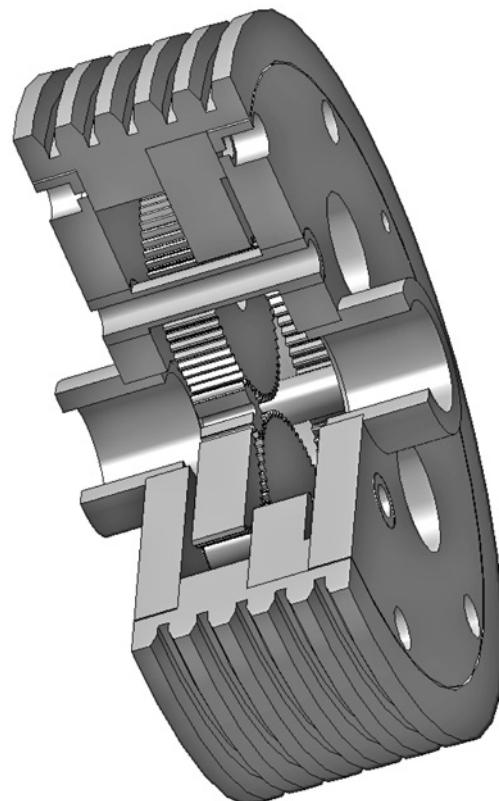


Рис. 1. Модель конструкции планетарной передачи с отношением $i = 25$

На рис. 3 показана экспериментальная установка для исследования КПД привода лифта при измерении крутящих моментов и частоты вращения валов электродвигателя и тормозного устройства на корпусе эксцентрикового планетарного редуктора с передаточным отношением $i = 51$.

От электродвигателя 1 с частотным преобразователем, питаемым от сети, вращающий момент через муфту передается на устройство 2 измерения. Вращающий момент исследуемого эксцентрикового редуктора 3 передается на звездочку 4 и через цепь на устройство 2 измерения. Момент сопротивления на выходном валу создается тормозным устройством 5.

Особенностью устройств измерения вращающих моментов является применение цепной передачи. При возникновении сопротивления на ведомой звездочке происходит натяжение цепи, отклоняющей промежуточную звездочку, жестко установленную на плече, отклонение которого регистрируется тензометрическим датчиком, а его сигнал передается на усилитель аналого-цифрового преобразователя (АЦП).

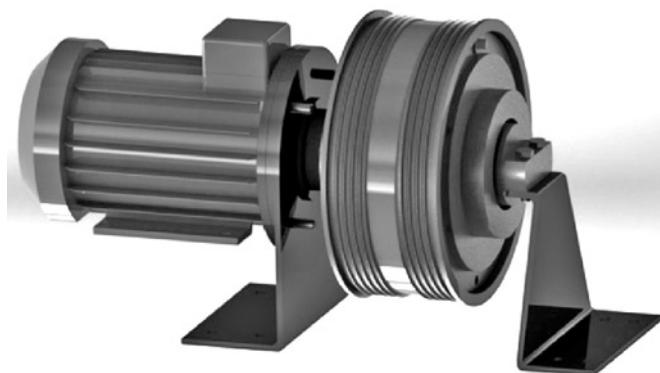


Рис. 2. Привод лифта с эксцентриковым планетарным редуктором

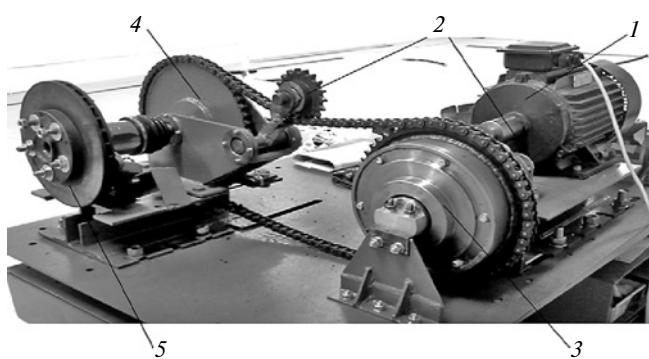


Рис. 3. Экспериментальная установка для исследования привода лифта

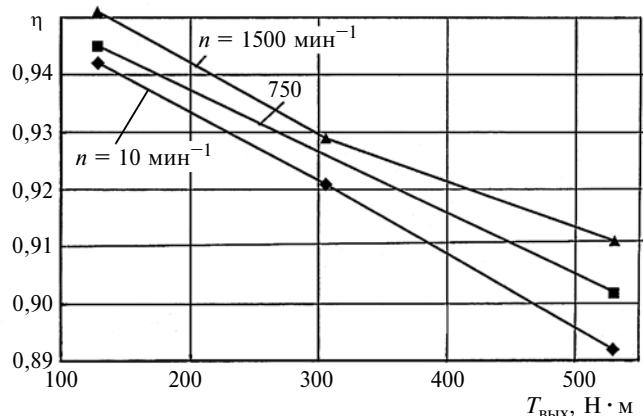


Рис. 4. Зависимости КПД η эксцентрикового редуктора от частоты n вращения вала двигателя и вращающего момента $T_{\text{вых}}$ на валу тормозного устройства

Для регистрации частот вращения входного и выходного валов используют щелевой оптический датчик. Все измерительные устройства соединены с компьютером, который регистрирует и обрабатывает данные.

На основании измерений показаний датчиков и данных тарировки определены значения вращающего момента. Средняя погрешность вращающих моментов на валу электродвигателя составила 1,65 %, на валу тормозного устройства — 1,25 %. Максимальная погрешность частоты вращения входного вала составила 0,32 %, вала тормозного устройства — 0,13 %.

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 4 в виде зависимостей КПД η эксцентрикового редуктора от частоты n вращения вала двигателя и вращающего момента $T_{\text{вых}}$ на валу тормозного устройства. Погрешности полученных результатов удовлетворяют допустимым погрешностям по ГОСТ 29285—92.

Предлагаемая модель планетарного эксцентрикового редуктора с передаточным отношением $i = 51$ разработана для привода наиболее приемлемого пассажирского лифта грузоподъемностью 630 кг. Для исследований КПД редукторов разработана методика, сконструирована и изготовлена экспериментальная установка. Дальнейшие исследования связаны с обеспечением требуемой долговечности и надежности привода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 2013159275/11 Рос. Федерации: МПК 7 F 16 Н 1/32. Редуктор.
2. Синенко Е. Г., Кулешов В. И., Карпенко В. В. О расчете колес эпициклического планетарного редуктора // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Вып. 2(34). 2012. С. 35—38.

С. А. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук, С. Ю. ГОНЧАРОВ,
М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук, В. В. ЛЫЧАГИН, канд. техн. наук
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: serpol50@rambler.ru

Влияние пленкообразующих смазочных материалов на адаптивность червячных передач

Рассматривается повышение прирабатываемости, несущей способности и адаптивности червячных передач при применении пленкообразующих смазочных материалов.

Ключевые слова: червячная передача, пятно контакта, прирабатываемость, пленкообразование, адаптивность.

The increase of running-in ability, load-carrying ability and adaptivity of worm gears at application of film forming lubricants is considered.

Keywords: worm gear, contact patch, running-in ability, film forming, adaptivity.

Червячное зацепление отличается от других передач зацепления уровнем механических потерь при передаче вращающего момента. Это связано с тем, что при высоких удельных нагрузках в нем преобладает трение скольжения, т. е. рассеивается на порядок больше мощности, чем при качении.

Однако передачи данного вида имеют ряд преимуществ. В первую очередь это большая компактность и меньшая металлоемкость при одинаковых передаточных отношениях по сравнению с цилиндрическими передачами. Поэтому снижение потерь на трение в червячных редукторах — актуальная задача, которую логично решать применением современных смазочных материалов, позволяющих проявить такое свойство трибосопряжений, как адаптивность [1]. В данном случае под адаптивностью имеют в виду, например, повышение нагрузочной способности при увеличении внешней нагрузки.

Простейший пример адаптивности — прирабатываемость, т. е. улучшение параметров передачи по результатам изнашивания на начальном этапе трения. В частности, в результате макроприработки улучшаются такие пара-

метры, как КПД и номинальный момент. Однако возможности подобного способа повышения адаптивности ограничены. Как правило, при достижении пятном контурной площади контакта (КПК), т. е. поверхности, на которой видны следы изнашивания, около 60 % от номинальной площади контакта (НПК) улучшение параметров прекращается. При этом диапазон подобного улучшения невелик и формируется с насыщением, т. е. с увеличением площади контакта эффект становится малозначимым. Расширить этот диапазон можно использованием современных смазочных материалов.

В данной работе эффективность адаптивных процессов рассматривается с позиций механического изнашивания в процессе приработки, приводящего к увеличению пятна контакта, и воздействия на контактные поверхности пленкообразующих смазочных материалов.

Принято считать, что размер пятна контакта и соответствующее контактное давление определяются по формуле Герца, т. е. в соответствии с макротеоретическими и упругими характеристиками деталей зацепления — колеса и червяка [2]. Однако исследо-

вания трения скольжения [3] показали, что фактическая площадь контакта (ФПК) может существенно (на порядок и более) отличаться от площади, определенной в работе [2]. Это связано с характером микротеории и деформации двух поверхностей, контакт которых схематично представлен на рис. 1 [3] при следующих допущениях:

твердость одного из материалов значительно больше твердости другого;

поверхность материала с меньшей твердостью (пластичного) — гладкая;

более твердая поверхность моделируется сферическими неровностями с приведенными радиусами R_b (см. рис. 1).

В случае тангенциального смещения микронеровностей, что происходит при трении, важно оценить площадь смятия, которую назовем фактической площадью смятия при тангенциальном смещении (ФПСТС) и обозначим A_{rt} .

Рассмотрим деформацию участка приповерхностного слоя более мягкого материала непосредственно перед сферическим индентором по ходу его движения [3]. Возьмем прямоугольный участок высотой h и длиной L . Если принять $L = 0,1R_b$, то число пятен контакта n при указанных размерах определится отношением ФПК A_r контакта к площади единичного пятна $A_{ri} = nL^2/2$,

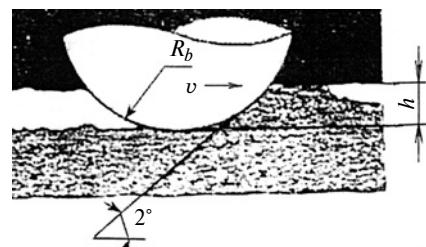


Рис. 1. Модель единичного контакта жесткой полусфера радиусом R_b и пластического полупространства при их относительном смещении

где $n = A_r/A_{ri}$. Площадь смятия на единичном пятне контакта $A_{r\tau i} = S = hL$. При фактическом числе пятен контакта $n = A_r/(0,5\pi L^2)$ общая площадь смятия будет $A_{rt} = SA_r/A_n = 2A_r hL/(\pi L^2) = 2A_r h/(0,1\pi R_b)$.

Таким образом, при моделировании более твердого тела набором сфер радиусом R_b получим отношение $A_r/A_{rt} = 2hL/(0,1\pi R_b)$, т. е. при отношении $h/R_b < 0,01$, что характерно для шлифованных поверхностей, A_{rt} составит не более 10 % от A_r . Учитывая, что $A_r = 0,01$ от НПК, получим $A_{rt} < 0,001$ НПК.

По приведенным формулам можно оценить напряжение смятия микронеровностей в тангенциальном направлении как $\sigma = F_\tau/A_{rt}$, например, в соединении деталей с натягом, где F_τ — усилие запрессовки. В большинстве реальных случаев согласно рассмотренной модели при тангенциальном смещении происходит пластическая деформация микронеровностей (как правило, смятие или срез).

Таким образом, реальный контакт отличается от традиционного [2], особенно при трении скольжения, так как содержит элементы пластической деформации. При этом, как правило, ФПК составляет определенную долю от НПК и КПК, которая зависит от качества поверхности и ее механических свойств: $A_r = N/HB$, где N — нормальная нагрузка; HB — твердость [4].

Если контакт осуществляется по рассмотренной схеме, необходимо стремиться к увеличению ФПК. Методы повышения ФПК и нагрузочной способности сопротяжений скольжения рассмотрены в работе [3]. Они основаны на использовании пленкообразующих смазочных материалов, которые повышают не только прирабатываемость и нагрузочную способность, но и демпфирование колебаний, возникающих при тяжелых нагрузках.

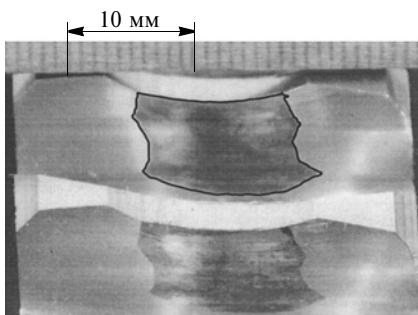


Рис. 2. Пятно контакта на поверхности зуба червячного колеса

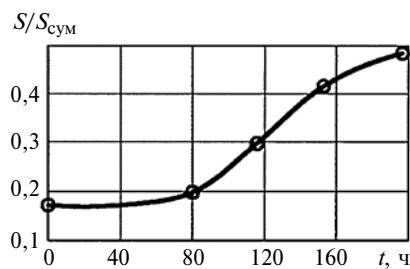


Рис. 3. Зависимость относительной площади $S/S_{\text{сум}}$ контакта от наработки t

Для определения влияния приработки необходимо количественно оценить площадь контакта. Однако прямое определение ФПК — достаточно сложная техническая задача. При этом взаимосвязь между НПК, КПК и ФПК можно установить только в случае контакта одних и тех же материалов с одинаковой геометрией и кинематикой при применении конкретного смазочного материала. При изменении состава материала получим другое соотношение площадей. Известно также, что увеличение КПК в процессе макроприработки ведет к повышению допускаемого напряжения, а при приложении к зацеплению номинального момента необходима его приработка по крайней мере в течение 40 ч с нагрузкой, равной 0,5 от номинальной (для зарубежных редукторов рекомендуется приработка до 200 ч) [2].

Поскольку измерение КПК наиболее доступно при стендовых испытаниях, в данной работе в качестве экспериментальной характеристики приработанно-

сти использовали именно эту величину, что корректно в рамках испытаний со смазочным материалом одного типа. Изменение типа смазочного материала и последующие изменения параметров редуктора оценивали при известном (достигнутом ранее) значении КПК, что позволило корректно сравнивать параметры редуктора при одинаковой КПК и разных смазочных материалах.

Рассмотрим изменения параметров на примере испытаний червячного редуктора 5Ч-80 (производство завода в г. Барыш) с разными смазочными материалами. Редуктор имеет межосевое расстояние 80 мм, передаточное отношение 31,5 и номинальный вращающий момент 260 Н·м. Использовали смазочное минеральное масло ТМ-5-18 с присадками производства ООО "Пушкинский завод" и то же масло с присадками и наномодифицированной добавкой "Стрибайл" (для трансмиссий).

В данной работе КПК оценивали по следующей методике. Зуб червячного колеса фотографировали цифровой камерой с использованием стандартной измерительной линейки. Полученное изображение обрабатывали в программе КОМПАС (компания "Аскон"), используемой для автоматизированного проектирования деталей машин. Получили две величины: общую площадь боковой поверхности зуба и непосредственно контурную площадь касания, границу которой определяли по наличию следов изнашивания. Характеристикой приработанности служило отношение площадей, выраженное в процентах (рис. 2).

По результатам измерений построили зависимость КПК от времени t наработки в часах. Типичная зависимость безразмерной характеристики относительной контурной площади контакта $S/S_{\text{сум}}(t)$ приведена на рис. 3. Измеряли КПД редуктора по отношению моментов на быстр-

ходном и тихоходном валах по мере увеличении пятна контакта. Зависимости КПД от номинального тормозного момента T (на тихоходном валу) по мере наработки приведены на рис. 4. Изменение КПД с увеличением площади $S/S_{\text{сум}}$ пятна контакта при использовании минерального масла ТМ-5-18 показано на рис. 5 для $T = 260 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Для сравнения проводили испытания редуктора, приработанного на минеральном масле до размера пятна контакта, равного 25 % (наработка 80 ч), с введением (после достижения заданной приработки) добавки "Стрибайл". Изменение КПД при нагружении и разгрузении отражает зависимость на рис. 6. Значения КПД при разгрузении были выше, что указывает на аддитивное последействие.

Исследования показали, что наибольшие значения КПД и демпфирования для червячного зацепления наблюдались при смазывании маслом с добавкой "Стрибайл", что связано с пленкообразованием в контакте. Мягкая пленка способствует увеличению ФПК, что, соответственно, позволяет повысить допускаемое напряжение и номинальный нагружающий момент. Считая номинальный момент соответствующим максимальному КПД и резкому возрастанию амплитуды колебаний, отметим, что введение добавок, в частности "Стрибайл", смещает область экстремального изменения КПД и амплитуды колебаний в зависимости от нагрузки в сторону увеличения тормозного момента, что приводит к увеличению номинального момента [5].

Сравнение зависимостей на рис. 3—5, характеризующих поведение червячного зацепления при смазывании минеральным маслом, с зависимостью на рис. 6, показало, что введение в масло активной пленкообразующей добавки "Стрибайл" действует эффективнее длительной макропри-

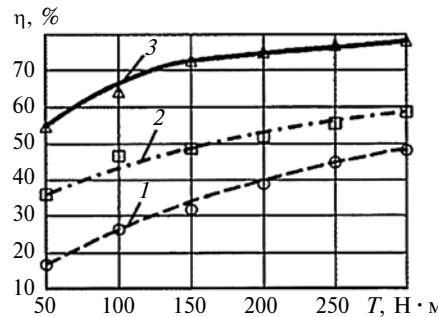


Рис. 4. Зависимость КПД η от тормозного момента T при наработке 80 (1), 150 (2) и 180 ч (3)

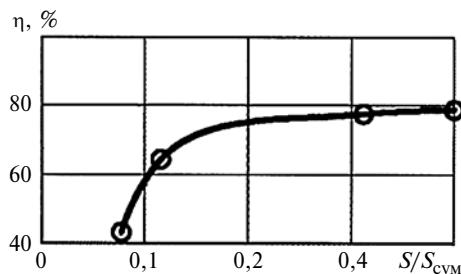


Рис. 5. Зависимость КПД η от приработки по пятну контакта для минерального масла при $T = 260 \text{ Н} \cdot \text{м}$

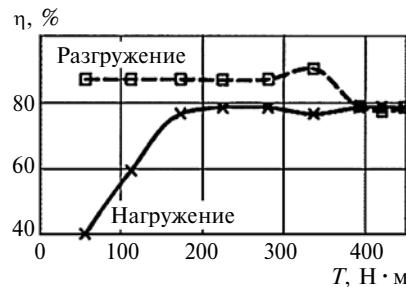


Рис. 6. Зависимость КПД η от тормозного момента T при наработке 80 ч с КПК 25 % после введения добавки "Стрибайл"

работки, сопровождающейся значительным изнашиванием. Подобный эффект отмечен в работе [6], в которой указано, что при использовании трибоактивной смазочной среды благодаря пленкообразованию существенно повышается несущая способность червячного сопряжения в результате увеличения ФПК.

Таким образом, введение пленкообразующей добавки позволяет получить более высокие технические параметры редукто-

ра, особенно при нагружении моментом выше номинального, что указывает на появление у редуктора свойства аддитивности. Использование аддитивности путем введения пленкообразующих добавок в смазочные материалы может повысить стандартные параметры технического состояния редукторов, в частности, в проведенных испытаниях момент на тихоходном валу, соответствующий максимальному КПД, на 30 % превысил стандартный номинальный момент для рассматриваемого редуктора, а КПД, как видно из рис. 6, превысил 80 % (по стандарту 78 %).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Поляков С. А. Самоорганизация при трении и эффект безызносности: Монография. М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2009. 108 с.
- Фомин М. В. Червячные передачи // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 4. С. 1—24.
- Методические основы подбора сочетаний конструкционных и смазочных материалов для сопряжений скольжения / С. А. Поляков, Л. И. Куксенова, В. В. Лычагин, С. Ю. Гончаров // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. № 5. С. 80—90.
- Дроздов Ю. Н., Юдин В. Г., Белов А. И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Под ред. Ю. Н. Дроздова. М.: Эко-Пресс, 2010. 604 с.
- Повышение энергоэффективности и надежности червячных передач оптимизацией подбора смазочных материалов по ускоренным испытаниям / С. А. Поляков, М. Н. Захаров, В. В. Лычагин, С. Ю. Гончаров // Вестник машиностроения. 2015. № 1. С. 18—25.
- Волков К. П. Исследование влияния эффекта избирательного переноса металлов при трении на повышение эксплуатационных характеристик и прирабатываемость глобоидного редуктора // Повышение износостойкости на основе избирательного переноса / Под ред. Д. Н. Гаркунова. М.: Машиностроение, 1977. С. 172—176.

А. Ф. ДОРОХОВ, И. М. АБАЧАРАЕВ, доктора технических наук (Институт физики Дагестанского НЦ РАН),
e-mail: abacharaev@yandex.ru

Комбинированное смесеобразование в малоразмерных дизельных двигателях

Рассмотрен принцип комбинированного смесеобразования в дизельном двигателе с воспламенением рабочей смеси от сжатия. Приведено его сравнение с традиционным дизельным двигателем.

Ключевые слова: дизельный двигатель, комбинированное смесеобразование, индикаторная диаграмма, мощность, экономичность, тепловые потери.

The principle of combined carburation in a diesel engine with working mixture combustion caused by compression is considered. Its comparison with traditional diesel engine is given.

Keywords: diesel engine, combined carburation, indicator diagram, power, efficiency, heat losses.

Перспективные дизельные двигатели характеризуются качественными показателями — литровой и удельной мощностями; удельными эффективными расходами топлива и масла; содержанием токсичных веществ в отработавших газах; дымностью; ресурсом. Для их достижения необходимы новые методы расчета и проектирования, основанные на современных моделях всех процессов работы двигателя. Чтобы обеспечить максимальное давление сгорания (до 250 МПа), максимальную температуру цикла (до 2500 К) и давление впрыска 200 МПа при подаче топлива в цилиндр через сплошные отверстия (диаметром до 0,03 мм) распылителя форсунки [1, 2], необходимо решить ряд материаловедческих и технологических задач. Это делает создание высокоеффективного двигателя весьма трудоемким и дорогостоящим. Дизелестроительные фирмы, например ZULCER, MAN-B&W и др., создают двигатели с высокими эксплуатационными показателями. Но это, в основном, малооборотные крейцкопфные дизели или среднеоборотные дизели с большим диаметром цилиндра и ходом поршня, для которых указанные технологические задачи решаются легче. Для дизелей с меньшим диаметром цилиндра и ходом поршня (большая часть среднеоборотных двигателей), особенно высокооборотных, опыт и методы, наработанные при создании больших двухтактных дизелей, не подходят. Недостаток места для размещения большого числа клапанов, форсуночных узлов, трудности организации теплоотвода, невозможность обеспечения необходимых прочности и жесткости деталей, другие факторы, заставили разработчиков искать новые решения в совершенствовании смесеобразования. Для малоразмерных дизелей качественное смесеобразование, направленное на фор-

мирование гомогенной рабочей смеси, остается актуальной и до конца не решенной задачей. Следует отметить, что классические дизельные двигатели относятся к двигателям с внутренним смесеобразованием, что является их отличительной особенностью.

Рассмотрим основные типы камер сгорания (КС) и соответствующие им способы смесеобразования. На рис. 1 приведена принципиальная схема вихревой камеры сгорания (ВКС), которая представляет собой сферический объем, соединенный с надпоршневым пространством узким тангенциональным каналом. В ВКС входят топливная форсунка 5 и пусковая свеча 4 накаливания. Достоинства и недостатки камеры при смесеобразовании описаны в работе [3]. Данные ВКС довольно широко применяют в малоразмерных дизелях, так как они обеспечивают получение горючей смеси, близкой к однородной. Однако потери энергии при сжатии из-за узкого соединительного канала и потери при движении образовавшейся горючей смеси в начале расширения снижают экономичность двигателя. На снижение его экономичности влияет и эффективность теплоотвода от сжатого воздуха, а затем от горящего газа в охлаждающую среду через поверхности вихревой камеры, непосредственно омываемые теплоносителем. Но это небольшие потери [4] по сравнению с тепловыми потерями от

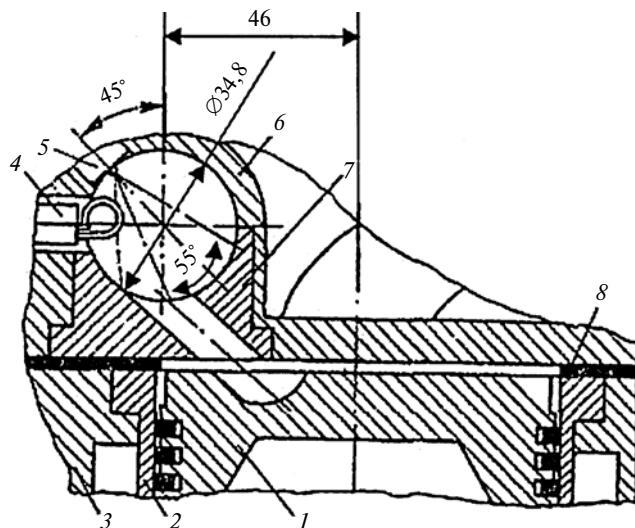


Рис. 1. ВКС дизелей Ч8,5/11 и Ч9,5/11:

1 — поршень; 2 — втулка цилиндров; 3 — блок цилиндров; 4 — свеча накаливания; 5 — форсунка; 6 — головка цилиндров; 7 — вихревая вставка; 8 — прокладка

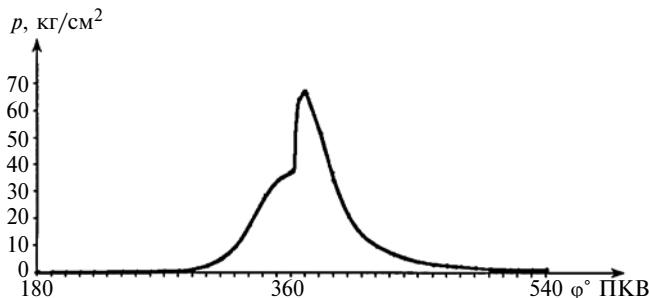


Рис. 2. Индикаторная диаграмма рабочего процесса вихревакамерного дизеля

значительной задержки самовоспламенения. На рис. 2 приведена действительная индикаторная диаграмма рабочего процесса вихревакамерного дизеля 2Ч9,5/11 на режиме номинальной мощности $N_e = 11,5$ кВт при $n = 1500$ мин $^{-1}$ [5]. Испытания проводили Институт физики Дагестанского НЦ РАН и Астраханский ГТУ в лаборатории проблем моторной энергетики (ЛПМЭ) (г. Астрахань).

Испытания показали значительную задержку самовоспламенения, что при малом угле опережения впрыска топлива [13÷14° поворота коленчатого вала (ПКВ) до верхней мертвой точки (ВМТ)] обеспечивает сдвиг линии расширения индикаторной диаграммы вправо. Это приводит к увеличению контакта расширяющегося газа, имеющего высокую температуру, с той частью зеркала цилиндровой втулки, наружная сторона которой омывается охлаждающей жидкостью, что усиливает теплоотвод через цилиндровую втулку и увеличивает тепловые потери.

В малоразмерных дизельных двигателях широко применяют объемно-пленочное смесеобразование в полуразделенной КС, расположенной в поршне, которую называют камерой ЦНИДИ [6]. Достаточно широко распространены ее модификации, близкие к тороидально-коническим (рис. 3), которые зарекомендовали себя в дизелях типа Ч9,5/11 благодаря хорошим пусковым качествам, приемистости, низкому удельному расходу топлива. Однако рабочий процесс в таких камерах характеризуется повышенными "жесткостью", дымностью и содержанием NO_x в отработавших газах. Энергетические и экономические показатели двигателя с КС в поршне можно объяснить: хорошим вихреобразованием заряда в камере; присоединением к горящей рабочей смеси, распределенной в камере, паров топлива со стенок КС; большей по сравнению с ВКС термоизоляцией рабочего тела на начальном этапе от теплоносителя в системе охлаждения, что обуславливает минимальные тепловые потери.

На рис. 4 приведена действительная индикаторная диаграмма рабочего процесса дизеля 2Ч9,5/11 с КС в поршне, которая показывает значительно меньшую задержку самовоспламенения, а с учетом

того, что угол начала опережения впрыска топлива составил 28÷30° ПКВ до ВМТ, смещение диаграммы вправо было минимальным, т. е. тепловые потери при охлаждении были малы.

Рассмотренные процессы смесеобразования характерны для всех современных дизельных двигателей. Внутреннее смесеобразование, осуществляющееся за короткий промежуток времени (35÷45° ПКВ до ВМТ), не обеспечивает образования гомогенной рабочей смеси, способной быстро воспламеняться по всему объему и интенсивно сгорать. Это является основным недостатком современных дизельных двигателей, обуславливающим еще и значительное время на предпламенные реакции при задержке самовоспламенения.

Результаты исследований комбинированного смесеобразования в дизелях приведены в работах [5, 7]. Для его реализации 20÷25 % топлива от цикловой подачи впрыскивается в смесительную камеру, установленную перед впускным коллектором, через форсунки дополнительной секции топливного насоса высокого давления (ТНВД), в котором топливо предварительно смешивается с воздухом. Смесеобразование продолжается и при подаче в

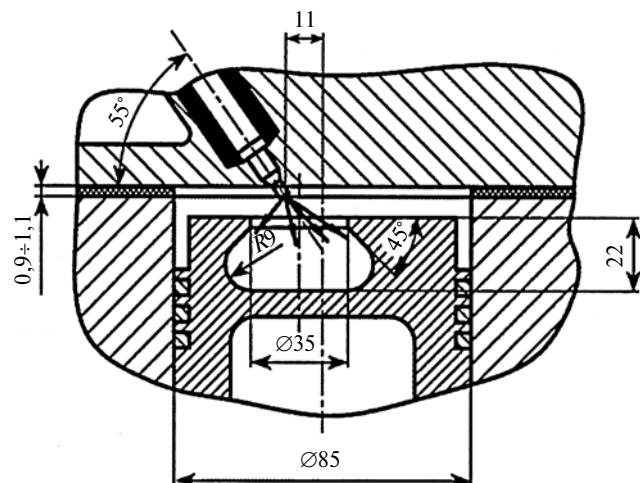


Рис. 3. Тороидально-коническая КС в поршне

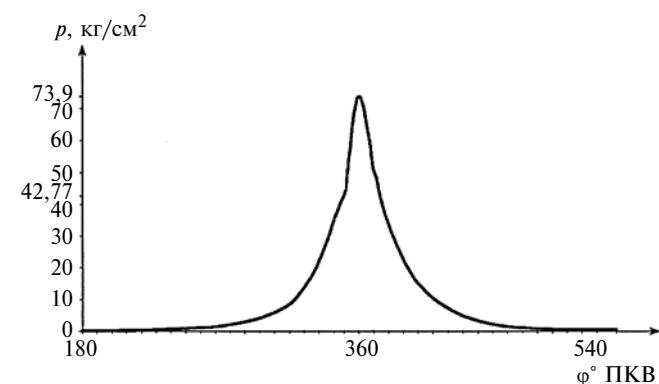


Рис. 4. Индикаторная диаграмма дизеля с КС в поршне

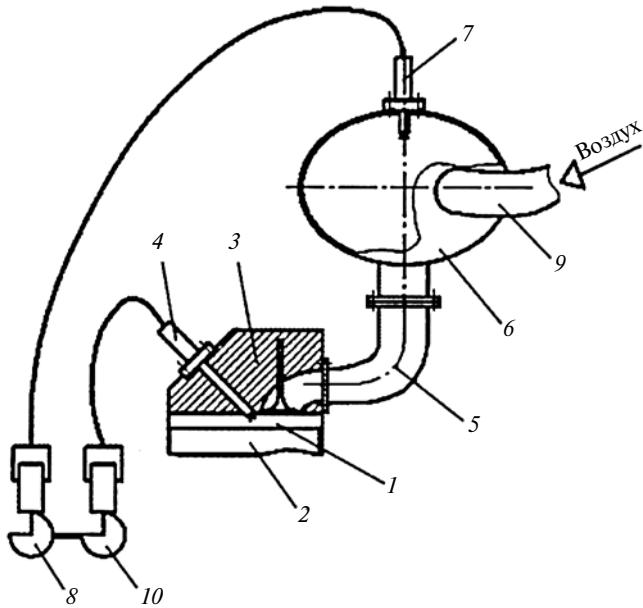


Рис. 5. Схема устройства для комбинированного смесеобразования

цилиндр свежего заряда топлива, и при сжатии образовавшейся обедненной рабочей смеси, которая не может самовоспламениться. За это время образуется гомогенная рабочая смесь, в которой начинается образование свободных радикалов при уменьшении энергии активации молекул топлива. При впрыске основной порции цикловой подачи топлива подготовленная к сгоранию смесь быстро воспламеняется и переходит в фазу активного горения при минимальной задержке самовоспламенения. При этом увеличивается индикаторная работа цикла, что повышает индикаторный КПД и эффективный КПД [5, 7, 8].

На рис. 5 приведена принципиальная схема устройства для комбинированного смесеобразования, которое содержит КС 1, образованную поверхностью днища поршня 2 и головки цилиндра 3. В головке цилиндра расположена форсунка 4 основной секции 10 ТНВД. Всасывающий коллектор 5 для обеспечения внешнего смесеобразования оснащен смесительной камерой 6 с дополнительной штатной штифтовой или многодырчатой форсункой 7, работающей от дополнительной секции 8 ТНВД, и воздухоподводящим патрубком 9.

На рис. 6 приведена действительная индикаторная диаграмма рабочего цикла дизеля 2Ч9,5/11 с ВКС для комбинированного смесеобразования, а на рис. 7 — индикаторная диаграмма, снятая в ходе моторных испытаний в ЛПМЭ. Результаты измерения удельного эффективного расхода g_e топлива двигателя с комбинированным смесеобразованием (с КС в поршне), статистически обработанные для определения центров группирования полей рассеяния случайных величин, показали его снижение на

1,35 % (с 222 до 219 г/(кВт · ч) по сравнению с расходом g_e серийного двигателя. Для двигателя с вихревакамерным смесеобразованием снижение g_e составило 2,92 % [с 240 до 233 г/(кВт · ч)] [5]. При этом явно уменьшается задержка самовоспламенения у вихревакамерного дизеля по сравнению с серийным (см. рис. 2). У двигателя с КС в поршне и комбинированным смесеобразованием задержка самовоспламенения настолько мала, что не фиксируется регистрирующей аппаратурой (см. рис. 7). Следовательно, проведенные исследования показали, что достигнуто необходимое смесеобразование, при котором задержка самовоспламенения уменьшается.

На первый взгляд, полученные результаты не столь значительны, но это лишь часть работ, направленных на улучшение эксплуатационных показателей дизелей малой мощности. Комбинированное смесеобразование может быть применено и в более мощных дизелях. В данном случае специальная секция ТНВД была использована для апробации принципа. В действительности, начальная порция топлива впрыскивается в КС через электромагнитную форсунку, не связанную с ТНВД, применяемую в инжекторных автомобильных дви-

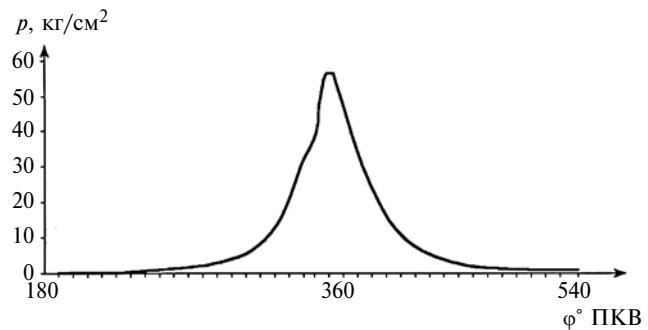


Рис. 6. Индикаторная диаграмма рабочего процесса вихревакамерного дизеля с комбинированным смесеобразованием

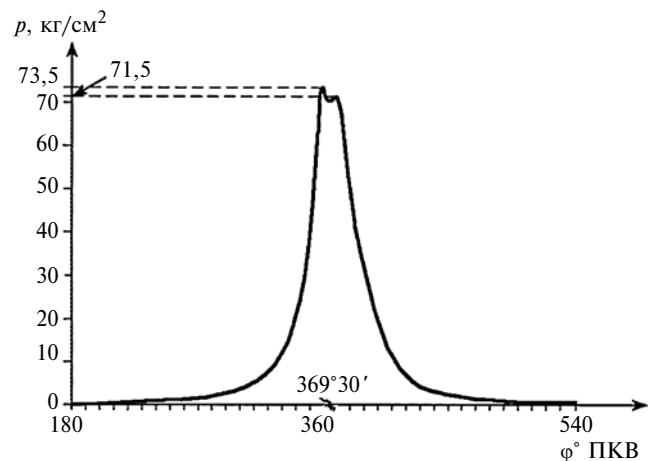


Рис. 7. Индикаторная диаграмма рабочего процесса двигателя с КС в поршне и комбинированным смесеобразованием

Предварительный натяг в контакте деталей машин

Рассматриваются регулирование нагрузки в сопряжениях деталей при наличии нескольких контактных зон или разрыва контактного давления и использование предварительного натяга для оптимизации напряженного состояния в резьбовых соединениях, подшипниках качения, соединениях трубопроводов, крепежных соединениях.

Ключевые слова: сопряжение деталей, нагрузка, контактное взаимодействие, натяг.

The load control in parts matings at presence of several contact zones or jump of contact pressure and application of preload for optimization of stressed state in threaded joints, roller bearings, pipe joints, fastener joints is considered.

Keywords: parts mating, load, contact interaction, preload.

Резьбовые соединения

Расчет резьбовых соединений не относится к классической контактной задаче, в которой рассматриваются только местные напряжения и деформации, а нагрузка передается через несколько контактных площадок¹. При расчете таких конструкций необходимо учитывать и местные, и общие деформации, причем их следует учитывать раздельно.

¹ Рубин А. М. Численный метод решения контактных задач в приложениях. Методики, примеры, решения. LAP LAMBERT Academic Publishing. 2012. 111 с.

При нагружении резьбового соединения пары витков воспринимают разную по величине нагрузку. Вектор контактных усилий в идеальном соединении уменьшается от первых (от опорной поверхности) витков к последним, т. е. контактная нагрузка в $(i + 1)$ -м витке всегда меньше, чем в i -м витке. Решение контактной задачи в этом случае основано на цепном распределении контактных усилий по виткам резьбы.

При нагружении идеального соединения витки включаются в работу последовательно, при нагружении реального соединения включение витков обусловлено случайными зазорами технологического свойства, т. е. витки нагружаются нелинейно. Несмотря на линейное пошаговое нагружение соединения, нельзя получить взаимно однозначное соответствие между внешней нагрузкой и перемещениями витков, т. е. такие системы являются конструктивно нелинейными.

Зазоры между витками винта и гайки существенно влияют на распределение нагрузки между ними. В действительности наиболее нагруженной может оказаться любая пара витков. Исходя из этого, возможно целенаправленное использование зазоров для выравнивания усилий по виткам резьбы.

Величины зазоров и нагрузок определяют последовательность (расчетную схему) вхождения витков в контакт, которую следует устанавливать с учетом вектора контактной нагрузки.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)

гателях. Подготовку топливной смеси к сгоранию на начальном этапе ее формирования в смесительной камере и впускном коллекторе можно усилить воздействием на нее разных физических полей, например СВЧ колебаниями, что использовали в ЛПМЭ при интенсификации процессов тепломаскообмена.

Отдельной задачей является организация HCCI-процесса для дизельного топлива, также основанного на высокой гомогенизации формируемой сильно обедненной горючей, а затем и рабочей смеси при сверхвысоких давлениях. Комбинированное смесеобразование можно реализовать и в HCCI-процессе для эффективного повышения технического уровня судовых поршневых двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Конкс Г. А., Лашко В. А. Мировое судовое дизельстроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. М.: Машиностроение, 2005. 512 с.

2. Возницкий И. В., Пунда А. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. СПб.: Изд-во МОРКНИГА, 2008. 283 с.

3. Дизели: Справочник / Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко и др. Л.: Машиностроение, 1977. 477 с.

4. Дорохов А. Ф., Ханов Ш. М. Анализ тепловых потерь в охлаждающую воду судового вспомогательного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. Сер. 4. Вып. 10. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1986. С. 4–6.

5. Исаев А. П. Рабочий процесс судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия: Дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2012. 170 с.

6. Иванченко Н. Н., Семенов Б. Н., Соколов В. С. Рабочий процесс дизеля с камерой сгорания в поршне. Л.: Машиностроение, 1972. 230 с.

7. Каргин С. А. Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением: Дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2006. 162 с.

8. Пат. 2388916 С2 Рос. Федерации: МПК F02B19/18. Способ работы двигателя внутреннего сгорания; устройство для осуществления комбинированного смесеобразования.

Обеспечить равномерное контактное нагружение по виткам резьбы можно технологически, создав соединение с нулевым контактом в двух последних (относительно опорного торца) парах витков. Остальные витки гайки выполняют с учетом кинематических смещений при последовательно увеличивающихся (в направлении опорного торца) зазорах. Монтаж соединения осуществляют затяжкой с последовательно возрастающим усилием и соответствующим натягом между витками. Витки включаются последовательно, нагрузка на включенный виток возрастает от нуля и выравнивается по всем виткам, начиная с первого, за исключением последней от опорного торца пары витков, в соответствии с установленными приращениями зазора, усилия затяжки и натягом между витками. Величину натяга определяют из условия равенства контактных усилий по системе разрешающих уравнений.

Изменение зазора достигается постепенным увеличением шага резьбы гайки, в результате чего изменяется угол подъема винтовой линии. Таким образом, порядок нагружения витков резьбы предполагает инверсию по отношению к классической стержневой модели соединения.

Подшипники качения

Равномерное распределение нагрузки по телам качения особенно важно в подшипниках тяжело-нагруженных машин, например, ходовых колес грузоподъемных и транспортных машин, которые нагружаются даже в статическом состоянии.

При нагружении подшипника вертикальной силой, приложенной в центре вала, контакт между некоторыми телами качения может прерваться. Радиальная нагрузка такими телами воспринимается в зоне, ограниченной углом 180°. Наибольшая нагрузка приходится на нижние тела качения, при этом верхние тела качения устанавливаются с радиальными зазорами.

Решение контактной задачи при распределении тел качения по всему периметру вала связано с возможностью появления отрицательных контактных усилий, которые исключаются при итерационном расчете.

Регулировать нагрузку между телами качения подшипников можно, если создать предварительное усилие на оси тел качения в радиальном направлении. Для этого ролики закрепляют автономно относительно центрального вала, например на стойках платформы, и врачаются лишь относительно своей оси. Такая конструкция позволяет регулировать радиальные перемещения роликов в прорезях стойки с натягом или зазором относительно оси центрального вала с помощью выдвижных упоров, что способствует выравниванию рабочей нагрузки между некоторыми или всеми телами качения в соответствии с расчетными параметрами подшипникового узла или с данными экспериментальных замеров.

Соединения трубопроводов

Требования к эксплуатации соединений трубопроводов противоречивы: для обеспечения герметичности необходимо большое усилие затяжки, которое, однако, следует ограничивать, так как чрезмерная затяжка может привести к деформации или разрушению элементов соединения, либо к превышению допустимых напряжений или деформаций. Поэтому контактную задачу решают для существенно разных усилий затяжки и давлений среды. Отметим, что затяжка соединений по определению является предварительным натягом.

Проектирование соединений связано с выбором конструктивных параметров по разным, иногда противоречивым критериям, согласно которым определяют допустимый диапазон усилий затяжки соединения, обеспечивающий его работоспособность. При эксплуатации усилие затяжки может выходить за пределы допустимого диапазона, поэтому он принимается как основной критерий качества при проектировании.

Штуцерные соединения

Штуцерные соединения трубопроводов гидросистем относятся к сложным узлам, в которых при решении контактной задачи рассматривается взаимодействие жесткого штуцера, трубы и уплотнительного элемента. Зоны контакта и отрыва определяются по теории круговых и цилиндрических оболочек.

При проектировании соединения рассчитывают на герметичность, усталость, температурные воздействия и др. Разрабатываемая конструкция должна сохранять упругие свойства в определенном диапазоне нагрузок: наибольшая нагрузка определяется предельными напряжениями в упругой области поведения материалов элементов; наименьшая — обеспечением герметичности и невозможности срыва соединения под действием внутреннего давления. В этом диапазоне усилий следует задавать усталостную прочность соединения и температурные воздействия: чем больше диапазон усилий затяжки, тем выше качество соединения. Хорошо спроектированное соединение должно обеспечивать значительное число переборок без увеличения усилий затяжки.

Соединения рукавов высокого давления

Проектирование рукавов высокого давления (РВД) подобно проектированию штуцерных соединений, но имеет существенное отличие. Материалы основных элементов штуцерных соединений при растяжении и сжатии должны иметь одинаковые модули упругости, т. е. материалы должны быть изотропными. В действительности рукава изготавливают из композиционных материалов, высокая прочность которых в направлении армирования

сочетается с большой чувствительностью к отклонениям от проектных нагрузок. Модуль упругости таких материалов вдоль армирующей кордной нити существенно зависит от того, растянута она или сжата. Жесткость композита при сжатии нити на один-два порядка ниже, чем при растяжении. Другая особенность резинокордного композита заключается в том, что при пульсирующих нагрузках материал склонен к усталостному нагружению. Если при циклическом нагружении композита есть зона сжатия, его выносливость существенно снижается.

Таким образом, конструирование изделий на основе резинокордных композитов требует создания растягивающих усилий в кордных нитях, составляющих силовую основу конструкции.

Сжатие рукава наружными элементами соединения возможно лишь, например, при натягивании рукава на ниппель. При встречном сжатии и растяжении силовая оплетка сопротивляется внешним силам в низкомодульном режиме, связанном с деформацией сжатия, т. е. для создания необходимых удельных контактных давлений требуются большие перемещения. Соединения РВД, в которых преобладают сжимающие нагрузки, нельзя считать рациональным.

Основное требование к соединениям, используемым при высоких внутренних давлениях среды, — оптимальные контактные усилия при затяжке, необходимые для предотвращения срыва трубы соединения. Одноразовые соединения с опрессовкой наружной муфты перенапряжены, что оказывается на их прочности. Соединения многоразового применения допускают подтягивание, что весьма существенно с учетом релаксации материалов рукава, но это преимущество определяется их относительно большими массой и габаритными размерами.

Оптимальным является соединение, в котором для восприятия осевой силы от внутреннего давления среды используют цанговый распор силовой оплетки, устанавливаемый внутри рукава за пределами зоны сжатия. Значительное усилие распора воспринимается силовыми оплетками рукава, работающими на растяжение, и тонкостенной конструкцией соединения, работающей на сжатие.

Крепежные соединения

Крепежные соединения (болтовые, заклепочные и др.) широко применяются в различных машиностроительных конструкциях. Посадка крепежных деталей осуществляется с большими натягами, при которых в отверстиях соединяемых элементов могут возникать значительные пластические деформации. Натяг действует до некоторой предельной нагрузки, при которой возникают зазоры и проскальзывание между крепежными и соединяемыми деталями, и жесткость соединения резко снижается.

Создание начальных напряжений способствует более равномерному нагружению конструкций.

При этом напряженно-деформированное состояние (НДС) всей конструкции в общем случае не устанавливается. Взаимное влияние посадки соединений связано с изменением НДС пластины при действии внешних сил. Эти вопросы еще недостаточно изучены в практике машиностроения. Для простоты и наглядности расчетная модель контактной задачи строится для узкой полосы и одного последовательного ряда крепежных соединений при условных нагрузках и физических (расчетных) параметрах конструкции.

Рассмотрим решение контактной задачи для группы крепежных соединений при растяжении, сжатии и сдвиге пластины. Пластины по длине разбъем на участки, равные расстоянию между осями соединений, с единичной податливостью под действием сил растяжения, сжатия или сдвига. Контактное взаимодействие стержня соединения и полосы сводится к единичной податливости. При этом распределение контактных сил по поверхностям взаимодействия пластины и стержня в первоначальной модели не рассматриваем. Действие распределенных контактных сил заменим сосредоточенной силой. При решении уравнений ставится задача выравнивания неизвестных контактных сил. В этом случае соединения следует устанавливать с зазором или натягом в зависимости от растяжения, сжатия или сдвига пластины. По аналогии с резьбовыми соединениями сохраняется представление о цепном характере распределения контактных усилий вдоль линии посадки стержней.

Для узкой полосы задачу решаем аналогично расчету резьбовых соединений. В идеальной модели резьбового соединения наибольшая нагрузка приходится на первый (относительно опорного торца гайки) виток и уменьшается в направление к последнему витку. Уравнения расчетной схемы соединения задают направление вектора контактных сил. При нагружении соединения происходит последовательное включение витков.

По аналогии можно предположить, что для узкой пластины и ряда последовательно расположенных крепежных соединений (при отсутствии зазоров и натягов) нагрузка от первого к последующему соединению распределяется подобным образом с учетом направления (растяжения, сжатия или сдвига) внешних сил.

Расчетная модель контактной задачи стержневого типа на ранней (упругой) стадии изучения конструкции способствует анализу НДС всей системы в целях более равномерного распределения контактных напряжений и обеспечения более низких предварительных напряжений. Развитие расчетной модели контактной задачи для крепежных соединений с большим числом контактирующих тел связано с учетом их реальной геометрии на основе итерационного поиска зон контакта и отрыва поверхностей взаимодействия.

Г. Н. СОКОЛОВ, д-р техн. наук, А. А. АРТЕМЬЕВ, И. В. ЗОРИН, Ю. Н. ДУБЦОВ, кандидаты технических наук (Волгоградский ГТУ), В. Б. ЛИТВИНЕНКО-АРЬКОВ, канд. техн. наук (ООО "ГСИ ВолжскНЗМ", г. Волжский), В. И. ЛЫСАК, д-р техн. наук, член-кор. РАН, В. П. БАГМУТОВ, И. Н. ЗАХАРОВ, доктора технических наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: gnsokolov@yandex.ru

Влияние высокоэнергетического термосилового воздействия на упрочнение поверхности наноструктурированных наплавленных сплавов¹

Исследовано электромеханическое упрочнение поверхностных слоев термо- и износостойких наплавленных сплавов на основе железа и железоникелевого сплава с (γ' -Ni₃Al)-фазой, модифицированных ультрадисперсными частицами TiCN и WC. Установлены зависимости микротвердости и глубины упрочнения от силы тока.

Ключевые слова: электромеханическое упрочнение, склерометрия, наплавленный сплав, модификация структуры.

The electromechanical hardening of surface layers of thermal and wear resistant built-up alloys on the base of iron and iron-nickel alloy with (γ' -Ni₃Al)-phase modified by ultrafine TiCN and WC particles is investigated. The dependencies of microhardness and hardening depth from current strength are determined.

Keywords: electromechanical hardening, scleroscopy, built-up alloy, structure modification.

Целенаправленно управлять структурой и свойствами термо- и износостойких сплавов, получаемых методами дуговой и электрошлаковой наплавки, можно с помощью их суспензионного модифицирования и армированияnano- и микропорошками термодинамически стабильных химических соединений, таких как карбонитрид титана TiCN, карбид вольфрама WC, диборид титана TiB₂ и др. [1]. Дополнительное улучшение эксплуатационных свойств инструмента и деталей машин, наплавленных такими сплавами, возможно при поверхностном электромеханическом упрочнении (ЭМУ) [2]. В результате высокоэнергетического термосилового воздействия в ходе ЭМУ в локальных микрообъемах поверхности металла формируются уникальные структуры, обеспечивающие его высокие прочность и износостойкость. При этом разработка научных и технологических основ поверхностного упрочнения наноструктурированных наплавленных сплавов является актуальной задачей, решение которой позволит повысить эксплуатационные характеристики и ресурс деталей машин, оборудования и инструмента, работающих в

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Совета по грантам Президента РФ (грант № МК-4265.2014.8) и РФФИ (гранты № 14-08-00868а, № 14-08-00837а), а также в рамках базовой части государственного задания Министерства образования и науки РФ № 2014/16.

условиях абразивного изнашивания и интенсивного температурно-силового нагружения.

В работе исследовали повышение эксплуатационных характеристик деталей машин и инструмента, наплавленных сплавами на основе железа и железоникелевого сплава, содержащего (γ' -Ni₃Al)-фазу и модифицированных ультрадисперсными тугоплавкими частицами. Изучали изменения структурно-фазового состава и механических свойств поверхностных слоев сплавов при ЭМУ.

Исследовали три экспериментальных наплавочных сплава: 1) термостойкий 15Х15Н4АМ3, модифицированный TiCN; 2) абразивостойкий металлокерамический 60Х5Т4Р2НГ, модифицированный TiCN; 3) жаропрочный железоникелевый 40Х2Н45МВЮ6, модифицированный WC и содержащий до 50 мас. % (γ' -Ni₃Al)-фазы. В качестве наплавочных материалов использовали порошковые проволоки диаметром 3 мм с оболочками из стали Св-08кп [3, 4] и никеля НП-2 [5]. В наполнитель проволок вводили микроразмерные порошки металлов, ферросплавов, диборида титана TiB₂, а также модификаторы в виде никелевого микропорошка, содержащего ультрадисперсные частицы карбонитрида титана TiCN и карбида вольфрама WC с размерами соответственно 80÷500 и 20÷100 нм. Наплавку осуществляли дуговым способом в среде аргона на цилиндрические образцы диаметром 30 мм из стали 20Г2С. После наплавки поверхность образцов шлифовали.

Наплавленные образцы подвергали ЭМУ по схеме, приведенной на рис. 1 [6, 7], при деформирующем усилии $P = 500$ Н, частоте вращения образца $n = 13 \text{ мин}^{-1}$, скорости перемещения ролика $S = 0,5 \text{ мм/об}$ и напряжении $U = 5 \text{ В}$. Режимы обработки определялись силой тока: I — $I = 0$; II — 300; III — 400; IV — 500; V — 600 А. Основные параметры (таблица), определялись из условия дости-

Режимы ЭМУ наплавленного металла

| Режим | $P, \text{Н}$ | $n, \text{мин}^{-1}$ | $S, \text{мм/об}$ | $U, \text{В}$ | $I, \text{А}$ |
|-------|---------------|----------------------|-------------------|---------------|---------------|
| I | | | | | 0 |
| II | | | | | 300 |
| III | 500 | 13 | 0,5 | 2 | 400 |
| IV | | | | | 500 |
| V | | | | | 600 |

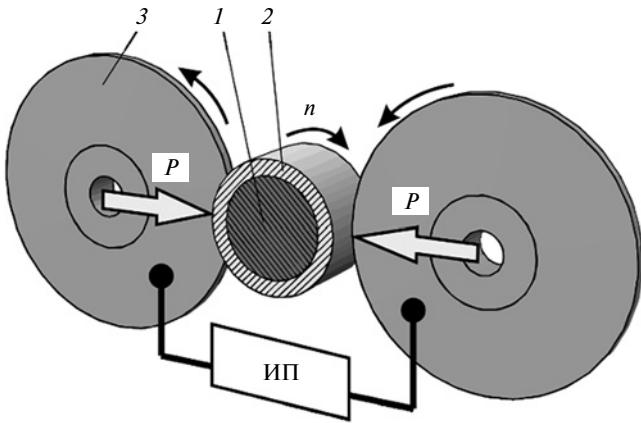


Рис. 1. Принципиальная схема ЭМУ:

1 — образец; 2 — слой наплавленного металла; 3 — твердосплавный ролик; P — сила прижатия ролика к образцу; n — частота вращения образца; ИП — источник питания

жения комплекса исследуемых свойств — микротвердости и глубины упрочненного слоя, сопротивляемости деформации при индентировании, склерометрии.

Механические свойства и глубину упрочненного слоя наплавленного металла исследовали методом склерометрии по ГОСТ 21318—75 и методом индентирования по ГОСТ 9450—76. Для скрайбирования поверхности поперечных микрошлифов использовали четырехгранный алмазную пирамиду, движущуюся ребром вперед под нагрузкой 0,49 Н. Топографию и ширину треков на поверхности металла изучали на сканирующем зондовом микроскопе Solver Pro с использованием программы Image Analysis, позволяющем получать трехмерные изображения и профилограммы треков, а также измерять их геометрические параметры с большим пространственным разрешением.

На рис. 2 приведены результаты склерометрии упрочненных ЭМУ образцов из сплава 15Х15Н4АМ3, модифицированного ультрадисперсными частицами TiCN. Совместный анализ микроструктуры упрочненной поверхности и параметров профиля царапины при скрайбировании позволили достоверно установить границы областей с разной степенью упрочнения и характер изменения твердости в зависимости от структуры металла.

Из рис. 2 видно, что металл тонкого поверхностного слоя после ЭМУ оказывает существенное сопротивление движению алмазного индентора — ширина и глубина трека заметно уменьшаются (до 25 %) по сравнению с размерами в основном металле. В зависимости от режимов ЭМУ изменяются глубина h и микротвердость $H_{0,49}$ упрочненного слоя при скрайбировании (рис. 3 и 4).

Для сплава 15Х15Н4АМ3 наибольшая глубина h достигается на режимах ЭМУ с пониженной токовой нагрузкой, обусловливающей минимальный нагрев металла в зоне контакта с роликом (см. рис. 3).

Так, на режиме I (см. таблицу) $h = 250 \div 270$ мкм, на режиме V — $h = 90 \div 120$ мкм. Для сплавов 60Х5Т4Р2НГ и 40Х2Н45МВЮ6 на всех режимах ЭМУ получают $h < 100 \div 150$ мкм.

По данным склерометрических испытаний поверхности наплавленного металла построили зависимости микротвердости от силы тока, скорости и деформирующего усилия при разных режимах ЭМУ. Например, на рис. 4 показано изменение микротвердости в зависимости от силы

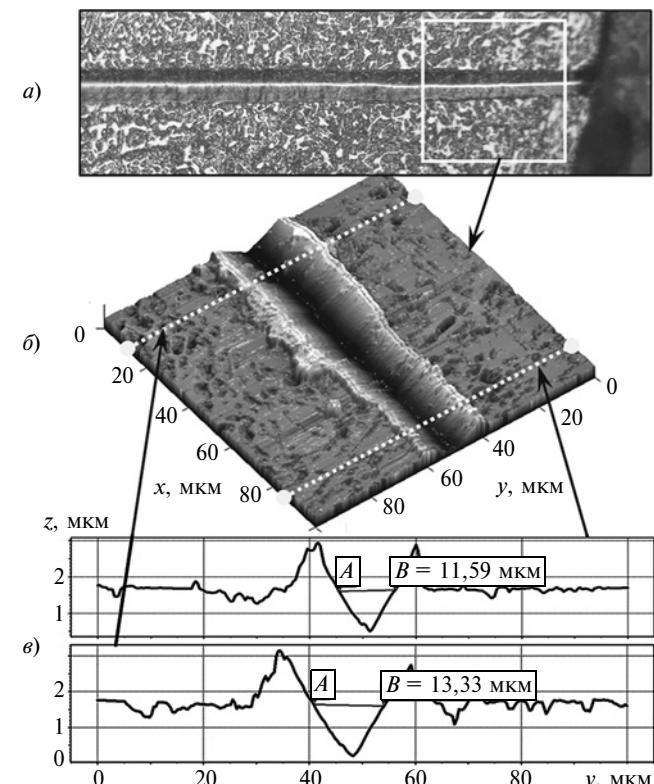


Рис. 2. Микроструктура (а), трехмерное изображение трека (б) и профилограммы (в), полученные при скрайбировании микрошлифа наплавленного сплава 15Х15Н4АМ3 после ЭМУ по режиму I

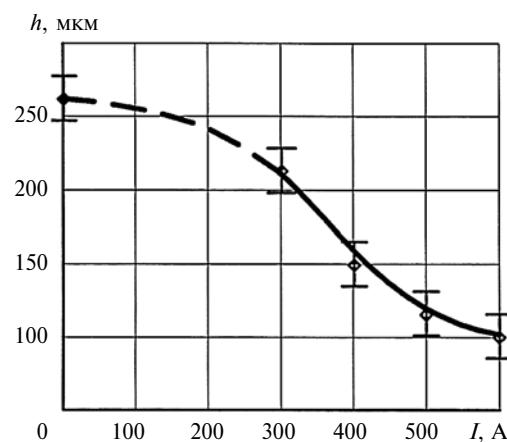


Рис. 3. Зависимость глубины h упрочненного слоя от силы I тока, полученная по результатам склерометрии при ЭМУ наплавленного сплава 15Х15Н4АМ3

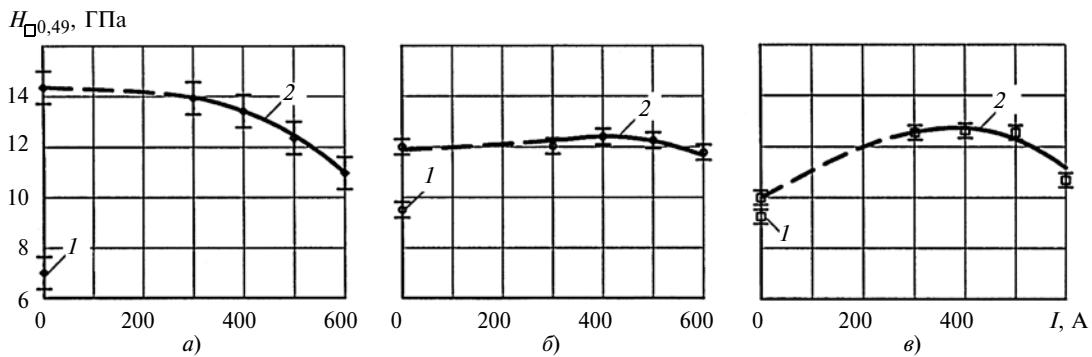


Рис. 4. Зависимости микротвердости $H_{0.49}$ упрочненного ЭМУ поверхностного слоя наплавочных сплавов 15Х15Н4АМ3 (а), 60Х5Т4Р2НГ (б) и 40Х2Н45МВЮ6 (в) от силы I тока, проходящего через точку контакта ролик—металл:
1 — исходная; 2 — после ЭМУ

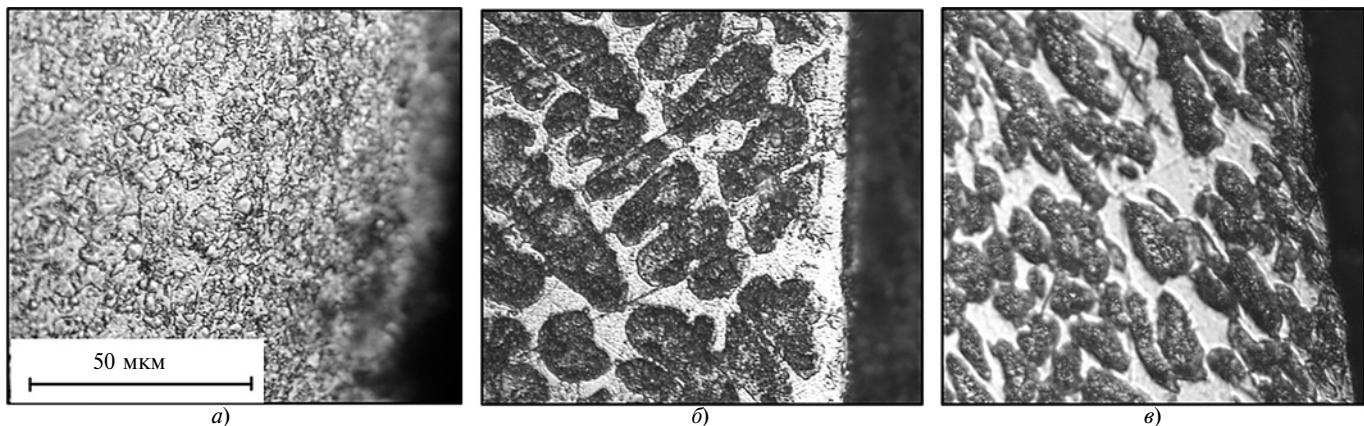


Рис. 5. Микроструктуры поверхностных слоев сплава 60Х5Т4Р2НГ, упрочненного по режиму V (а), сплава 40Х2Н45МВЮ6 после наплавки (б) и упрочненного по режиму IV (в)

тока для сплавов 15Х15Н4АМ3, 60Х5Т4Р2НГ и 40Х2Н45МВЮ6. После ЭМУ твердость всех сплавов заметно повысилась. Так, микротвердость сплава 15Х15Н4АМ3 повысилась в 2 раза (до 14,1 ГПа) по сравнению с исходной (7 ГПа) на режиме I ($I = 0$) и более чем в 1,5 раза (до 11 ГПа) на режиме V ($I = 600$ А). При повышении силы тока микротвердость плавно снижается (см. рис. 4, а). Микротвердость поверхностного слоя наплавленного металлокерамического сплава 60Х5Т4Р2НГ после ЭМУ возросла на 25÷30 % (с 9,5 до 12÷12,5 ГПа). С увеличением силы тока от 0 до 400 А наблюдалось повышение микротвердости на 3÷5 %, а в диапазоне 400÷600 А микротвердость снизилась (см. рис. 4, б).

Аналогично изменяется микротвердость и образцов из сплава 40Х2Н45МВЮ6 — с увеличением силы тока твердость повышается с 9,5 до 12,5 ГПа, а затем снижается до 10,5 ГПа (при 600 А). Максимальная микротвердость достигается при $I = 400 \div 500$ А, при этом обработка при $I = 0$ (режим I) не приводит к заметному упрочнению металла, как в предыдущих случаях.

Металлографические исследования упрочненных сплавов показали, что на режимах ЭМУ, ха-

рактеризующихся максимальным термическим воздействием, структура металла изменяется на глубину до 300 мкм. В тонких поверхностных слоях разных сплавов при термосиловом воздействии формируются мелкодисперсные структуры с близкими по значению параметрами. Например, упрочненный сплав 60Х5Т4Р2НГ по сравнению с исходным состоянием характеризуется меньшим содержанием твердых фаз скелетообразной формы и повышенным содержанием мелких округлых включений (рис. 5, а). Для железоникелевого сплава 40Х2Н45МВЮ6 характерны уменьшение размеров и изменение формы аустенитных зерен (рис. 5, б, в).

Интенсивный локальный нагрев, высокоскоростное охлаждение и одновременное пластическое деформирование, реализуемые при ЭМУ, существенно влияют на формирование структуры и физико-механические свойства поверхностного слоя обрабатываемых материалов (рис. 6, а, б).

Математическое моделирование тепловых процессов при ЭМУ стальных образцов показало [8], что в локальных микрообластях поверхностного слоя действуют чрезвычайно высокие температуры при значительных пространственных и временных градиентах (см. рис. 6). Мгновенные значения тем-

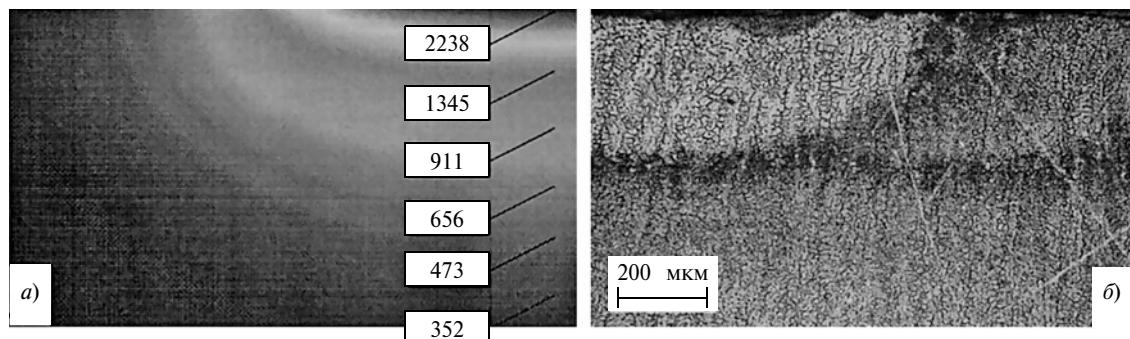


Рис. 6. Распределение температур, °С, по сечению модельного тела в ходе ЭМУ при достижении максимальной температуры в центре пятна контакта (а) и структура наплавленного металла 15Х15Н4АМ3 после ЭМУ при $P = 100$ Н и $I = 600$ А (б)

пературы изменяются от ~2000 °С на поверхности металла до 900 °С на глубине 0,25 мм, при этом максимальные скорости нагрева и охлаждения металла в процессе ЭМУ достигают соответственно $5 \cdot 10^5$ и $2 \cdot 10^5$ °С/с.

Экстремальные скорости изменения температуры металла при ЭМУ и отсутствие выдержки при высоких температурах приводят к значительному уменьшению времени для полноценных структурных превращений в условиях подавления диффузии легирующих элементов и углерода [9]. Наряду с трансформацией структуры материала при высокоскоростном охлаждении в ходе ЭМУ наблюдается самоотпуск, когда в результате мгновенных высоких температур, остаточной теплоты или вторичного нагрева при наложении соседних зон обработки (см. рис. 6) в локальных областях упрочненной зоны происходит мгновенное старение металла с образованием неравновесных структур.

Таким образом, структура и свойства обработанного на разных режимах ЭМУ металла (в том числе рассматриваемых наплавочных сплавов) формируются под влиянием трех основных факторов: упрочнения пластической деформацией при контактном давлении; упрочнения вследствие трансформации структуры при высоких скоростях нагрева и охлаждения; разупрочнения при самоотпуске материала тонкого поверхностного слоя. При этом для разных сплавов и режимов обработки преобладающим оказывается тот или иной механизм.

Повышенное сопротивление деформации упрочненного сплава 15Х15Н4АМ3 обусловлено формированием в его поверхностном слое при высокоградиентном термосиловом воздействии ультрадисперсного мартенсита в результате неполного (γ - α)-превращения в объемах метастабильного аустенита, что подтверждается металлографическими исследованиями (см. рис. 2). Точка начала мартенситного превращения в сплавах с аустенитно-martенситной структурой может находиться в диапазоне температур 40–80 °С [10]. Таким образом, с учетом значительной пластической дефор-

мации обрабатываемого металла мартенситное превращение наиболее полно протекает при нормальной температуре, т. е. при $I = 0$ (см. рис. 3 и 4, а). С повышением температуры в зоне контакта ролика и обрабатываемого металла микротвердость упрочненного слоя и его глубина уменьшаются, что можно объяснить быстрой релаксацией напряженного состояния в металле и самоотпуском при последующих проходах ролика.

Пониженная пластичность и высокая исходная твердость заэвтектической структуры износостойкого сплава 60Х5Т4Р2НГ, матрица которого армирована большим количеством боридных и карбидных фаз (см. рис. 5, а), становятся причинами меньшей склонности к деформационному упрочнению и высокой стабильности полученной структуры при повышении температуры в зоне обработки (см. рис. 4, б).

Высокоскоростной нагрев сплава 40Х2Н45МВЮ6 при силе тока $I < 550$ А сопровождается структурными трансформациями, вызванными значительной пластической деформацией наплавленного металла. При этом рекристаллизация получаемой мелкодисперсной стабильно аустенитной структуры (см. рис. 5, б, в) в значительной мере подавляется вследствие недостаточной выдержки при достигнутой температуре в зоне обработки. При силе тока $I > 550$ А деформационное упрочнение обрабатываемого наплавленного металла резко уменьшается, что связано с интенсификацией разупрочнения интерметаллических (γ' -Ni₃Al)-фаз железоникелевого сплава при повышенных температурах (см. рис. 4, в).

Вы воды

ЭМУ наплавленных термо- и износостойкими сплавами деталей машин и инструмента позволяет до двух раз повысить сопротивление пластической деформации поверхностных слоев глубиной до 300 мкм.

Для трех исследованных сплавов установлено преобладающее влияния одного из трех факторов (пластической деформации, структурных превра-

И. Н. СОЛОМИН (ОАО "Казэнерго", г. Казань), Р. А. САДЫКОВ, д-р техн. наук (ВПО "Казанский государственный архитектурно-строительный университет"), А. З. ДАМИНОВ, канд. техн. наук (Казанский научный центр РАН), В. А. ФУТИН, канд. техн. наук (ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа"), e-mail: vic_net1@mail.ru

Разработка турбины термоэлектрической установки для водогрейной котельной¹

На основании аппроксимационных коэффициентов полинома, описывающего функцию изобарной теплоемкости хладона R245fa от температуры, предложен расчет рабочего колеса турбины установки, работающей по органическому циклу Ренкина. Возможность использования данной установки подтверждена расчетом баланса энергий.

Ключевые слова: турбина, органический цикл Ренкина, котельная установка, система теплоснабжения, теплоноситель.

On the base of approximating coefficients of a polynomial, describing the function of isobaric heat capacity of R245fa freon form temperature, the analysis of a turbine wheel of a plant, operating on the organic Rankine cycle, is suggested. The opportunity of application of this plant is confirmed by analysis of energy balance.

Keywords: turbine, organic Rankine cycle, boiler plant, heat supply system, heat carrier.

В турбинных установках, работающих по органическому циклу Ренкина (ОЦР), в качестве рабочего тела используют органические вещества с низ-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Проекта Министерства образования и науки РФ в рамках реализации ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 гг.". Соглашение № 14.574.21.0013, уникальный идентификатор RFMEFI57414X0013.

кой по сравнению с водой температурой кипения. Данную технологию применяют, например, в отопительных и промышленных котельных установках (КУ).

В настоящее время широко применяют графики отпуска теплоносителя (ТН) с температурами, не превышающими 130 °C, что возможно только при использовании органических низкокипящих хладонов. Однако не каждый хладон может работать в КУ, так как необходимо, чтобы он многократно конденсировался при эксплуатации установки.

В КУ используются два вида охлаждения для перевода хладона из состояния перегретого пара в жидкую фазу: воздушное — окружающая среда и жидкостное — обратная сетевая вода, т. е. теплоноситель системы теплоснабжения. Для воздушного охлаждения можно использовать наружный воздух, так как отопительный период приходится на холодное время года, но при этом теплота, отводимая от установки, безвозвратно рассеивается в окружающей среде. При жидкостном охлаждении отводимая теплота используется, но эффективность охлаждения ниже, чем при воздушном, так как сетевая вода имеет положительную температуру (от 30 до 70 °C), при которой не все хладоны переходят в жидкую фазу. Наиболее подходящим хладоном для КУ с ОЦР является хладон R245fa, калориметрические свойства и области применения



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

щений и отпуска при высокоскоростном нагреве и охлаждении) на зависимости микротвердости и глубины упрочненного слоя от параметров ЭМУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Особенности формирования структуры и свойств наплавленных сплавов под влиянием наночастиц тугоплавких соединений / Г. Н. Соколов, И. В. Зорин, А. А. Артемьев и др. // Физика и химия обработки материалов. 2014. № 2. С. 38–47.

2. Электромеханическая обработка: технологические и физические основы, свойства, реализация: монография / В. П. Багмутов, С. Н. Паршев, Н. Г. Дудкина, И. Н. Захаров. Новосибирск: Наука, 2003. 318 с.

3. Пат. 2478029 Рос. Федерации: МПК В 23 К 35/02. Порошковая проволока для наплавки.

4. Пат. 2446930 Рос. Федерации: МПК В 23 К 35/368. Порошковая проволока.

5. Пат. 2478029 Рос. Федерации: МПК В23 К 35/02 B32B 15/02. Композиционная проволока для дуговой сварки и наплавки.

6. Пат. 2338005 Рос. Федерации: МПК C 23 C 4/18, B 23 H 9/00. Способ комбинированного упрочнения поверхностей деталей.

7. Исследование структуры и свойств наноматериалов, полученных комбинированной обработкой / В. П. Багмутов, В. И. Калита, И. Н. Захаров и др. // Изв. ВолгГТУ. 2008. Т. 10. № 2. С. 102–106.

8. Багмутов В. П., Захаров И. Н. Моделирование структурных превращений при электромеханической обработке стали // Физика и химия обработки материалов. 2002. № 4. С. 29–32.

9. Паршин А. М., Кириллов Н. В. Физические и структурные аспекты обработки сплавов концентрированными источниками энергии // Металлы. 1995. № 3. С. 122–127.

10. Потак Я. М. Высокопрочные стали. М.: Металлургия, 1972. 208 с.

которого приведены в работах [1, 2]. Это реальный газ, поэтому его параметры в уравнениях состояния сложно описываются математическими зависимостями.

Рассмотрим один из подходов к разработке турбины, а именно расчет рабочего органа КУ с ОЦР, работающей на хладоне R245fa. Данную установку для действующего производства разрабатывали, исходя из фактических параметров нагревающего и охлаждающего ТН. Ставилась задача — получить максимальную мощность турбины при обеспечении простоты и надежности конструкции.

Рассмотрим расчет рабочего органа турбины для котельной установки КБ-ГМ-20. Исходными данными являются: температуры нагревающего и охлаждающего ТН соответственно 130 и 65 °С, их расходы составляют 255 кг/с, мощность электрооборудования — 350 кВт.

Техническая характеристика хладона R245fa

Молярная масса, кг/кмоль 134,05

Температура тройной точки, К 171,05

Температура кипения при нормальных условиях, К 288,29

Периферический фактор 0,3776

Показатели критической точки [1, 2]

Температура, К 427,16

Давление, МПа 3,651

Плотность, кг/м³ 516,08

Максимальная плотность, кг/м³ 1648,8

Существует несколько подходов к описанию состояния газа: для идеального газа используют уравнение Менделеева—Клайперона [3, 4], для реального газа — известные модели состояний Редлиха—Квона [3—5], Пенга—Робинсона [6] и доработанные модели Редлиха—Квона [3—8].

Для расчета потока реального газа через проточную часть рабочего колеса (РК) (рис. 1) и его геометрических параметров используют наиболее полную модель Пенга—Робинсона:

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a(T)}{V^2 - 2Vb + b^2},$$

где p — абсолютное давление газа; V — удельный объем; T — абсолютная температура; R — газовая постоянная; a , b — коэффициенты [6].

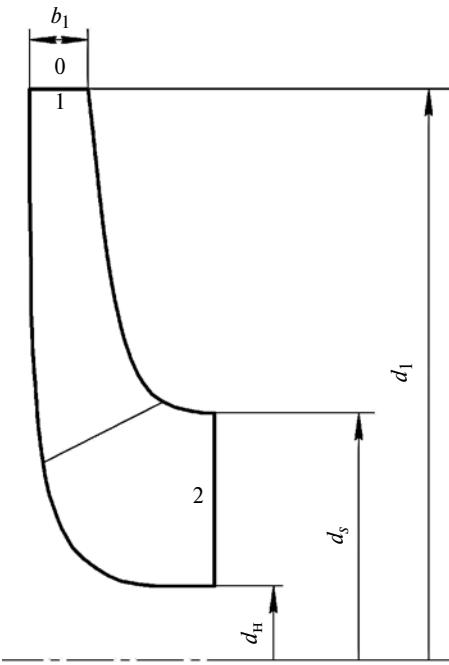


Рис. 1. Меридиональный контур проточной части РК:

d_1 — диаметр основного диска; d_s — диаметр выходной воронки; d_h — диаметр втулки; b_1 — ширина лопаток на входе; 0, 1, 2 — точки состояний газа соответственно на выходе из соплового аппарата, на входе и выходе из РК

Модель состояния газа дополняется зависимостью изобарной теплоемкости от температуры в виде полинома третьей степени:

$$C_p = \sum_{i=0}^3 C_{pi} T^i, \quad (1)$$

где C_{pi} — коэффициенты полинома.

Коэффициенты C_{pi} определяли аппроксимацией фактических параметров при давлении газа 0,1 МПа. Уравнение (1) принимает вид:

$$C_p = 246,94 + 2,4226 T - 0,0013 T^2 + 4 \cdot 10^{-7} T^3. \quad (2)$$

На основании термодинамического расчета находим параметры точек диаграммы состояния газа на входе и выходе из РК (табл. 1). Процесс течения газа в турбине представлен на рис. 2.

Расход хладона, который определяли исходя из заданной мощности и параметров нагревающего и охлаждающего ТН, составил 28,47 кг/с. При расче-

Таблица 1

Рабочие параметры газа на входе РК и выходе

| Участок | Температура T , К | Давление p , МПа | Плотность ρ , кг/м ³ | Энталпия i , кДж/кг | Энтропия s , Дж/(кг · К) | Изохорная теплоемкость C_v , Дж/(кг · К) | Изобарная теплоемкость C_p , Дж/(кг · К) | Коэффициент сжимаемости Z |
|-------------|---------------------|--------------------|--------------------------------------|-----------------------|----------------------------|--|--|-----------------------------|
| Вход в РК | 382,17 | 1,0292 | 52,48 | 490,34 | 1842,7 | 955,81 | 1089,1 | 0,82734 |
| Выход из РК | 371,05 | 0,7200 | 35,90 | 483,09 | 1842,3 | 934,11 | 1041,7 | 0,87144 |

те геометрических параметров РК учитывали опыт проектирования и расчетов РК турбинной и компрессорной техники.

Были заданы оптимальные соотношения:

отношение диаметров РК на выходе и входе $d_2/d_1 = 0,56$;

отношение меридиональных скоростей на входе и выходе РК $c_{m2}/c_{m1} = 1,23$;

отношение диаметра втулки РК к диаметру выходной воронки $d_h/d_2 = 0,51$.

Кроме этого, решались задачи обеспечения минимального осевого размера РК, угла на входе, равного 90° , и нулевого угла атаки потоком газа лопатки РК.

На основании заданных соотношений и условий определяли диаметр РК. Диаметр d_1 определяли по оптимальному соотношению меридиональных скоростей в проточном контуре.

Изменяя координаты РК, можно получить оптимальный меридиональный контур проточной части, которому соответствуют оптимальные соотношения скоростей и диаметров. Меридиональную скорость находили как сумму осевой и радиальной составляющих: $c_m = \sqrt{c_z^2 + c_r^2}$. Здесь $c_z = \frac{r_R \rho_R \partial \psi}{r \rho \partial r}$;

$c_r = \frac{r_R \rho_R \partial \psi}{r \rho \partial z}$, где ψ — удельная энталпия; z и r — осевая и радиальная координаты.

Связь удельной энталпии (работы) и геометрии меридионального контура РК описывается уравнением [9]

$$\left[1 - \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial \psi}{\partial z} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \left[1 - \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial \psi}{\partial r} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \left(-\frac{2}{a^2} \frac{\partial \psi \partial \psi}{\partial z \partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0,$$

где $a = \sqrt{\kappa R Z T}$ — скорость газа (κ — показатель изоэнтропы).

При согласовании геометрических и термодинамических параметров можно записать $\psi = 2Y/u_1^2$,

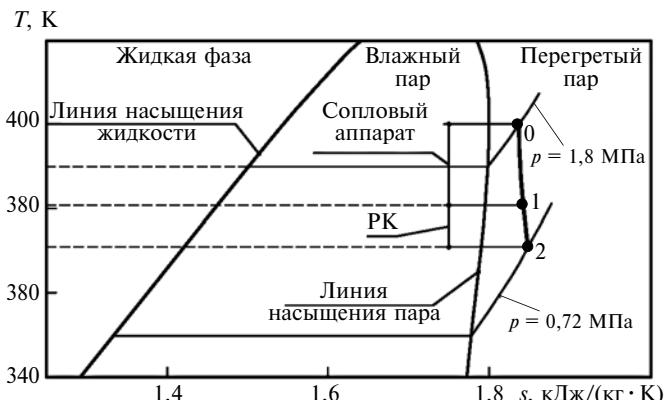


Рис. 2. Тепловая $T-s$ диаграмма цикла

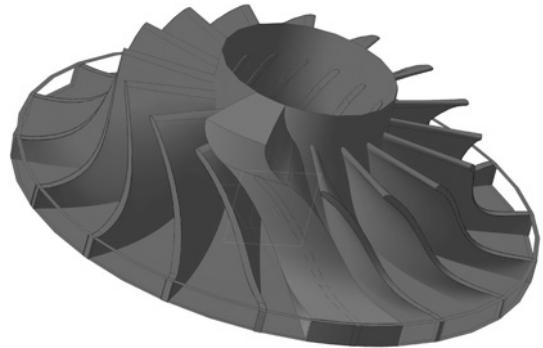


Рис. 3. Модель рабочего колеса с проточной частью для CFD-расчета

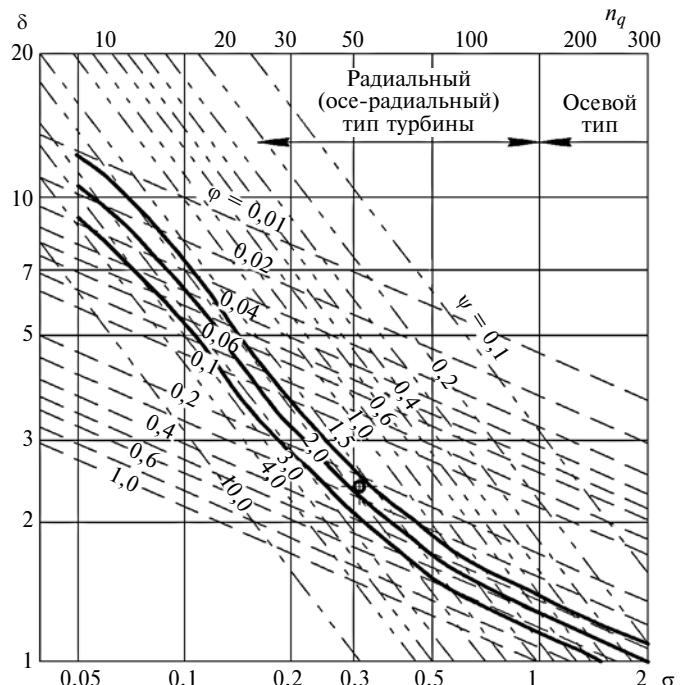


Рис. 4. Диаграмма Кордье

где u — окружная скорость газа; Y — удельная энергия, определяемая уравнением сжимаемой среды [3, 9]:

$$Y = \left(\pi_t^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) c_p T_{t,s},$$

где C_p — изобарная теплоемкость, определенная по формуле (2); π_t — отношение давлений газа на входе в РК и в точке проточной части РК в зависимости от изменения температуры.

По полученным значениям контура определили остальные конструктивные параметры РК.

После расчетов конструктивные параметры РК дорабатывали, исходя из простоты изготовления и повышения КПД турбомашины по рекомендациям работы [10] и CFD-моделирования течения газа в программном комплексе ANSYS. Модель РК и проточного сегмента представлены на рис. 3, ре-

зультаты расчетов геометрических параметров РК приведены в табл. 2.

Расчетами установили положение рабочей точки турбины, которая определяет расходную и скорость составляющие на диаграмме Кордье и находится в зоне радиального (осерадиального) потока (рис. 4). Диаграмма Кордье базируется на экспериментальных данных, составляющих эмпирические функции эффективного применения турбомашин и показывает зависимость удельного диаметра δ (отношение удельной энталпии к удельному объемному расходу ϕ на входе в турбину) от коэффициента $\sigma = n_q/157,8$, где n_q — удельная скорость — отношение объемной скорости на входе в турбину к удельной энергии.

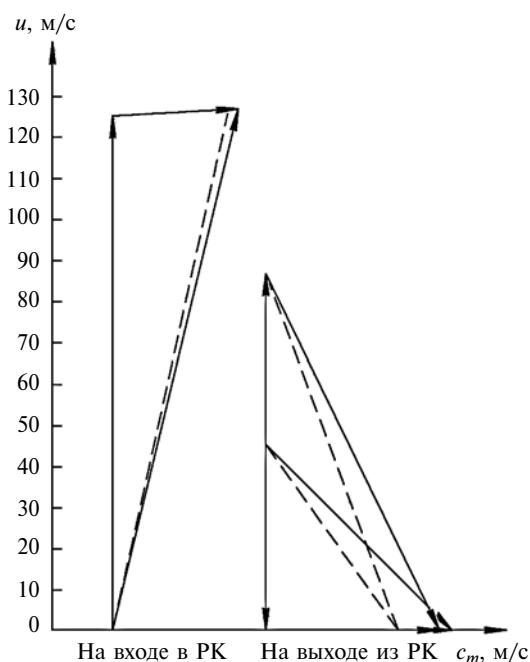


Рис. 5. Треугольники скоростей для входа и выхода РК



Рис. 6. Окончательная конструкция РК

Значения конструктивных параметров РК на разных этапах расчета и погрешность

| Параметр | Расчет геометрии | CFD-расчет и доработка [8] | Погрешность, % |
|---|------------------|--|----------------|
| Диаметр РК на входе d_1 , мм | 296,5 | 300,0 | 1,2 |
| Диаметр втулки РК d_h , мм | 107,4 | 107,5 | 0 |
| Диаметр выходной воронки d_s , мм | 207,5 | 211,5 | 1,9 |
| Ширина лопаток на входе в РК b_1 , мм | 16,8 | 15,5 | 9,2 |
| Угол входа в РК, градус | 92,5 | 90 | 2,7 |
| Угол выхода из РК, градус | 37 | Линейное распределение от 25,9 до 44,8 | — |
| Адиабатный КПД | 0,77 | 0,80 | 3,9 |

Углы входа в РК и выхода газа соответствовали центростремительной турбине с прямоугольным осерадиальным РК (рис. 5). Окончательная модель конструкции РК представлена на рис. 6.

Полиномиальная зависимость изобарной теплоемкости от температуры с приведенными аппроксимационными коэффициентами с достаточной точностью описывает теплоемкость хладона R245fa.

Таким образом, установлено, что для водогрейных КУ эффективна турбина с осерадиальным РК при работе на хладоне R245fa.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Lemmon E. W., Span R. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids // Chemistry. 2006. N. 51. P. 785–850.
2. Coexistence curve of HFC-134a and thermal conductivity of HFC-245fa / J. Yata, M. Hori, M. Niki an. ot. // Fluid Phase Equilibria. 2000. N. 174. P. 221–229.
3. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Р. Свойства газов и жидкостей. М.: Химия, 1982. 592 с.
4. Уэйлес С. Фазовые равновесия в химической технологии. М.: Мир, 1989. Ч. 1. 304 с., Ч. 2. 360 с.
5. Redlich O., Kwong J. N. S. On the Thermodynamics of Solutions. An Equation of State // Fugacities of Gaseous Solutions: Chemical Reviews. 1949. N. 1 (44). P. 233–244.
6. Peng D. Y., Robinson D. B. A New Two-Constant Equation of State // Industrial and Engineering Chemistry. Fundamentals. 1976. V. 15. P. 59–64.
7. Aungier R. H. A Fast Accurate Real Gas Equation of State for Fluid Dynamic Analysis Applications // Journal of Fluids Engineering. 1995. V. 117. P. 277–281.
8. Soave G. Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state // Chemical Engineering Science. 1972. N. 6 (27). P. 1197–1203.
9. Computational fluid dynamics: An introduction / J. D. Anderson, J. Degroote, G. Degrez an. ot. Berlin: Springer, 2009. 332 p.
10. Епифанова В. И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. М.: Машиностроение, 1974. 448 с.

И. О. ЛЕУШИН, д-р техн. наук, Д. Г. ЧИСТЯКОВ (Нижегородский ГТУ),
В. А. ВОЛОДИН, д-р тех. наук (ОАО "Нормаль", г. Нижний Новгород),
e-mail: igoleu@mail.ru

Влияние легирования и микроструктуры чугуна литьих заготовок на качество стеклоформ

Рассматривается применение чугуна для изготовления стеклоформ и влияние его химического состава и микроструктуры на их качество.

Ключевые слова: чугун, отливка, стеклоформа, легирование, графит.

The application of cast iron for castings production and influence of its chemical composition and microstructure on their quality is considered.

Keywords: cast iron, casting, glass mold, alloying, graphite.

В массовом производстве изделий из стекла (бутылки, колбы, банки, флаконы и др.), получаемых прессованием, прессовыванием или выдуванием, при изготовлении стеклоформующей оснастки используют детали из серого чугуна с графитом пластинчатой (СЧПГ) или вермикулярной (ЧВГ) форм, сталей (20Х18Н9Т, 14Х17Н2, 40Х13, 20Х17Н2), бронзовых или алюминиевых сплавов. В настоящее время алюминиевые и бронзовые сплавы используют только для изготовления таких деталей стеклоформ, как горловые головки, венчики, клапаны и т. п., стали — для деталей формовых комплектов при изготовлении стеклянных изделий небольшой вместимости (до 0,2 л), наибольшее применение получили чугуны.

Особенность эксплуатации данной технологической оснастки — сложные циклические термомеханические условия, отягощенные абразивным износом. Критический износ деталей стеклоформ характеризуется формированием трещин разгара и отслоений, выкрашиванием графитовой фазы рабочих поверхностей, контактирующих с расплавленным стеклом с периодичностью $0,3 \div 2$ с. Наблюдаются три этапа изнашивания стекло-

форм. Первый этап — приработка деталей стеклоформ к выдуванию изделий, когда в работу включается холодная форма и по сечению формы формируется значительный градиент температур, достигающий в начальный момент $400^{\circ}\text{C}/(\text{мм} \cdot \text{с})$ и далее $\sim 250^{\circ}\text{C}/(\text{мм} \cdot \text{с})$. В этом случае на рабочих поверхностях формируются дефекты преимущественно в виде трещин разгара, пригора смазочных материалов и стеклянных капель, идентифицируемых на производстве как непрогрев. Второй этап — эксплуатация горячего формового комплекта, когда устанавливается постоянный циклический температурный режим работы, а повреждения стеклоформ характеризуются незначительными искажениями структуры и образованием на рабочих поверхностях дефектов в виде заусенцев и царапин, легко устраниемых в условиях стеклотарного производства, которые идентифицируются на производстве как рабочие дефекты. Третий этап характеризуется изнашиванием внутренних поверхностей стеклоформ: выкрашивание графитовых включений с формированием дефекта типа "апельсиновая корка", трещинообразование и коробление формы вследствие необратимых струк-

турных изменений чугуна, идентифицируемые на производстве как "сгоревшие" [1].

После определенного числа теплосмен, как правило, $(3 \div 4) \cdot 10^5$ для деталей, например из СЧПГ, начинается интенсивное трещинообразование (конец второго—начало третьего этапа), обусловленное выгоранием графитовых включений с рабочих поверхностей стеклоформ, на которых в результате адсорбционной активности образуется тонкий (~ 1 мкм) граничный слой, отличающийся свойствами и структурой от поверхностного слоя твердого тела. В результате указанных дефектов формовой комплект на третьем этапе выходит из строя.

Эксплуатационную стойкость чугунов во многом определяет их химический состав [2, 3]. Для деталей стеклоформ по химическому составу более всего подходят низколегированные СЧПГ (табл. 1). Кроме легирования чугуна разными элементами-присадками повысить его свойства можно формированием металлической матрицы с заданными размерами, расположением и формой высокоуглеродистой фазы — графита [4].

Исследовали влияние металлической матрицы и морфологии графита на эксплуатационную стойкость деталей стеклоформ. Необходимую металлическую основу отливок получали легированием чугуна Si и Al. Готовые детали устанавливали на производственные линии (семисекционные автоматы роторного типа ВВ-7) и далее проводили металлографические исследования. С помощью металлографического цифрового комплекса Altami MET3MT и инвертированного микроскопа AXIO VERT.A1 определяли степень изменения структуры и причины выхода оснастки из строя. На рис. 1 представлены структуры чугунов трех

составов (табл. 2) с разным содержанием Si (состав определяли методом эмиссионного оптического спектрального анализа с возбуждением пробы с помощью искры на анализаторе FOUNDRY-MASTER). Модифицированный чугун (путем добавки ФСМг7) состава А, отливаемый на металлический холодильник, отличается наличием горячих трещин длиной до 200 мкм и шириной 10÷60 мкм в поверхностном слое (до глубины 10 мм от кромки отливки) литьей заготовки. При этом микротрещины в заготовке выявлялись только методами металлографического анализа (исследовали более 12 отливок). Чугун данного состава более чем на 95 % состоял из перлита (П) и имел максимальное число трещин — пять на 1 см² по границам зерен графита и ферритной "оторочки" (см. рис. 1, а).

Повышение содержания Si до 3,5÷4 % исключало образование

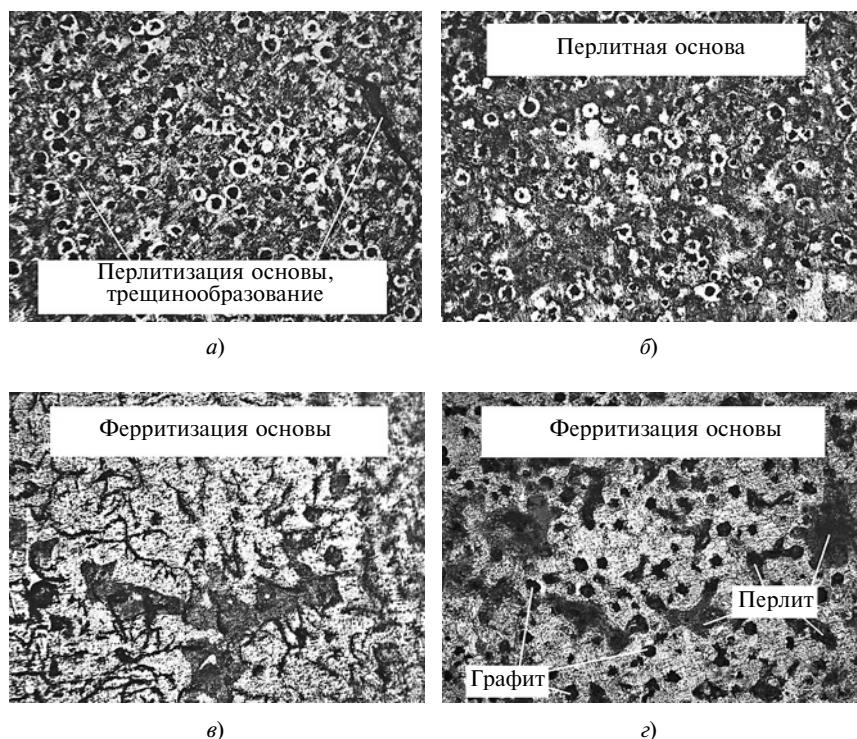


Рис. 1. Микроструктуры литьих заготовок из чугунов, легированных Si на глубине 15÷35 мм:

а, б — модифицированные чугуны составов А и Б с перлитной металлической основой; в, г — немодифицированный и модифицированный чугуны состава В с ферритной металлической основой; травление ниталом

Таблица 1

| Эле- мент | Содержание химических элементов, %, в чугуне производства | | | |
|--------------|---|-------------------------------|------------------------------|--|
| | ОАО "Буньковский экспериментальный завод" (Россия) | ОАО "Красное Эхо" (Россия) | BRK (Велико- британия) | ЗАО "Завод "Флакс-Орел" (Россия) |
| C | 3,6÷3,8 | 3,0÷3,5 | 3,0÷3,5 | 3,0÷3,5 |
| Si | 1,9÷2,2 | 1,6÷2,0 | 1,6÷2,0 | 1,9÷2,4 |
| Ti | < 0,1 | 0,05÷0,1 | — | — |
| Cr | < 0,1 | < 0,08 | < 0,07 | 0,3÷0,5 |
| Mn | 0,3÷0,7 | 0,5÷0,8 | 0,5÷0,7 | 0,4÷0,6 |
| Ni | < 0,4 | 0,1÷0,3 | 0,1÷0,3 | 1,0÷1,5 |
| Mo | < 0,5 | 0,3÷0,6 | 0,3÷0,6 | — |
| V | < 0,1 | 0,1÷0,2 | — | — |
| Cu | — | 0,1÷0,2 | — | — |
| P | < 0,07 | < 0,07 | < 0,05 | < 0,2 |
| S | < 0,15 | < 0,07 | < 0,05 | < 0,1 |

Таблица 2

| Чугун состава | Содержание химических элементов, % | | | | | | | |
|------------------|------------------------------------|---------|-------|-------|-------|------------|--------|-------|
| | C | Si | Mn | Ni | Cr | Mg | S | P |
| А | 2,5÷3,5 | 3,5÷4,5 | < 0,4 | < 0,2 | < 0,1 | 0,02÷0,045 | < 0,05 | < 0,1 |
| Б | 33,5 | 3,5÷4,5 | < 0,4 | < 0,2 | < 0,1 | 0,02÷0,045 | < 0,05 | < 0,1 |
| В | 4,5÷5,0 | 4,5÷5,0 | | | | | | |

горячих трещин в отливке при незначительном увеличении феррита в металлической основе, состоящей более чем на 80 % из перлита (рис. 1, б). При легировании чугуна 4÷4,5 % Si была достигнута инверсия микроструктуры чугуна: на глубине 15÷35 мм содержание феррита (Φ) превысило 90 % (Φ 92), а перлита (П) уменьшилось до 8÷10 % (рис. 1, в). Содержание в чугуне Si > 5 % способствовало формированию его высокой пористости (4÷5 %), видимой невооруженным глазом только после механической обработки, неметаллических включений и высокой твердости (>300 HB) отливок (рис. 1, г). Большое количество открытых пор после механической обработки не позволило получить необходимое качество рабочих поверхностей литых деталей стеклоформ.

Таким образом, было установлено, что содержание до 3,5 % C и 4,5÷5 % Si способствует фор-

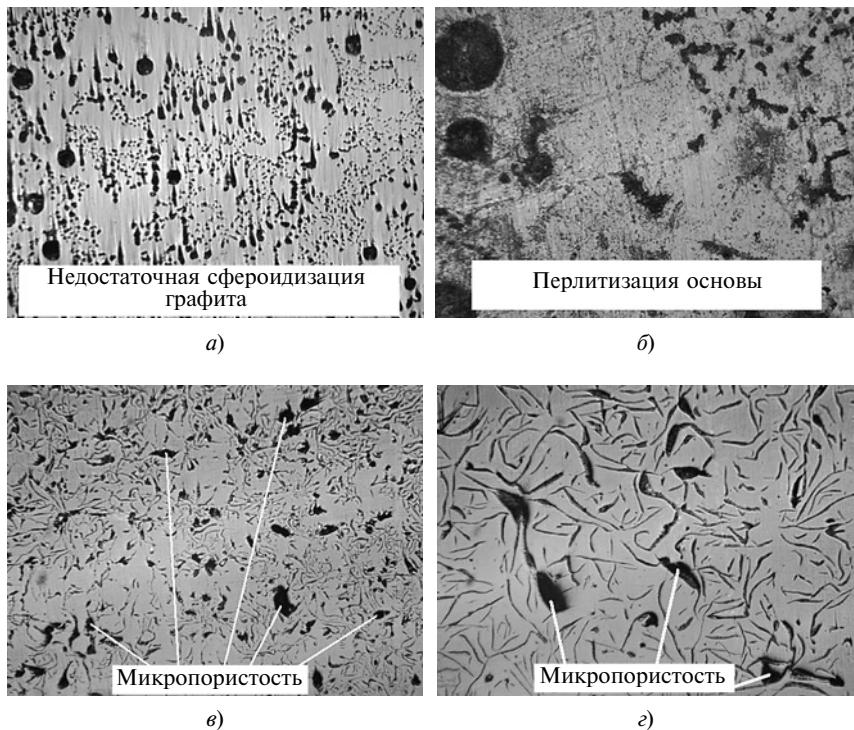


Рис. 2. Микроструктуры чугунов, легированных алюминием:
а — форма графита на глубине 5÷10 мм, без травления (недостаток шаровидного графита); б — переходная зона ШГ → ВГ на глубине 20÷30 мм, травление ниталом (пребладание перлита); в и г — микропористость на глубине соответственно 30÷40 и 50÷80 мм, без травления

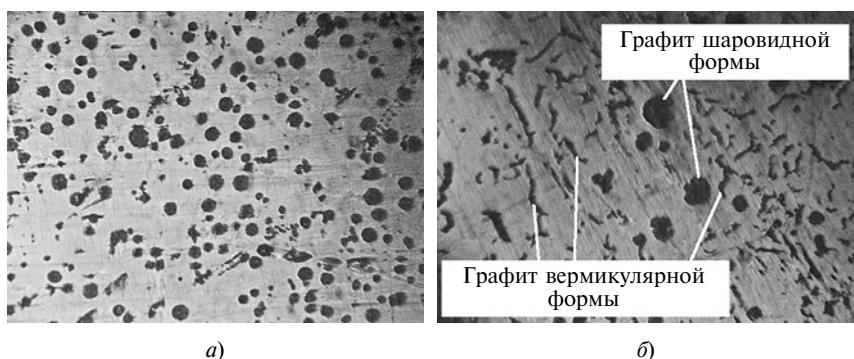


Рис. 3. Дифференцированная структура литого модифицированного чугуна на глубине до 10 мм (а) и 12÷20 мм (б), без травления

мированию в чугуне большого количества графитовых включений в легированной кремнием ферритной матрице, обладающей достаточной вязкостью при высокой твердости кремнистого феррита (156÷210 HV).

Легирование чугуна Al при высокой скорости затвердевания отливок (литье на металлический холодильник массой 15,3 кг) приводит к высокой пористости литых заготовок стеклоформ, что

вероятнее всего связано с образованием водородных пузырей. Комплексное воздействие Al, Mg и Mn способствует газонасыщению отливки водородом и кислородом [5]. Пористость отливок составила 2,2÷6,9 %. На рис. 2, а, б показана микропористость отливок, легированных 0,3÷0,5 % Al и содержащих соответственно 0,091 и 0,02 остаточного Mg в разных слоях заготовки. Для металлографического исследования использо-

вали шлиф площадью 235,5 мм². Предел прочности образцов на разрыв не превышал 270 МПа. При этом во всех экспериментах по легированию чугуна алюминием была получена структура литья, содержащая более 55 % перлита в рабочем слое толщиной до 12÷16 мм (рис. 2, в) с пористостью до 6,9 % и низким содержанием (55÷80 %) шаровидного графита (рис. 2, г). Это не позволило изготовить для стеклоформ отливки с небольшой шероховатостью поверхности.

Кроме химического состава на качество готовых формовых комплектов и их эксплуатационную стойкость влияет модифицирование графита на требуемую форму. При направленном затвердевании (наличие в форме металлических холодильников) по мере увеличения переохлаждения жидкотвердой области повышаются рост кристаллов графита и скорость диффузионного потока углерода к его поверхности. После достижения определенной величины переохлаждения расплава наступает диффузионный режим роста графитовой фазы и скорость диффузии атомов углерода к растущему кристаллу замедляется, что лимитирует рост граней графита. Так как графитовые зародыши находятся на участке кинетического режима роста (до 40÷50 мм от кромки металлических холодильников) не очень долго, то формируется компактная форма графита [6], т. е. отсутствуют ответвления от центра графитизации. При этом в зависимости от применяемого сфероидизирующего модификатора структура чугуна отличается формируемой металлической основой и распределением графитовых включений (табл. 3).

Регулирование количества добавки модификатора позволяет получить дифференцированную структуру чугуна ЧШГ—ЧВГ с графитом форм ШГФ4 и ВГФ2 (рис. 3), т. е. структуру, содержа-

Таблица 3

| Параметр микроструктуры | Величина параметра при содержании 0,45 % модификатора | | |
|--|---|---------------|----------|
| | ФСМг5 | Сферомаг™ 700 | ФСМг7 |
| Металлическая основа (ГОСТ 3443—87) | П31(Ф70) | П46(П45) | П54(П50) |
| Число включений графита на мм^2 | 378 | 458 | 417 |
| Среднее содержание графита, % | 8,1 | 8,3 | 8,0 |

щую зоны с графитом шаровидной формы (до 10 мм), переходную с включениями графита как шаровидной, так и вермикулярной форм (12÷20 мм), а также зоны, в которых формируются включения графита формы ВГф.

Кроме количества добавленного модификатора на дифференциацию структурных компонентов чугуна влияют исходное состояние, размер и содержание в нем химических элементов. Наиболее эффективная структура ЧШГ—ЧВГ получена при введении не более 0,45 % модификатора Сферомаг™ 700 от массы жидкого чугуна. При введении до 0,25÷0,35 % модификатора наблюдалось значительное замещение шаровидной формы графита вермикулярной (рис. 4, а), а при

содержании <0,25 % наблюдалась недостаточная компактность графитовых включений (рис. 4, б), вплоть до полного замещения графита вермикулярной формы пластинчатым графитом. На рис. 4 показано также содержание графита вермикулярной формы по сечению отливки: 0 соответствует поверхности, контактирующей с металлическим холодильником, 80 мм — поверхности, контактирующей с литейной песчано-глинистой формой. Полученный материал имел высокую плотность (поры не обнаружены), прочность до 298 МПа (испытывали на разрывной машине Inspekt 100 table), поверхностную твердость до 305 HB, теплопроводность до 42 Вт/(м · град). Эксплуатационная стойкость формовых ком-

плектов достигала $(8\div10)10^5$ теплосмен.

Таким образом, установлено, что формирование дифференцированной структуры литья, гетерогенной по сечению отливки и гомогенной в пределах определенного слоя, для стеклоформ возможно регулированием химического и фазового состава литой заготовки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Чистяков Д. Г. Разработка технологии изготовления чугунных отливок стеклоформ с повышенным эксплуатационным ресурсом: Автoref. дис. ... канд. техн. наук. Н/Новгород. 2014. 18 с.

2. Болдырев Д. А. Обеспечение рационального структурирования чугунов путем их модификации и микролегирования. Брянск: БГИТА, 2010. 45 с.

3. Матвеева М. О., Климович Б. В. Высокопрочные комплексно легированные чугуны с повышенными эксплуатационными свойствами // Оборудование и инструмент. 2012. № 5. С. 96.

4. Леушин И. О., Чистяков Д. Г. Влияние структурообразования и фазового состава чугунных отливок стеклоформ на эксплуатационные свойства готовых изделий // Изв. вузов. Черные металлы. 2013. № 5. С. 19–23.

5. Тен Э. Б. Газы в чугуне для отливок // Литейщик России. 2005. № 12. С. 33–37.

6. Александров М. В., Чистяков Д. Г. Повышение эффективности модификации чугуна для отливок стеклоформ интенсификацией процесса графитообразования // Литейщик России. 2013. № 5. С. 19–21.

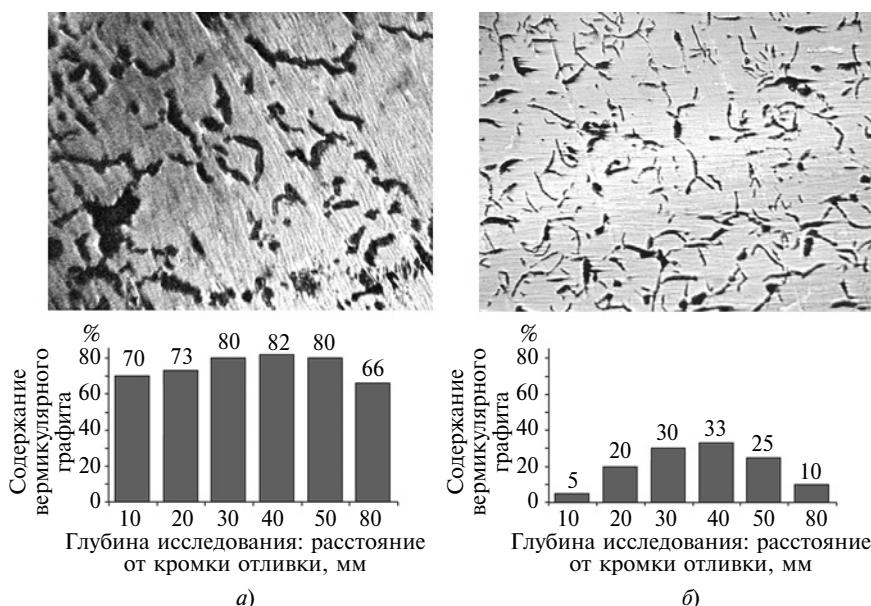


Рис. 4. Микроструктура чугуна с вермикулярным графитом на глубине до 15 мм, модифицированного 0,25÷0,35 (а) и 0,1÷0,25 мас. % (б) Сферомаг™ 700, без травления, и процентное содержание графита по сечению отливки

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК [621.735.043:004.92].001.573

Е. С. РЕШЕТНИКОВА, канд. техн. наук, Т. В. УСАТАЯ, канд. педагогич. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: elenresh@rambler.ru

Компьютерная графика в проектировании новых технологических процессов метизного производства

Рассмотрены проектирование и подготовка к внедрению нового технологического процесса холодной штамповки фланцевого крепежа на основе компьютерного моделирования в программном комплексе Deform-3D.

Ключевые слова: проектирование, технологический процесс, фланцевый крепеж, компьютерная графика, моделирование, метизное производство.

The design and preparation for implementation of new manufacturing process of cold stamping of flange fastener on the base of computer modeling in Deform-3D software are considered.

Keywords: design, manufacturing process, flange fastener, computer graphics, modeling, hardware production.

Особенности проектирования и испытаний новых технологических процессов метизного производства

Внедрение в производство новой продукции на метизных предприятиях имеет свои особенности: проектный и экспериментальный этапы проработки техпроцесса — самые продолжительные и дорогостоящие.

Прежде всего прорабатывается проектная часть технологического процесса. На основании используемых на предприятии процессов изготовления изделий разрабатывается документация для экспериментального испытания технологии — карты технологического процесса и комплекты чертежей инструмента для оборудования. На данном этапе один из важнейших факторов успеха — квалификация и опыт технологов и конструкторов. Проектный этап может занять около полугода с учетом всех обсуждений и согласований. Далее документация передается на производство, где инструмент изготавливают в металле. В зависимости от возможностей и загруженности конкретного предприятия сроки изготовления инструмента могут составлять несколько месяцев.

Далее следует экспериментальный этап. Только в единичных случаях удается быстро получить изделие необходимого качества; как правило, требуются многократные корректировки формообразующих частей инструмента: увеличиваются или уменьшаются радиусы и уклоны, корректируются форма и размеры заготовки, в некоторых случаях принимается решение о внесении изменений в технологический процесс. При этом руководствуются опытом и интуицией специалистов предприятия. Однако далеко не всегда удается правильно подкорректировать геометрию инструмента. В результате инструмент бракуется и необходимо перерабатывать технологический процесс. Отработка неко-

расширяющийся рынок крепежных изделий требует от метизных предприятий выпуска новой конкурентоспособной продукции. Ассортимент крепежа для строительства, машиностроения, автомобилестроения, приборостроения и других отраслей промышленности постоянно обновляется, при этом форма изделий усложняется. Новые виды крепежа прогрессивных конструкций должны обеспечивать надежную сборку, заданное усилие затяжки соединений, возможность механизации и автоматизации сборочных операций, снижение трудоемкости сборки и технического обслуживания узлов.

Сегодня многие отрасли промышленности испытывают потребность в крепежных изделиях с фланцевой формой головок, при этом большая часть рынка принадлежит зарубежным производителям. Поэтому быстрое и качественное проектирование и внедрение в производство новой технологии холодной штамповки фланцевого крепежа весьма актуально.

торых процессов может длиться очень долго, что с учетом средств, затраченных на проектный и экспериментальный этапы, инструмент, заготовки, работу оборудования и т. д., экономически нецелесообразно.

Разработка нового технологического процесса холодной штамповки фланцевых болтов с помощью средств компьютерной графики

Для проектирования и исследования новой технологии холодной штамповки фланцевых болтов наряду с экспериментальными исследованиями использованы средства компьютерной графики. В программном комплексе Deform-3D для анализа методом конечных элементов течения металла при обработке давлением смоделирован технологический процесс холодной штамповки фланцевого болта. Технология включает в себя четыре перехода: редуцирование стержня; высадку цилиндрической головки; редуцирование шестигранной головки; высадку фланца болта.

Существенное отличие этой технологии от известных заключается в формировании шестигранной головки болта редуцированием в пуансоне особой вогнутой формы [1–3]. При моделировании приняты следующие условия: процесс — изотермический; материал заготовки — пластичный; условие пластичности — по Губеру—Мизесу; инструмент — жесткий; материал заготовки — сталь 35; размеры инструмента рассчитаны для штамповки фланцевого болта M10; назначен коэффициент трения. Модели пуансонов и матриц созданы в соответствии с выполняемыми переходами в среде SolidWorks и импортированы в препроцессор DEFORM-3D. Моделирование переходов выполнено с учетом накопленной деформации заготовки, что является важным для процессов холодной штамповки [4]; определено напряженно-деформированное состояние по всему объему заготовки (рисунок, см. обложку), скорость течения металла, усилия деформирования. При моделировании рассмотрены различные формы рабочих поверхностей пуансонов и матриц и определена их оптимальная геометрия с учетом снижения напряжений и усилий деформирования.

Для экспериментального исследования технологии с учетом данных, полученных в DEFORM-3D, изготовлен комплект моделей инструмента и заготовок [5]. Рабочий инструмент — из стали X12 с термообработкой до твердости 60 HRC, вспомогательный инструмент — из стали Ст3. Использовали заготовки двух типов: калибранный пруток из стали 20Г2Р; заготовку из стали 10, разрезанную вдоль, с нанесенной в сечении сеткой 1,0 × 1,2 мм.

Оценка результатов компьютерного моделирования и экспериментов показала их хорошую со-

димость: расхождение усилий деформирования на каждом переходе — в пределах 15 %; деформация в сечении заготовки из стали 10 с нанесенной сеткой соответствует деформации в сечении модели, полученной в DEFORM-3D.

По результатам теоретических и экспериментальных исследований разработана и запатентована технология изготовления болтов с фланцем для внедрения на ОАО "Магнитогорский метизно-калибровочный завод" [6].

Компьютерное моделирование в программном комплексе Deform-3D позволяет значительно сократить затраты на проектный и экспериментальный этапы проработки техпроцесса и получить результаты уже через несколько месяцев. При этом у специалистов есть возможность проследить за течением металла, увидеть возможные дефекты (складки, зажимы, незаполнения), получить информацию о напряженно-деформированном состоянии заготовки на разных этапах процесса, о распределении температуры, напряжениях в инструменте, усилии деформирования и пр. На примере моделирования и подготовки к внедрению нового технологического процесса холодной штамповки фланцевых болтов показаны эффективность применения и актуальность использования современных средств компьютерной графики для успешной конкуренции метизных предприятий на современном рынке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 75337 Рос. Федерации: МПК B21K 1/46. Инструмент для изготовления шестигранной головки болта с фланцем.
2. Совершенствование инструмента и математическое моделирование процесса формирования головок фланцевых болтов / Е. С. Решетникова, Л. В. Решетников, В. И. Кадошников, С. В. Кочуков // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. 2008. № 2. С. 52–56.
3. Решетникова Е. С. Совершенствование технологии и конструкций инструмента для изготовления болтов с фланцем холодной штамповкой: Дис. ... канд. техн. наук. Магнитогорск: ГОУ ВПО "МГТУ". 2009. 166 с.
4. Кулешова Н. В. Моделирование процесса объемного деформирования осесимметричных деталей с тензорными свойствами деформационной повреждаемости // Вестник машиностроения. 2008. № 1. С. 52–57.
5. Экспериментальное исследование технологии изготовления фланцевых болтов / В. И. Кадошников, Е. С. Решетникова, И. Д. Кадошникова, Л. В. Савочкина // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: Материалы 71-й межрегиональной науч.-техн. конф. / Под ред. В. М. Колокольцева. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г. И. Носова, 2013. Т. 1. С. 351–353.
6. Пат. 238520 Рос. Федерации: МПК B21K 1/46. Способ изготовления болтов с фланцем.

С. В. КИРСАНОВ, д-р техн. наук, А. С. БАБАЕВ (Томский политехнический университет), Б. А. ТУХФАТУЛЛИН, канд. техн. наук (Томский государственный архитектурно-строительный университет),
e-mail: temkams@mail.ru

Выбор профиля поперечного сечения твердосплавного стебля ружейного сверла

Предложен расчет геометрических параметров поперечных сечений стеблей ружейных сверл малых диаметров, обеспечивающих оптимизацию по прочности и жесткости твердосплавных стеблей.

Ключевые слова: ружейное сверло, твердый сплав, сечение, прочность, жесткость, кручение.

The analysis of geometric parameters of cross sections of gun drill cores of small diameters, providing the optimization on strength and stiffness of hard alloy cores, is suggested.

Keywords: gun drill, hard alloy, cross section, strength, stiffness, torsion.

Ружейные сверла диаметром менее 5 мм имеют низкие прочность, жесткость и стойкость, а их изготовление характеризуется низкой производительностью. Улучшить их эксплуатационные показатели и эффективность производства можно, изготавливая стебли инструмента из твердого сплава и оптимизируя их профили [1–4].

В отличие от классического ружейного сверла (рисунок *a*), состоящего из твердосплавного наконечника *1*, стального стебля *2* и хвостовика *3*, наконечник и стебель ружейного сверла с твердосплавным стеблем представляют собой единый твердосплавный стержень *2*, припаянный к хвостовику *3* ступенчатой формы (рисунок *b*).

Для оптимизации показателей проанализируем прочность и жесткость ружейных сверл с твердосплавными стеблями с разными параметрами (площадь S_p подводящего канала, площадь S_o отводящего канала, площадь S_t тела стебля) (табл. 1) и сравним их с прочностью и жесткостью стального стебля классического ружейного сверла, чтобы определить рациональный профиль (форму поперечного сечения) твердосплавного стебля.

Исследуем стебли диаметром 2 мм из однокарбидного твердого сплава HB10F (фирма Boehlerit, Австрия) и стали 30ХГСА после отжига [5], испытывающие воздействие крутящего момента $M = 100 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

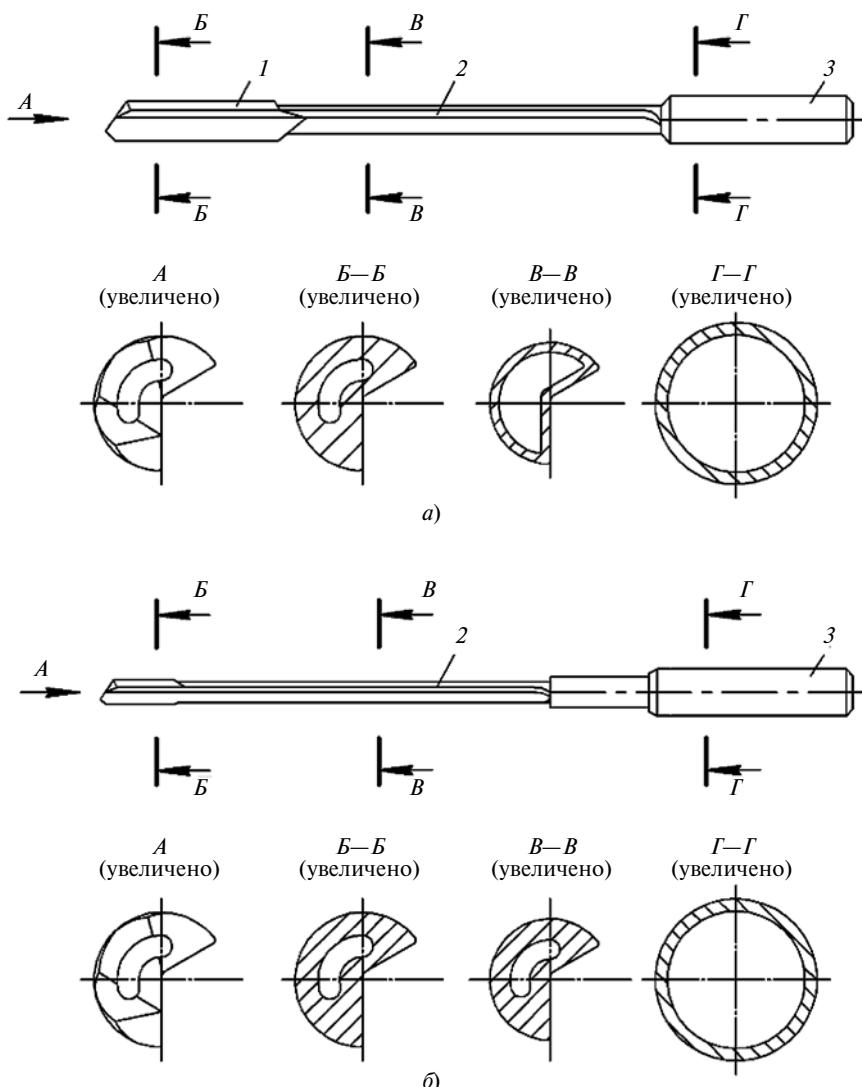
Прочность стеблей будем оценивать максимальным касательным напряжением

$$\tau_{\max} = M/W_k,$$

где W_k — момент сопротивления сечения при стесненном кручении, мм^3 (см. табл. 1) [6].

Жесткость стеблей при кручении определяется формулой

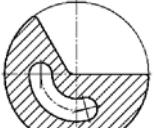
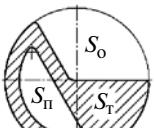
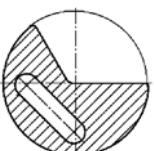
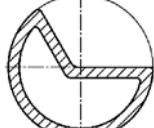
$$GI_k.$$



Чертежи классического ружейного сверла (*a*) и сверла с твердосплавным стеблем (*b*)
(*1* — наконечник, *2* — стебель, *3* — хвостовик)

Таблица 1

Профили поперечных сечений стеблей ружейных сверл

| Номер и чертеж профиля (источник) | Материал | S_{Π} , мм^2 | S_o , мм^2 | S_t , мм^2 | W_k , мм^3 | I_p , мм^4 | I_k , мм^4 | τ_{\max} , МПа | GJ_k , $\text{Н} \cdot \text{мм}^2$ |
|---|--|---------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------------|---------------------------------------|
| 1 [Hartmetall, (Чехия)]  | | 0,37 | | 1,69 | 0,626 | 0,800 | 0,410 | 159,7 | 100,0 |
| 2 [2]  | Твердый сплав HB10F (Boehlerit, Австрия) | 0,55 | | 1,46 | 0,542 | 0,690 | 0,317 | 184,5 | 77,3 |
| 3 [3]  | | 0,37 | | 1,13 | 1,69 | 0,615 | 0,779 | 0,388 | 162,6 |
| 4 [4]  | Сталь 30ХГСА (ГОСТ 4543—71) | 1,17 | | 0,84 | 0,405 | 0,503 | 0,280 | 246,9 | 23,5 |

Примечания: 1. Подводящий канал — фасонное отверстие в стебле сверла для подвода СОЖ в зону резания. 2. Отводящий канал — V-образная канавка в стебле сверла для отвода стружки и СОЖ из зоны резания.

Здесь I_k — геометрическая жесткость сечения при кручении, мм^4 (см. табл. 1); $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ — модуль упругости второго рода (модуль сдвига) материала стебля, ГПа, где E — модуль упругости первого рода (модуль Юнга), ГПа; μ — коэффициент Пуассона (табл. 2).

Характеристики W_k и I_p определим численным методом с помощью программы автоматизированного расчета, разработанной на кафедре "Строительная механика" Томского государственного архитектурно-строительного университета [7], а геомет-

рическую жесткость I_k сечений рассчитаем с помощью модуля КОНСУЛ системы SCAD, разработанной фирмой SCAD Soft (Россия) [8].

Расчеты показали, что прочность и жесткость ружейных сверл с твердосплавными стеблями при кручении соответственно на 34÷54 % и в 3,3÷4,3 раза

выше прочности и жесткости классических ружейных сверл со стальным стеблем. Наибольшую прочность и жесткость из рассмотренных профилей обеспечивает профиль 1 (см. табл. 1).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Обработка глубоких отверстий в машиностроении: справочник / С. В. Кирсанов, В. А. Гречишников, С. Н. Григорьев, А. Г. Схиртладзе. Под общ. ред. С. В. Кирсанова. М.: Машиностроение, 2010. 344 с.

2. Eichler R. Prozesssicherheit beim Einlippbohren mit kleinsten Durchmessern: DissInstitut für Werkzeugmaschinen. Stuttgart, 1996. 156 s.

Таблица 2
Механические показатели сплава HB10F и стали 30ХГСА

| Материал | E , ГПа | G , ГПа | μ |
|----------|-----------|-----------|-------|
| HB10F | 630 | 244 | 0,29 |
| 30ХГСА | 215 | 84 | 0,28 |

В. Б. ОЗЕРОВ (ОАО "Атомэнергопроект", г. Москва), Л. В. СЕРГЕЕВА, д-р техн. наук (НИЦ "Курчатовский институт"), e-mail: serg-gncki@rambler.ru

Оптимизация выбора конструкционных материалов для трубопроводов АЭС с учетом изменения их прочности

Даны рекомендации по выбору сталей для трубопроводов АЭС и расчету на прочность с учетом эрозионно-коррозионного изнашивания и возможного расщепления.

Ключевые слова: атомная электростанция, трубопровод, сталь, срок эксплуатации, прочность, эрозионно-коррозионное изнашивание.

The recommendations on selection of steels for pipelines of atomic power stations and strength analysis taking into account erosive corrosion wear and possible cracking are given.

Keywords: atomic power station, pipeline, steel, service life, strength, erosive corrosion wear.

В последние годы атомная энергетика из разряда альтернативных способов выработки электроэнергии переходит в разряд основных. Выбросы парниковых газов невелики, системы обеспечения безопасности хорошо отработаны и не вызывают особых затруднений. Однако существует проблема, связанная с ликвидацией атомных электростанций (АЭС), отработавших свой срок. Существует мнение, что расходы на дезактивацию и приведение занимаемых станцией площадей в исходное состояние сопоставимы с расходами на строительство новой АЭС. Поэтому частичным решением данной проблемы может стать увеличение их срока службы с учетом технических возможностей и экономической целесообразности. Это распространяется и на входящие в систему трубопроводы, протяженность которых достигает нескольких километров.

Трубопроводы АЭС различают по классу безопасности и основным параметрам (рабочие давление и температура) транспортируемой среды. На АЭС в основном применяют холоднотянутые и горячекатаные бесшовные трубы, для трубопроводов четвертого класса безопасности — сварные. Марка

стали труб, по которым транспортируются коррозионно-неагрессивные среды, зависит от их температуры. При температурах до 450 °C, как правило, используют стали Ст10, Ст20 и 16ГС, которые относятся к углеродистым, а при температурах 450–570 °C — стали перлитного класса, легированные хромом (0,5–2,0 %), молибденом (0,3–1,0 %) и ванадием (0,2–0,4 %). Чаще применяют стали 12Х1МФ и 15ХМ1Ф, которые целесообразно использовать при температурах ниже 450 °C.

В атомной энергетике большое распространение получили стали 08Х18Н10Т, обладающие наиболее высокой коррозионной стойкостью, что важно для поддержания высокой чистоты воды в реакторном контуре, а также при транспортировке коррозионно-агрессивных сред, например в системах дезактивации. Необходимую толщину стенки трубопровода определяют расчетом на прочность [1]. Из сортамента труб подбирают ближайшие по размерам и выполняют поверочный расчет. Все трубопроводы крепят посредством опорных или подвесных конструкций, которые должны не только воспринимать массу трубопроводов и предохранять их от возможных вибраций, но и обеспечивать беспрепятственное температурное расширение труб, в противном случае возможны дополнительные напряжения, которые могут стать причиной разрушения трубопровода.

Сегодня для повышения конкурентоспособности трубной продукции необходимы современные технологии изготовления фасонных деталей и высококачественные конструкционные материалы.

Трубопроводы второго контура выполняют из сталей 16ГС и Ст20. Они подвержены эрозионно-коррозионному изнашиванию (ЭКИ), в результате чего продукты коррозии накапливаются по тракту трубопровода, а следовательно, создают дополнительные сопротивления, ухудшая гидравлические



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 60)

3. Царенко М. А. Опыт проектирования сверл одностороннего резания для получения точных и глубоких отверстий $\varnothing 2,221 \div 3,3$ мм // Технология авиационного приборостроения и агрегатостроения. 1984. № 4. С. 59–63.

4. Streicher P. Tiefbohren der Metalle. Verfahrenstechnische und Konstr-

uktive Probleme. Würzburg: Vogel-Verlag, 1975. 128 s.

5. Кирсанов С. В., Бабаев А. С. Твердосплавные ружейные сверла малых диаметров // СТИН. 2012. № 8. С. 26, 27.

6. Биргер И. А. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 560 с.

7. Тухфатуллин Б. А., Максак В. И. Программа для расчета геометриче-

ских характеристик сечения, образованного несколькими контурами: Свидетельство № 2013619136 о государственной регистрации программы для ЭВМ.

8. Карпиловский В. С. SCAD Office. Формирование сечений и расчет их геометрических характеристик. М.: Изд-во АСВ, 2004. 80 с.

Таблица 1

| $T, ^\circ\text{C}$ | $p, \text{ МПа}$ | $S_R, \text{ мм}$ | $S_{\min}, \text{ мм (по ОСТ)}$ |
|---------------------|------------------|-------------------|---------------------------------|
| 50 | 0,35 | 0,2 | |
| 110 | 1,00 | 0,4 | |
| 130 | 2,10 | 0,7 | 5 |
| 130 | 10,10 | 3,3 | 8 |

характеристики системы, что повышает напор и расход. Кроме того, из-за образования продуктов коррозии требуется установка фильтров и прочего оборудования, что усложняет систему и повышает ее стоимость. Альтернативой стали Ст20 может стать более дорогая аустенитная сталь 08Х18Н10Т.

Нормативные документы устанавливают марки сталей для атомной отрасли, среди них есть и хромистые стали. Трубопроводы и фасонные детали из хромистых сталей характеризуются повышенной коррозионной стойкостью, высоким сопротивлением к ЭКИ, поэтому их применение позволяет повысить срок службы и уменьшить толщину стенки трубопроводов. Последнее уменьшает массу трубопровода, что в свою очередь упрощает опорно-подвесную систему и уменьшает ее массу. При этом средние нагрузки на опоры уменьшаются до 30÷50 %.

На рис. 1, а, б (см. обложку) приведены паропровод НВАЭС-2 из стали 16ГС, в состав которого входят 63 опоры, и паропровод из стали 15NiCuMoNb5 (трубы 820×20), в который входили 43 опоры. При этом общие нагрузки и напряжения в последнем трубопроводе меньше примерно на 30 %.

ОСТы на трубопроводы АЭС делятся на две группы — для трубопроводов низкого (<2,2 МПа) и высокого (>2,2 МПа) давлений. ОСТы, используемые в настоящее время, разрабатывались более 20 лет назад. За это время повысились эксплуатационные требования и изменились проектные сроки службы АЭС, что не учитывается в действующих нормативах.

Проанализирована возможность объединения в группу со схожими параметрами систем трубопроводов из стали 08Х18Н10Т реакторного здания АЭС и здания обессоливающей установки для выбора оптимального материала для их изготовления. Трубопровод реакторного здания, т. е. системы аварий-

ного ввода бора, рассчитан на рабочую температуру $T = 90\div350 ^\circ\text{C}$ и давление $p = 17,64\div19,6 \text{ МПа}$, а трубопровод системы отбора проб второго контура здания — на $T = 300 ^\circ\text{C}$ и $p = 8,1\div9,0 \text{ МПа}$. По ОСТу данные трубопроводы выполняют из сортамента для высокого давления, однако их рабочие давления отличаются в 2 раза и для системы трубопроводов с меньшим давлением толщина трубы будет избыточной, что приведет к перерасходу металла. Следовательно, механические свойства стали 08Х18Н10Т избыточны. Поэтому целесообразно разработать новые сортаменты, охватывающие большой диапазон значений рабочих параметров АЭС. Кроме того, целесообразна оптимизация параметров сортамента под конкретные системы трубопроводов.

Для этих целей были рассчитаны толщины стенок трубопроводов разных диаметров для разных рабочих параметров. В табл. 1 приведены расчетные толщины S_R стенок труб диаметром $D_H = 89 \text{ мм}$ для разных рабочих параметров и минимальные толщины, рекомендованные ОСТом.

Известно, что в трубопроводах реакторов АР-1000 и ЕРР-1600 используются хромистые стали. В ОАО НПО "ЦНИИТМАШ" сравнили отечественную сталь 10Х9МФБ и сталь Р91, широко используемую в Японии, США и ряде европейских стран, близкие по химическому составу (табл. 2) и эксплуатационным характеристикам (табл. 3). Однако для изменения толщин стенок трубопроводов требуется более детальное исследование коррозионных процессов в застойных зонах и зонах повышенного напряжения.

Практика показала, что эксплуатационные требования к ВВЭР обеспечиваются, если скорость распространения коррозии по толщине конструкционного материала, взаимодействующего с теплоносителем, не превышает $0,02\div0,05 \text{ мм/год}$. Однако даже при малых скоростях коррозии ($10^{-3}\div10^{-4} \text{ мм/год}$), считающихся неопасными, нерешенным остается вопрос о накоплении продуктов коррозии в теплоносителе. Наибольшие сложности возникают при ремонтах, требующих сварочные работы. Отложения на поверхностях оборудования АЭС независимо от типа реактора с водяным теплоносителем вне активной зоны представляют собой высокотемпературную оксидную пленку из химических элементов, входящих в кон-

Таблица 2

| Сталь | Химические элементы, % | | | | | | |
|--------------------|------------------------|--------|-----------|-----------|---------|----------|-----------|
| | C | Cr | Mo | V | Nb | Ni | N |
| X10CrMoVNb-1 (Р91) | 0,08÷0,12 | 8÷9,5 | 0,85÷1,05 | 0,15÷0,25 | 0,1÷0,2 | До 0,04 | 0,03÷0,07 |
| 10Х9МФБ (Ди 82) | 0,08÷0,12 | 8,6÷10 | 0,6÷0,8 | 0,1÷0,2 | 0,1÷0,2 | До 0,007 | — |

структурную сталь, на поверхности которой лежит рыхлый слой продуктов коррозии.

Процесс ЭКИ является основным фактором старения оборудования на всех АЭС. Так, анализ АЭС SURRY (США) показал, что основная причина разрушения трубопроводов — эрозия защитного оксидного слоя, вызванная коррозионным воздействием воды.

Наиболее распространенным повреждением трубопроводов является эрозия-коррозия металлов в одно- и двухфазном потоках. Общее утонение стенок трубопроводов и оборудования конденсатно-питательного и влажно-парового трактов второго контура АЭС, характеризуемое умеренной интенсивностью изнашивания (до 0,1 мм/год), отличается от локальной эрозии-коррозии, возникающей в основном в каналах сложной геометрии, которая характеризуется высокой интенсивностью ($\geq 0,5 \div 3$ мм/год).

Потенциальная опасность связана с локальным изменением толщины стенки. Решение о целесообразности дальнейшей эксплуатации трубопровода с утонением можно принять без определения напряженно-деформированного состояния участка трубы с данным дефектом. Для определения прочности трубопроводов используют конечно-элементный метод [2—4], в основе которого лежит трехмерная теория толстостенных оболочек. Участок трубопровода аппроксимируют сеткой конечных изопараметрических трехмерных элементов толстой оболочки, что эквивалентно заданию координат узлов, лежащих на срединной поверхности, вектора нормали к срединной поверхности и толщине оболочки в каждом узле. Это позволяет легко моделировать утонение любой формы.

На рис. 2 (см. обложку) показаны распределения компоненты σ_x напряжений при разных значениях угла ϕ изгиба колена, относительной глубины h локального утонения и разном расположении утонения.

Расчеты, выполненные с помощью программ ERCO и PELBOW [2, 3], подтвердили, что повышение напряжений, обусловленных наличием локальных утонений, зависит от характера убывания толщины. Локальное изменение толщины стенки

может возникнуть в любом месте трубопровода, в частности в зоне отвода (колена), где коррозия проявляется наиболее интенсивно.

Возникновение эрозионно-коррозионных утонений способствует появлению и росту трещин, которые могут стать результатом межкристаллитной коррозии. Считается, что этот вид коррозии чаще всего поражает конструкции, выполненные из коррозионно-стойких сталей и алюминиевых сплавов. Межкристаллитная коррозия, как правило, возникает в зоне сварных швов. Нередко в одной трубопроводной системе одновременно наблюдаются коррозии разных видов.

При возникновении электрохимической коррозии металлов определяющими факторами являются состав и кислотность среды, температура и скорость жидкости, наличие ингибиторов и катализаторов процесса. Ионы водорода могут изменять скорость коррозии металлов — они могут непосредственно участвовать в электродном процессе или изменять растворимость продуктов коррозии и образовывать защитные оксидные пленки, изменяя показатель pH раствора. Скорость коррозии металла зависит от показателя pH транспортируемой среды.

Зависимость скорости коррозии от температуры имеет сложный характер. С повышением температуры скорость электрохимической коррозии, как правило, повышается, так как увеличивается скорость диффузии. Однако необходимо учитывать, что с повышением температуры снижается растворимость кислорода, изменяется структура продуктов коррозии, образуются термогальванические микрокоррозионные элементы.

Известно, что при повышении давления увеличивается скорость коррозии металлов с кислородной деполяризацией (отвод электронов с катодных участков), так как растворимость кислорода возрастает пропорционально повышению давления в газовой фазе, а у металлов с водородной деполяризацией скорость коррозии практически не изменяется.

Конструкция трубопроводов также оказывает существенное влияние на коррозионный процесс. Застойные зоны, концентрации механических и

Таблица 3

| Сталь | $\sigma_{\text{в}}^*$, МПа | $\sigma_{0,2}^*$, МПа | δ^* , % | ψ^* , % | $\sigma_{0,2}$, МПа, при температуре, °C | | | Ударная вязкость*, Дж/см ² | Критическая температура хрупкости, T_K , °C |
|---------|-----------------------------|------------------------|----------------|--------------|---|-----|-----|---------------------------------------|---|
| | | | | | 250 | 400 | 450 | | |
| 10Х9МФБ | 600** | 400** | 20** | 55 | 380 | 340 | 320 | 59 (KCU) | -10÷-40 |
| P91 | 630÷830 | 450 | 19 | — | 370 | 340 | 320 | 50 (KCV) | — |

* При температуре 20 °C.

** Не менее.

термических напряжений, контакт разнородных металлов и прочее способствуют электрохимической коррозии. На поверхности металла могут образовываться гальванические элементы при наличии остаточных внутренних напряжений или механических нагрузок. При этом на участках с наибольшими напряжениями появляются коррозионные микротрешины. Особенно большие напряжения возникают в местах сварки.

Очень опасными являются щели и зазоры, в которых может накапливаться влага или коррозионный раствор, что приводит к значительной местной коррозии вследствие неравномерной аэрации (доступа кислорода) отдельных участков поверхности.

При наличии агрессивной среды и одновременном механическом воздействии скорость коррозии значительно выше. Для АЭС в зависимости от механических воздействий характерны такие виды коррозии, как коррозионное растрескивание — местное разрушение металла при одновременном воздействии на металл растягивающих напряжений и коррозионной среды, и коррозионная кавитация — механическое ударное воздействие самой агрессивной коррозионной среды.

Сравнивать различные металлы по скорости коррозионного разрушения можно лишь в том случае, если известна кинетика процесса коррозии. Для некоторых металлов скорость коррозии остается постоянной, для других — она со временем изменяется. Поэтому для более полного представления о коррозионной стойкости металла необходимо знать не только скорость коррозии, но и кинетику данного процесса.

В зависимости от расхода и скорости среды внутренний диаметр труб определяется формулой

$$d = \sqrt{\frac{4GV}{\pi c}},$$

где G — расход среды, кг/с; V — удельный объем среды, м³/кг; c — скорость среды.

Скорости различных сред: свежего пара — 45÷50 м/с, пара низкого давления — 50÷70 м/с, конденсата и питательной воды — 2÷3 м/с для труб из углеродистых сталей, 8÷12 м/с для труб из austenитных коррозионно-стойких сталей.

Скорость коррозионного растрескивания при статическом нагружении можно рассчитывать в первом приближении по формулам, которые используют для опускных трубопроводов Ду300 АЭС с реакторами РБМК-1000 [3]:

$$V = A\varepsilon^n.$$

Здесь A и n — константы, зависящие от температуры и качества воды; $\varepsilon = BK_I^m$, где K_I — коэффициент интенсивности напряжений, B и m — константы.

Коэффициент K_I с допустимой точностью можно определять по известным формулам:

$$K_I = 1,12\sigma_t\sqrt{\pi l}; \quad (1)$$

$$K_I = \sigma_t\sqrt{\pi l} \frac{1,11 + 5(l/2\delta)^4}{1 - l/(2\delta)}, \quad (2)$$

где σ_t — окружные напряжения в окрестности трещинообразного дефекта в трубе, полученные методом конечных элементов; l — глубина дефекта; δ — толщина трубы в месте предполагаемого растрескивания.

Формула (1) соответствует коэффициенту интенсивности напряжений для разреза в полуплоскости, а формула (2) — растяжению полосы с одним боковым разрезом. Для неглубоких трещин можно также использовать формулу для случая однородного растяжения слоя с полукруглой краевой щелью:

$$K_I = 2\sigma_t\sqrt{l/\pi} [1 + 0,2(2\theta/\pi)^2],$$

где $0 < l/\delta < 0,2$; $0 < \theta < \pi/2$.

Наибольшая трудность в данном случае заключается в определении констант. Поэтому в основном расчеты выполняют для конструкции с утонением, но без трещины. Динамику процесса, т. е. изменение толщины стенки трубопровода в результате общей коррозии, в первом приближении можно определять по скорости коррозии, которая для austenитной стали 08Х18Н10Т составляет 0,4 мг/(м² · ч).

Таким образом, обоснована необходимость расширения линейки сталей, используемых в трубопроводах АЭС, модернизации и оптимизации сортамента для снижения металлоемкости трубопроводов и опорно-подвесных систем, а следовательно, и их стоимости.

При увеличении срока эксплуатации трубопроводов следует учитывать эрозионно-коррозионные процессы в металле. Изучение процессов коррозии позволит прогнозировать поведение материалов трубопроводов в наиболее проблемных зонах и применять более эффективные способы защиты от коррозии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ПН АЭ Г-7-002—89. М.: Энергоатомиздат, 1990.
2. Свидетельство гос. регистрации программы для ЭВМ № 2010614678. ERCO.
3. Свидетельство гос. регистрации программы для ЭВМ № 2012615610. PELBOW.
4. Сергеева Л. В. Исследование процесса возможного разрушения трубопроводов ядерных энергетических установок вследствие их эрозионно-коррозионного утонения // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 22—24.

Повышение эксплуатационных показателей вкладышей шестерни привода стартеров транспортных средств

Разработаны и внедрены в производство новые технологии и оборудование для изготовления графитизированных биметаллических вкладышей шестерни привода стартеров для тракторов, легковых и грузовых автомобилей.

Ключевые слова: вкладыш, биметаллическая лента, стартер, графитизированный смазочный материал, отжиг, спекание, износ, усилие выпрессовки.

The new technology and equipment for production of graphitized bimetallic inserts of a pinion of starter drives for tractors, automobiles and trucks are developed and implemented into production.

Keywords: insert, bimetallic band, starter, graphitized lubricant, annealing, sintering, wear, pressing-out force.

Анализ работы приводов автомобильных и тракторных стартеров показал, что вкладыши шестерен, изготовленные из ленты ЛО90-1 размерами $0,9 \times 54$ мм, в контакте с шейкой вала из-за слабой адгезии графитизированного смазочного материала в ячейках интенсивно изнашиваются (больше 0,1 мм на сторону). Были случаи, когда из-за недостаточной силы сцепления вкладыша и шестерни они выпадали, и стартер выходил из строя.

Для повышения износостойкости вкладышей и срока службы стартеров было предложено следующее:

разработать для биметаллической ленты технические требования;

изготовить биметаллические ленты размерами $0,9 \times 54$ и $0,75 \times 54$ мм;

разработать новую технологию нанесения графитизированного смазочного материала в ячейки биметаллической ленты;

испытать на гарантийную наработку графитизированные биметаллические вкладыши (ГБВ) на перспективных стартерах;

создать специализированный участок изготовления ГБВ шестерни для стартеров массового производства.

Для реализации этих решений выполнили следующее:

модернизацию технологического оборудования, в том числе двухклетьевого прокатного стана с асимметричной прокаткой;

создание установки для нанесения смазочного материала в ячейки ленты;

разработку и внедрение в производство новой установки приготовления смазочного материала и

предварительного нагревания ленты перед его нанесением;

создание трехмуфельной протяжной двухскоростной электропечи для отжига ленты с накатанными ячейками и спекания смазочного материала в ячейках;

разработку технологию графитизации биметаллической ленты;

разработку технологии изготовления биметаллических вкладышей;

проведение стендовых испытаний биметаллических вкладышей на стартерах;

создание промышленного участка графитизации ленты;

расчет экономической эффективности замены ленты ЛО90-1 на биметаллическую.

Разработка биметаллической ленты

Биметалл — соединение двух и более материалов с разной структурой и свойствами, например латуни и стали, в единое целое путем пластической деформации с промежуточными отжигами. Это позволяет получить материал, свойства которого отличаются от свойств его составляющих.

Использование вкладышей из биметаллической ленты повышает механическую прочность, силу сцепления вкладышей с внутренней поверхностью шестерни, износостойкость вкладышей и срок службы стартеров.

Так как взаимодействие вкладыша с шейкой вала стартера характеризуется значительной силой трения, активный слой биметаллической ленты выполнили из латуни ЛО90-1, а пассивный — из стали 08кп. Биметаллические ленты размерами $0,9 \times 54$ и $0,75 \times 54$ мм разработали совместно с ЗАО "Трубопрофиль" и институтом "Цветметобработка" и изготовили на ЗАО "Аметист-М" холодной пластировкой составляющих с промежуточными межоперационными неполными отжигами при температуре $650 \div 700$ °С в защитной среде.

После окончательного отжига микроструктура активного слоя (ЛО90-1) представляет собой укрупненное зерно α -латуни, а микроструктура пассивного слоя (сталь 08кп) — однородные зерна феррита величиной 7–8 баллов.

Толщины элементов биметаллической ленты: при толщине ленты 0,9 мм активный слой (ЛО90-1) составил 0,4 мм, пассивный (08кп) — 0,5 мм; при толщине ленты 0,75 мм соответственно 0,35 и 0,4 мм.

Механические испытания биметаллической ленты на растяжение в состоянии поставки (таблица) показали, что в местах отрыва нет отслоения составляющих, твердость на 35 % превышает твердость ленты ЛО90-1.

На двухклетьевом прокатном стане с асимметричной прокаткой из-за отсутствия привода верхнего накатного вала, лента часто прилипала, что нарушило процессы прокатки и накатки. Модернизация данного прокатного стана обеспечила симметричную прокатку-накатку ромбовидных ячеек размерами 2×4 мм на ленте размерами $0,9 \times 54$ мм. Для ленты $0,9 \times 54$ мм глубина ячеек составила $0,25+0,1$ мм, а для ленты $0,75 \times 54$ мм — $0,23+0,04$ мм.

Технические характеристики двухклеточного прокатного стана до и после модернизации

| | До модернизации | После модернизации |
|---|-----------------------------|--------------------|
| Диаметр верхнего накатного вала, мм | 164,6 | 190 |
| Диаметр нижнего вала, мм | 190 | 190 |
| Форма прокатки | Асимметричная | Симметричная |
| Ширина входного желоба стана, мм | 80 | 62^{+1} |
| Скорость прокатки, м/мин | 1,64 | 2 |
| Наличие привода верхнего вала | Не предусмотрен | Имеется |
| Конструкция ячеек на накатном валке | Прямоугольная и ромбовидная | Ромбовидная |

Разработана новая установка для приготовления графитизированного смазочного материала. Его состав: графит серебристый (ГОСТ 8295—73) — 61 %, сосновая канифоль (ГОСТ 19113—84) — 32 %; льняное масло (ГОСТ 5791—83) — 7 %. Новая установка представляет собой стальной цилиндр, толщина стенки 2 мм, внутренние размеры $\varnothing 0,30 \times 0,45$ м, в донной части расположен нагревательный элемент, оснащенный термодатчиком.

Механические свойства биметаллической ленты в состоянии поставки (размеры испытанных на разрыв образцов 20×20 мм)

| Размеры ленты, мм | Механические свойства | | |
|-------------------|--------------------------------------|-------------------------------|--|
| | σ_b , МПа | δ , % | Твердость HV ₅ ; НВ |
| $0,9 \times 54$ | $293 \div 302$ ($275 \div 350$) | $40 \div 41$ не менее 29) | $53 \div 61$; $76 \div 85$ ($56 \div 62$; $83 \div 100$) |
| $0,75 \times 54$ | $293 \div 299$ (не более 314) | $39 \div 41$ (не менее 29) | $54 \div 60$; $77,5 \div 86,5$ ($54 \div 62$; $78 \div 90$) |

П р и м е ч а н и е. В скобках приведены значения по техническим требованиям.

ком ТХК (ГОСТ Р50431—82) и милливольтметром Щ4501. При нагревании смазочного материала применяют автоматическое регулирование температуры.

Технические характеристики старого и нового устройств для приготовления смазочных материалов

| | Старое устройство | Новое устройство |
|--|--------------------------|-------------------------------|
| Размеры рабочей емкости, м | $1 \times 1,32 \times 3$ | $\varnothing 0,3 \times 0,45$ |
| Масса приготовляемого смазочного материала, кг | 18 | 18 |
| Расположение нагревательного элемента | Боковые стенки | Дно |
| Рабочая температура, °С | 160 | $100 \div 110$ |
| Время нагревания дна до рабочей температуры, ч | $\approx 3,5$ | 1 |
| Потребляемая мощность, кВт | 4,5 | $1,1$ |
| Способ регулирования температуры | Периодический | Автоматический |
| Масса установки, кг | 200 | 20 |

Модернизация установки для нанесения смазочного материала в ячейках ленты

При модернизации установки для нанесения смазочного материала разработали новую установку для предварительного нагревания ленты (УПНЛ) до температуры $240 \div 250$ °С с автоматическим регулированием с помощью термодатчика и милливольтметра Щ4501. УПНЛ представляет собой трубу прямоугольного сечения размерами 80×40 мм длиной 1 м из сплава 12Х18Н9 с нагревательным элементом с наружной изоляцией толщиной 100 мм.

Разработан новый нагреватель нижней плиты установки, по которой перемещается лента, поддерживающий температуру $160 \div 180$ °С, что обеспечивает полное заполнение ячеек смазочным материалом.

Нижняя чугунная прямоугольная плита размерами $360 \times 260 \times 50$ мм имеет внутренние ребра, между которыми уложены нагреватели из никромовой проволоки $\varnothing 1,4$ мм. Напряжение питания — 220 В.

Разработан нагревательный элемент установки для автоматического регулирования температуры смазочного материала. Для равномерного и полного заполнения ячеек смазочным материалом уменьшили скорость ленты с 26,4 до 7,9 м/мин. Схема нанесения смазочного материала в ячейки ленты приведена на рис. 1.

Графитизация ленты включает в себя следующие операции:

1) размотку ленты и обдувку ее сжатым воздухом для очистки ячеек от окалины;

2) нагревание ленты на установке УПНЛ до температуры $240 \div 250$ °С;

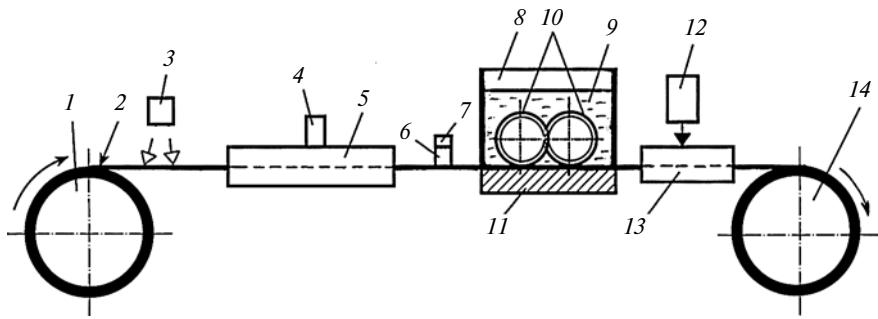


Рис. 1. Схема нанесения графитизационного смазочного материала на биметаллическую ленту $0,9 \times 54$ мм:

1 — размотчик; 2 — лента; 3 — сжатый воздух; 4 и 6 — милливольтметры Щ4541; 5 — установка предварительного нагревания; 7 — термодатчик; 8 — установка нанесения смазочного материала; 9 — смазочный материал; 10 — зубчатая пара; 11 — нижняя плита; 12 — вода для охлаждения; 13 — емкость; 14 — намотчик

3) измерение температуры с помощью милливольтметра Щ4501 и термодатчика перед входом ленты на установку для нанесения смазочного материала с помощью вращающейся зубчатой пары;

4) нагревание нижней плиты установки до температуры $160\div180$ °С для поддержания требуемой температуры ленты;

5) графитизация ленты;

6) охлаждение графитизированной ленты проточной водой до температуры $30\div40$ °С для предотвращения слипания витков ленты при намотке;

7) намотка графитизированной ленты.

При разработке трехмуфельной протяжной электропечи для отжига ленты после накатки ячеек и спекания графитизированного смазочного материала решались следующие задачи:

1) автоматическое регулирование температуры в процессе отжига после накатки ячеек, их калибровки и спекания смазочного материала в ячейках;

2) регулирование скорости перемещения ленты в зависимости от технологического процесса (отжиг ленты, спекание смазочного материала);

3) охлаждение ленты сжатым воздухом сверху после отжига и снизу после спекания смазочного материала для предотвращения слипания витков ленты при намотке.

Трехмуфельную протяжную электропечь (ТМПЭ) разработали совместно с фирмой "Альков" и изготовили на опытном заводе НИИавтоприборов (г. Москва).

Техническая характеристика ТМПЭ

| | |
|---|------------|
| Общая длина, м | 6,8 |
| Рабочая длина, м | 5 |
| Максимальная температура нагревания, °С | 700 |
| Скорость ленты, м/мин: | |
| при отжиге..... | 0,4 |
| при спекании смазочного материала | 0,8 |
| Температура ленты, °С: | |
| при отжиге..... | $630 + 10$ |
| при спекании смазочного материала | $220 + 10$ |

ТМПЭ состоит из пяти последовательных нагревательных секций из стали 12Х18Н10Т размерами $80 \times 40 \times 1000$ мм. Нагревание и регулирование рабочей температуры осуществляется автономно в каждой секции. В комплект печи также входят: трехручьевые размотчики и намотчики ленты; приводные валки для подачи ленты в печь и выдачи ее из печи, которые соединены между собой трансмиссией и управляются одним приводом постоянного тока; устройство для подачи сжатого воздуха для охлаждения ленты после отжига и спекания смазочного материала и вентиляционные установки.

Специализированный участок графитизации ленты

Модернизированное и новое оборудование, в том числе прокатный стан, трехмуфельная протяженная электропечь, установки для приготовления и нанесения смазочного материала смонтированы на отдельном участке ОАО "ЗиТ" (г. Самара).

Новая технология графитизации биметаллической ленты включает в себя следующие операции:

1) накатка на биметаллической ленте ромбовидных ячеек размерами 2×4 мм и их калибровка (для лент толщиной 0,9 и 0,75 мм глубина ячеек соответственно $0,25 + 0,1$ и $0,23 + 0,04$ мм);

2) отжиг биметаллической ленты после накатки ячеек и их калибровки в трехмуфельной протяжной электропечи в течение 12,5 мин (ленту $0,9 \times 54$ мм отжигают при температуре $630 \div 10$ °С, ленту $0,75 \times 54$ мм — при температуре 600 °С; скорость перемещения ленты 0,4 м/мин);

3) охлаждение ленты после отжига (обдув сверху сжатым воздухом при выходе из печи и охлаждение до $30 \div 40$ °С перед намоткой);

4) приготовление графитизированного смазочного материала;

5) нанесение смазочного материала в ячейки ленты;

6) спекание смазочного материала в трехмуфельной протяжной электропечи в течение 6,5 мин для ленты $0,9 \times 54$ мм при температуре 250 ± 10 °С (для ленты $0,75 \times 54$ мм при температуре 220 °С; скорость перемещения ленты 0,8 м/мин);

7) перед намоткой ленты охлаждение смазочного материала проточной водой до температуры $30 \div 40$ °С.

Были изготовлены опытные партии графитизированных биметаллических лент размерами $0,9 \times 54$

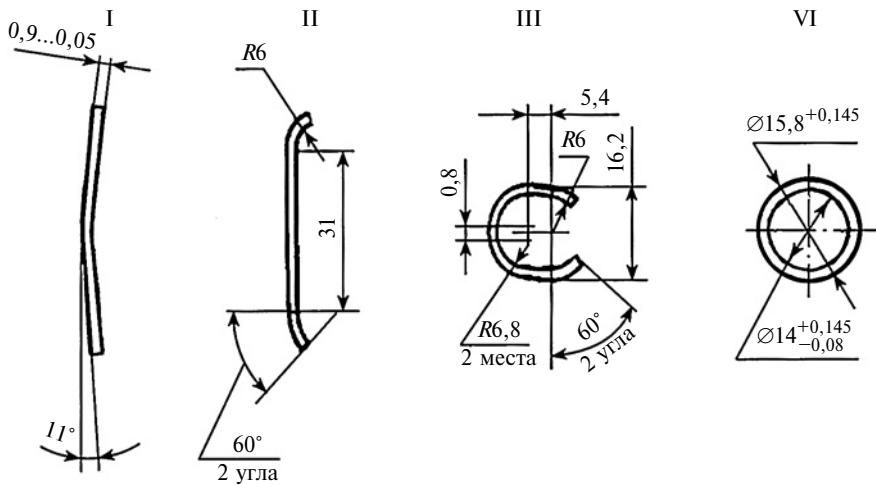


Рис. 2. Последовательность (I—IV) изготовления вкладышей на прессе КБ-2326 с усилием 40 кН и автоматической подачей биметаллической ленты

и $0,75 \times 54$ мм с ромбовидными ячейками, и из них — опытные партии биметаллических вкладышей.

Опытные партии биметаллических вкладышей из ленты $0,9 \times 54$ мм изготавливали на прессе КБ-2326 при автоматической подаче и усилии 40 кН. На рис. 2 показана последовательность операций: I — вырубка пластины заданного размера гибка на 11° ; II — гибка концов пластины на 60° ; III — сворачивание пластины в кольцо; IV — калибровка вкладыша до заданного размера (для ленты $0,9 \times 54$ мм наружный диаметр составил $15,8 + 0,145$ мм, внутренний — $14 + 0,15$ мм; для ленты $0,75 \times 54$ мм наружный диаметр — $13,551$, внутренний — $12,051$ мм).

Стендовые испытания ГБВ

На ОАО "БАТЭ" (г. Борисов) биметаллические вкладыши СТ8.3708.622, изготовленные из ленты $0,9 \times 54$ мм, прошли стендовые испытания по ТУ 37.003.1278—85 на стартере 42.3708 легкового автомобиля ВАЗ, стартере СТ142.3708 автомобиля КамАЗ и на ОАО "ЗиТ" (г. Самара) на стартере 35.3708.622 автомобиля ВАЗ с торцевым коллектором.

Стартеры отработали 20 000 включений и сохранили свою работоспособность. Износ вкладышей составлял $0,04 \div 0,07$ мм (по ТУ 37.003.1306—86 и ТУ 37.003.1375—88 допустимый износ составляет 0,1 мм).

На ОАО "ЗиТ" (г. Самара) вкладыши из биметаллической ленты $0,75 \times 54$ мм испытывали на новых стартерах 60.12.3708 и 57.02.3708. На последнем стартере двигателя ВАЗ 2110 вкладыши отработали 20 000 включений и сохранили свою работоспособность. Износ составлял $0,010 \div 0,015$ мм.

При 40 000 включений износ на сторону составлял $0,044 \div 0,052$ мм, что значительно меньше допустимому износу по ТУ 37.003.1306—86 (не более 0,08 мм).

Результаты стендовых испытаний биметаллических вкладышей показали, что они выдержали гарантийную наработку, износ был на $15 \div 20\%$ меньше предусмотренного ТУ 37.003.1278—85, что на $15 \div 20\%$ повысило срок службы стартеров.

При оценке силы сцепления вкладыша с шестерней в качестве критерия можно использовать усилие выпрессовки его из шестерни. Согласно ТУ 37.460.007—79 для нормальной работы серийного вкладыша из ЛО90-1 усилие выпрессовки должно составлять не менее 3 кН.

На универсальной испытательной машине УИМ с усилием 5 кН выполняли выпрессовку биметаллических вкладышей из шестерен. Усилия выпрессовки составили $23 \div 24$ кН, что в 4—6 раз больше, чем у серийных вкладышей, т. е. сила сцепления сталь—сталь в 4—6 раз больше, чем сцепления томпак—сталь. Следовательно, при эксплуатации стартера выпадение биметаллического вкладыша из шестерни исключается.

На основании полученных результатов разработали ТУ 48-21-11 БМЛ—99 "Биметаллическая лента томпак + сталь для вкладышей шестерни привода автотракторных стартеров".

Биметаллическая лента $0,9 \times 54$ мм и технология изготовления графитизированных вкладышей для шестерни привода автотракторных стартеров внедрены на ОАО "БАТЭ". Экономический эффект от внедрения новых вкладышей стартеров 42.3708.622 и СТ142.3708.622 и их модификаций составил 244 905 руб.

На ОАО "ЗиТ" изготавливают вкладыши из биметаллической ленты $0,75 \times 54$ мм для стартеров 57.3708.622 и 60.3708.622 и из ленты $0,9 \times 54$ мм для стартеров СТ212.3708.622, СТ221.3708.622 и 571.3708.622.

Экономический эффект от внедрения биметаллических лент $0,75 \times 54$ мм и $0,9 \times 54$ мм на ОАО "ЗиТ" составил 461,5 тыс. руб. Общий экономический эффект от внедрения биметаллических вкладышей составил 706,4 тыс. руб. Кроме того, на каждом вкладыше сэкономлено латуни в среднем на 45,4 %. На биметаллические вкладыши шестерни привода стартеров получен патент РФ на полезную модель (№ 56515).

И. В. ЕРМОЛЕНКО, М. А. СЕМЕШКО (ООО "Фирма "МВЕН", г. Казань), А. В. НАУМОВ, канд. хим. наук, Т. А. ФИЛЮНИНА (Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева — КАИ), e-mail: gals239@mail.ru

Разработка полимерного связующего для изготовления элементов высоконагруженных конструкций вакуумным термоформованием¹

Приведены результаты разработки и исследования связующего для изготовления элементов высоконагруженных конструкций вакуумным термоформованием.

Ключевые слова: полимерный композиционный материал, технология, связующее, препрег, термоформование, углепластик.

The results of development and research of a binder for production of elements of high-loaded structures by vacuum hot shaping are presented.

Keywords: polymer composite material, technology, binder, prepreg, hot shaping, carbon fiber composite.

В самолетостроительных компаниях при изготовлении композиционных конструкций с высокими физико-механическими свойствами применяют автоклавы, что требует значительных капиталовложений, связанных с приобретением оборудования и эксплуатационными расходами. В настоящее время большое внимание уделяется развитию безавтоклавных технологий с использованием давлений высокого разряжения, что позволяет при изготовлении деталей из полимерных композиционных материалов (ПКМ) существенно снизить затраты [1–8].

Приоритетными альтернативными технологиями получения композиционных материалов с высокими упруго-прочностными свойствами являются: пропитка под давлением (RTM-технология), пропитка в высокоразряженной среде (VARTM), технология с использованием пленочных связующих (RFI-технология) [9–12].

Технология получения ПКМ совмещением полимерного связующего и наполнителя непосредственно на открытой оснастке, например VARTM, имеет существенный недостаток — сложность контроля содержания связующего в готовом изделии. Это приводит к разнотолщинности и существенному разбросу показателей физико-механических свойств изделий. Для контроля содержания связую-

щего в изделии используют две жесткие полуматрицы (технология RTM), что усложняет систему.

Наиболее эффективный метод регулирования содержания связующего в готовом пластике — использование препрегов. В этом случае процесс получения ПКМ делится на два этапа: совмещение связующего и наполнителя (современное оборудование обеспечивает эффективное регулирование и контроль содержания связующего в препрэге) и формование изделия из пакета препрэга. Предполагается, что к моменту завершения формования изделия избыток связующего из каждого слоя препрэга полностью удаляется [4]. Правильная сборка технологического пакета позволяет предотвратить излишнее вытекание связующего и сохранить его необходимое количество в получаемом ПКМ.

При изготовлении деталей без применения избыточного давления использование стандартных препрэгов, для которых предусматривается переработка автоклавным способом, существенно снижает прочность изделия из-за высокой пористости пластика [13–16]. Для исключения высокой пористости толстостенных изделий, изготавляемых формированием в высокоразряженной среде без избыточного давления ("вакуумное" термоформование), необходимо следующее:

создать связующее с необходимыми реологическими характеристиками;

разработать технологию изготовления препрэгов, обеспечивающую получение изделий с низкой пористостью;

разработать технологию переработки препрэгов в ПКМ.

Была поставлена задача — разработать получение связующего для изготовления вакуумным термоформованием высоконагруженных элементов.

Процесс изготовления связующего состоит из изготовления пасты ускорителя и изготовления самого связующего. При приготовлении пасты ускорителя в чистую сухую металлическую емкость загружали определенное количество диановой эпоксидной смолы DER 330 и порциями по 1/3 от расчетного количества латентный аминный отвердитель. Смесь перемешивали в течение 5 мин после загрузки каждой порции с помощью мешалки с электроприводом (частота вращения мешалки — не более 40 мин⁻¹). Полученную пасту перетирали за один проход на трехвалковом станке с зазором

¹ Исследования проводили при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 гг.", соглашение № 14.579.21.0037 от 05.06.2014. Уникальный идентификатор ПНИ — RFMEF157914X0037.

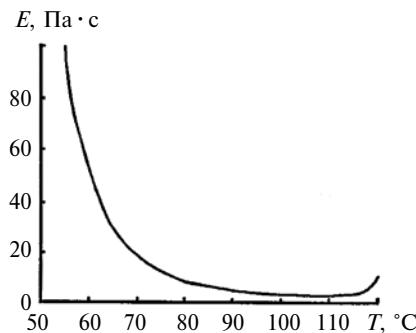


Рис. 1 Зависимость условной вязкости E образцов связующего ВСЭ-40 от температуры T при скорости нагревания 1 °C/мин

140 мкм между первым и вторым валками и с зазором 40 мкм между вторым и третьим валками при частоте вращения валков $100\div250$ мин $^{-1}$. Готовую пасту ускорителя собирали в герметичные пластиковые емкости объемом 10 л.

При изготовлении связующего в чистый сухой реактор загружали смолы DER 330 и ЭН-6. Последнюю предварительно замораживали и измельчали до кусков размером не более 5 см. Полученную смесь, нагретую до температуры 125 ± 5 °C, перемешивали в течение 10 мин при частоте вращения мешалки 35 ± 15 мин $^{-1}$. Затем добавляли полиарилсульфон ПСФФ-30 с перемешиванием в течение $5\div10$ мин при частоте вращения 10 мин $^{-1}$ до полного смачивания полиарилсульфона расплавом смол (≈ 10 мин), после чего частоту вращения мешалки увеличивали до 80 мин $^{-1}$ и смешивали до получения однородного расплава. Далее температуру реакционной смеси снижали до 65 ± 2 °C, в реакционную смесь загружали пасту ускорителя и перемешивали 15 мин с частотой вращения 30 мин $^{-1}$ до образования однородной массы.

Из полученной партии связующего отобрали образцы для исследования их свойств. В результате получили зависимость вязкости связующего от

температуры (рис. 1). Низкая вязкость связующего достигается при температуре $T > 40$ °C, что позволяет использовать данное связующее для изготовления препрого.

Отверждение связующего исследовали методом дифференциальной сканирующей калориметрии (ДСК) (рис. 2), т. е. определяли разность q тепловых потоков между образцом-эталоном и исследуемым образцом при нагревании; заштрихованная область — теплота Q реакции отверждения связующего, так называемая площадь пика. Установлено, что начало активного отверждения связующего происходит при температуре $T_H = 113,4$ °C.

Исследовали также способность сохранения вязкости связующего при $T = 70$ °C. Установлено, что при этой температуре связующее сохраняет реологические характеристики, необходимые для переработки в препр.

Для оценки качества разработанного связующего и его реологических свойств при хранении исследовали процесс гелеобразования. На рис. 3 представлен график гелеобразования связующего при нагревании со скоростью 4 °C/мин. В результате исследований были сформулированы требования к связующему по показателям свойств.

Техническая характеристика связующего

| | |
|--|---|
| Внешний вид | Вязкая пластичная масса кремового цвета без посторонних включений |
| Условная вязкость E_{70} по Брук菲尔ду при температуре 70 ± 1 °C, Па·с | 10÷35 |
| Температура стеклования отверженного связующего, °C | Не менее 120 |
| Время гелеобразования при температуре 110 ± 2 °C, мин | Не более 60 |

Для оценки качества связующего изготовили партию препрого и на ее основе образцы углепластиков. В качестве наполнителя применяли углеродные ткани 3105 и 3421 фирмы Porcher.

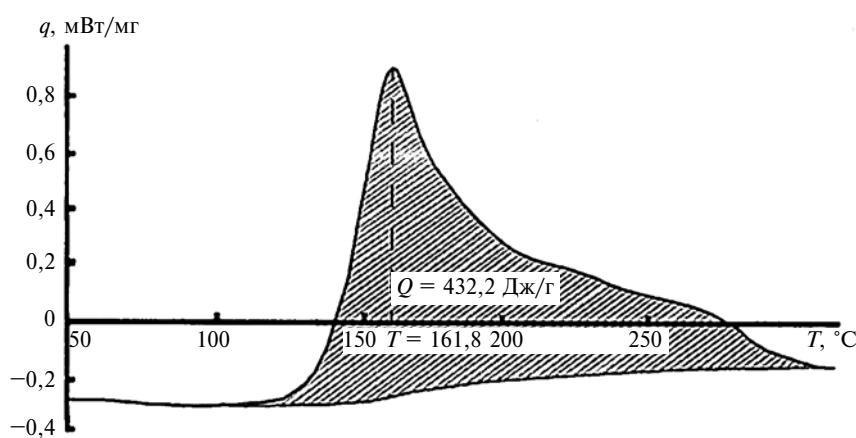


Рис. 2. ДСК отверждения образца связующего при нагревании (среда — азот, скорость нагревания — 1 К/мин)

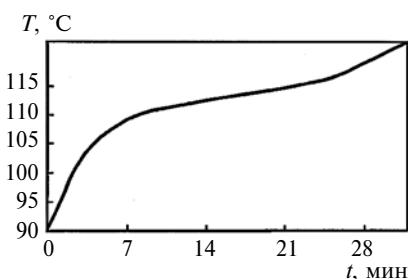


Рис. 3. График гелеобразования связующего при нагревании со скоростью 1 °C/мин

Технические характеристики тканей

| | 3421 | 3105 |
|--|-------------------|-----------|
| Ширина, мм | 1000 | 1000 |
| Тип плетения | Полотняное | Саржа 2×2 |
| Тип жгута | 3К, высокопрочный | |
| Распределение прочности (основа/уток) | 85/15 | 50/50 |
| Поверхностная плотность, г/м ² . . . | 170 | 245 |

Препрег изготавлия на установке Coatema BL-2800. Исследованиями определена предельно допустимая температура переработки связующего $T_d = 70$ °C; с учетом этого приняты следующие

Таблица 1
Зазоры каландров при изготовлении препрега, мм

| Зазор | Наполнитель | |
|--|-------------|-----------|
| | 3105 | 3421 |
| $\delta_{\text{lam}1}$ | 0,55÷0,60 | 0,55÷0,60 |
| $\delta_{\text{кал}1}$ | 0,50÷0,55 | 0,45÷0,50 |
| $\delta_{\text{кал}2}, \delta_{\text{lam}2}$ | 0,45÷0,50 | 0,40-0,45 |

Таблица 2
Результаты упруго-прочностных испытаний углетканей

| Показатель | Температура испытаний, °C | Углекань 3105 | Углекань 3421 |
|---|---------------------------|---------------------|------------------------|
| Прочность при растяжении в направлении основы, МПа | 20 80 | 810÷920 820÷870 | 1505÷1565 1435÷1555 |
| Модуль упругости при растяжении в направлении основы, ГПа | 20 80 | 65÷67 — | 100÷106 90÷104 |
| Прочность при растяжении в направлении утка, МПа | 20 80 | 800÷840 750÷810 | 122÷139 129÷136 |
| Модуль упругости при растяжении в направлении утка, ГПа | 20 80 | 64÷67 — | 11÷12 10÷11 |
| Прочность при сжатии в направлении основы, МПа | 20 80 | 570÷590 535÷680 | 550÷800 590÷660 |
| Прочность при сжатии в направлении утка, МПа | 20 80 | 585÷725 — | 210÷250 200÷240 |
| Прочность при изгибе в направлении основы, МПа | 20 80 | 860÷1000 730÷750 | 1335÷1465 1235÷1325 |
| Модуль упругости при изгибе в направлении основы, ГПа | 20 80 | 62÷64 2÷55 | 82÷91 88÷93 |
| Прочность при изгибе в направлении утка, МПа | 20 80 | — — | 185÷200 185÷185 |
| Модуль упругости при изгибе в направлении утка, ГПа | 20 80 | — — | 10÷11 9÷11 |

параметры режима нанесения связующего на углекань:

температура связующего — 40 °C (обеспечивает низкую вязкость связующего, не происходит отверждение);

температура устройства нанесения — 50 °C;

температура каландров — 70 °C (пленка связующего имеет достаточно низкую вязкость для пропитки наполнителя и не активируется реакция отверждения связующего);

зазоры каландров не должны допускать разрушения армирующего наполнителя. Их значения устанавливали с учетом того, что препрег защищен с двух сторон технологической подложкой (табл. 1).

В качестве технологической подложки выбрана антиадгезионная бумага с двухсторонней силиконизацией, в качестве защитного материала — полиэтиленовая пленка.

Так как рассматривается безавтоклавное формование ПКМ, давление должно составлять не более 0,09 МПа. Поэтому для изготовления изделий следует выбирать температурно-временные параметры отверждения. На основании анализа теплового эффекта при нагревании связующего (см. рис. 2) для первого этапа отверждения была выбрана температура 100 °C, при которой связующее имеет продолжительное время жизни и низкую вязкость, что необходимо для уплотнения пакета при получении углепластика низкой пористости; время выдержки 1 ч. Для второго этапа отверждения выбрана температура 130 °C, при которой происходит полная конверсия связующего в полимерную матрицу; время выдержки 3 ч. Скорость нагревания для обеспечения равномерного отверждения связующего по всей толщине детали — 1÷3 °C/мин. Для предотвращения коробления детали вследствие релаксационных процессов скорость охлаждения не должна превышать 3 °C/мин.

Были изготовлены и исследованы образцы углепластика, результаты упруго-прочностных испытаний которых приведены в табл. 2.

Упруго-прочностные испытания показали, что разработанное связующее позволяет реализовать получение препрега для изготовления элементов высоконагруженных углепластиковых конструкций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Любин Дж. Справочник по композиционным материалам. М.: Машиностроение, 1988. 448 с.

2. Каблов Е. Н. Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 г. // Авиационные материалы и технологии. 2012. Июнь. С. 7–17.

3. Гращенков Д. В., Чурсова Л. В. Стратегия развития композиционных материалов и функциональных материалов // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 5. С. 231–242.

4. Связующее холодного отверждения для строительной индустрии / Л. В. Чурсова, А. Е. Раскутан, Я. М. Ту-

И. А. БУТУСОВ, Н. Ю. ДУДАРЕВА, канд. техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: butusrv.ilya@mail.ru

Повышение надежности поршней ДВС из алюминиевых сплавов методом микродугового оксидирования

Исследованы возможности повышения износостойкости поршней ДВС созданием на поверхности юбки поршня упрочненного слоя микродуговым оксидированием.

Ключевые слова: двигатель, поршень, поверхность, микродуговое оксидирование, износостойкость.

The possibilities of wear resistance increase of pistons of internal combustion engines by creation of hardened layer on piston skirt surface by microarc oxidation are investigated.

Keywords: engine, piston, surface, microarc oxidation, wear resistance.

При проектировании двигателей внутреннего сгорания (ДВС) важным является обеспечение его надежности и долговечности. Эффективность двигателя во многом определяют надежность и долговечность системообразующего узла ДВС — цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Работа деталей ЦПГ характеризуется тяжелыми условиями: высокими температурами, динамическими нагрузками, значительными силами трения, вибрациями и коррозионным изнашиванием. Конструкция и качество поршня — наиболее нагруженной и напряженной детали ЦПГ — во многом определяют моторесурс, надежность и экономичность двигателя. Поршни часто выходят из строя, что может привести к поломке всего двигателя. Одним из способов обеспечения безотказной работы

ДВС является повышение надежности поршня и, в частности, использование качественных материалов и эффективных методов поверхностного упрочнения.

Цель данной работы — исследование возможности повышения износостойкости поршней ДВС микродуговым оксидированием (МДО) и оценка износостойкости поверхности юбки поршня с МДО-слоем.

При изготовлении поршней используют высококремнистые алюминиевые сплавы. Для повышения износостойкости алюминиевых сплавов традиционно применяют различные покрытия и модификацию поверхностей [1].

Микродуговое оксидирование — электрохимическая обработка металлических поверхностей, в основе которой лежит анодирование. МДО позволяет получать многофункциональные керамикоподобные покрытия с комплексом полезных свойств — высокие износостойкость, коррозионностойкость, теплостойкость, а также электроизоляционные свойства и декоративность. Эта технология хорошо отработана для группы вентильных металлов и их сплавов: титана, магния, tantalа, ниobia, циркония, бериллия и прежде всего для алюминия [2—4].

Отличительная особенность данной технологии — поверхностные микроразряды при формировании покрытия, оказывающие существенное воздействие (термическое, плазмохимическое и пр.)



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

ревич, Н. Н. Панина // Клей. Герметики. Технологии. 2012. № 5. С. 40–44.

5. Власенко Ф. С., Раскутан А. Е. Применение полимерных композиционных материалов в строительных конструкциях // Труды ВИАМа. Интернет ресурсы: viam-works.ru.

6. Новые эпоксидные связующие для строительной индустрии / Л. В. Чурсова, И. С. Деев, А. Н. Бабин и др. // Сб. тр. Всерос. молодежной науч. школы "Химия и технология полимерных и композиционных материалов". 2012. 315 с.

7. Михайлин Ю. А. Конструкционные полимерные композиционные материалы. С-Пб.: НОТ, 2008. С. 820–830.

8. Расплавные связующие для перспективных методов изготовления ПКМ нового поколения / Р. Р. Мухаметов, К. Р. Ахмадиева, М. А. Ким, А. Н. Бабин // Авиационные материалы и технологии. 2012. С. 264–265.

9. Алентьев А. Ю., Яблокова М. Ю. Связующие для полимерных композиционных материалов: Уч. пособ. М.: МГУ им. М. В. Ломоносова, 2010. 69 с.

10. Бобылев В. А. Состояние и перспективы развития эпоксидных материалов. Специальные смолы // Композитный мир. 2006. № 6. С. 14–17.

11. Бабаевский П. Г., Кулик С. Г. Трещиностойкость отверждаемых полимерных композиций. М.: Химия, 1991. 336 с.

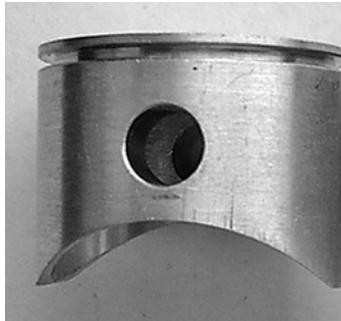
12. Каталог фирмы ООО завод "Аргон".

13. Composites Carbon Fibers. Каталог фирмы "Toho Tenax".

14. Берлин А. А. Полимерные композиционные материалы. С-Пб.: Профессия, 2008. С. 100–101, 521–522.

15. Сорбция воды органопластиками / С. Д. Гаранина, А. А. Басов, А. Я. Королев и др. // Авиационные материалы. Композиционные материалы (органопластики). М.: ОНТИ ВИАМ, 1984. С. 119–131.

16. Исследование и разработка автоклавных и безавтоклавных технологий формования ПКМ / А. В. Хрульков, М. И. Душин, Ю. О. Попов, Д. И. Коган // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 8. С. 307–315.



a)



б)



в)

Рис. 1. Поршни двигателя ASP80 из сплава AK12 без покрытия (а), из сплава AK12 (б) и сплава AK4-1 с МДО-слоями (в)

на поверхность, в результате чего получаемые оксидные слои по составу и структуре существенно отличаются от традиционных анодных пленок, а показатели их механических свойств значительно выше. Кроме того, к достоинствам МДО можно отнести экологичность, универсальность и исключение предварительной подготовки поверхности [2–4]. Толщина получаемого покрытия может составлять до 500 мкм, а микротвердость — 22 ГПа [5, 6].

Однако несмотря на достоинства данной технологии она не нашла широкого применения в упрочнении поршней ДВС. Прежде всего это связано с тем, что на высококремнистых алюминиевых сплавах, из которых традиционно изготавливают поршни, сложно осуществить МДО и сформировать высококачественное покрытие. Для обработки таких сплавов, как правило, используют электролиты с повышенным содержанием Na_2SiO_3 (до 80 %), в результате чего получаются рыхлые низкокачественные покрытия, непригодные для работы в парах трения [7].

Анализ процесса МДО, условий работы юбки поршня ДВС, характера ее изнашивания, особенностей конструкции и учет требований, предъявляемых к поверхности поршня, привели к выводу о возможности использования МДО-покрытий для повышения износостойкости поршней как из деформируемых, так и из высококремнистых литейных алюминиевых сплавов.

Для проверки данной гипотезы проведены экспериментальные исследования на поршнях малоразмерного авиамодельного двигателя ASP FS80 AR, т. е. малогабаритного авиамодельного двигателя с верхним расположением клапанов и калильным зажиганием, вал которого развивает частоту вращения до 11 000 мин⁻¹, что позволяет проводить ускоренные испытания на износостойкость. Штатный поршень двигателя ASP FS80 AR выполнен из алюминиевого сплава AK12 и имеет одно компрессионное кольцо (рис. 1, а).

Для исследования МДО-слоя изготовили два экспериментальных поршня — один из литьевого

алюминиевого сплава AK12 (ГОСТ 1583—93) (аналог штатному поршню), другой из деформируемого сплава AK4-1 (ГОСТ 4784—97), который обладает невысоким коэффициентом линейного расширения и значительной прочностью даже при высоких температурах. Кроме того, он относится к группе деформируемых сплавов, на которых можно сформировать МДО-слои высокой микротвердости, что повысит износостойкость поверхности поршня [8].

Юбки экспериментальных поршней подвергли МДО. Режимы были определены ранее проведенными исследованиями (таблица).

Поршень из сплава AK12 с МДО-слоем показан на рис. 1, б, а поршень из сплава AK4-1 — на рис. 1, в. Толщину и микротвердость МДО-слоя измеряли на образцах-свидетелях с помощью вихревотокового толщиномера TT-210 и микротвердомера HVS-1000. На юбке поршня из сплава AK12

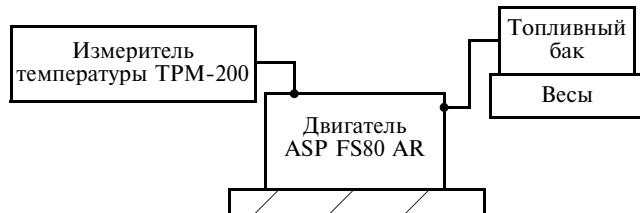


Рис. 2. Схема испытательного стенда

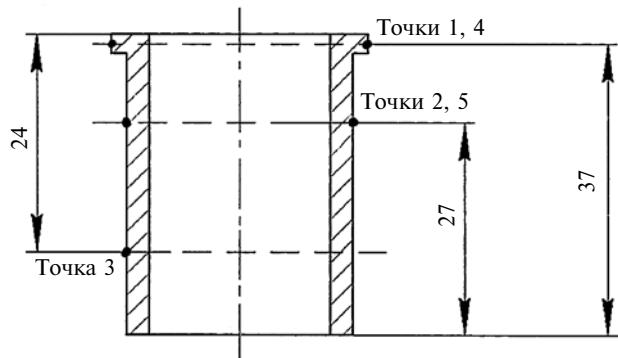


Рис. 3. Схема измерений износа гильзы

был сформирован упрочненный слой толщиной $h = 82$ мкм с микротвердостью $H_\mu = 6,3$ ГПа, а на сплаве АК4-1 — толщиной 60 мкм с микротвердостью 11,5 ГПа.

Для испытаний поршней спроектирован и изготовлен стенд (рис. 2).

В ходе испытаний получали значения следующих параметров: частота вращения коленчатого вала двигателя, температура головки цилиндра, расход топлива. Мощность двигателя определяли с помощью винтовой характеристики по частоте вращения.

Программа испытаний поршней: каждый поршень испытывали 10 ч, что соответствует 10 % от ресурсных испытаний; продолжительность рабочего сеанса — 10 мин; время остыния — 10 мин. Для измерения частоты вращения коленчатого вала и контролируемых параметров открывали дроссель на: 25; 50; 75 и 100 %. После испытаний измеряли износ поршня и гильзы цилиндра по схемам, представленным на рис. 3 и 4.

По полученным результатам вычисляли интенсивность изнашивания по формуле $I_h = \Delta h / \Sigma L$, где Δh — изменение диаметра; ΣL — общий путь трения. Путь трения определяли по формуле $L = 2Snt$, где S — ход поршня; n — частота вращения вала; мин^{-1} ; t — время работы.

Интенсивность изнашивания за 10 ч работы штатного поршня без МДО-слоя составила $176,858 \cdot 10^{-12}$, поршня из сплава АК12 с МДО-слоем — $31,428 \cdot 10^{-12}$, поршня из сплава АК4-1 с МДО-слоем — $13,699 \cdot 10^{-12}$ (рис. 5).

Были определены за 10 ч испытаний интенсивности изнашивания гильз из стали 40Х цилиндра при работе с поршнями: из сплава АК12 без МДО-слоя — $1,855 \cdot 10^{-11}$, из сплава АК12 с МДО-слоем — $3,143 \cdot 10^{-11}$, из сплава АК4-1 с МДО-слоем — $21,1194 \cdot 10^{-11}$. В паре трения гильзы из стали 40Х и поршня, упрочненным МДО, наблюдался повышенный износ. Поэтому использование МДО весьма эффективно, но требует оптимизации материала гильзы или создания на ее поверхности эффективного покрытия для повышения износостойкости.

Таким образом, исследования показали, что интенсивность изнашивания у поршня из алюминиевого сплава АК12 с МДО-слоем в 5,6 раза меньше, чем у штатного, а у поршня из сплава АК4-1 с МДО-слоем меньше в 12,9 раз.

Режимы МДО поршней

| Сплав | Емкость конденсатора, мкФ | Концентрация жидкого стекла, г/л | Концентрация едкого калия, г/л |
|-------|---------------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| AK12 | 100 | 1,2 | 0,7 |
| AK4-1 | | 1,0 | 3,0 |

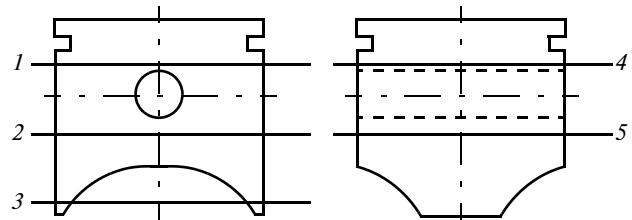


Рис. 4. Схема измерений износа поршня:

1 и 4 — точки, отстоящие от верхней кромки на 3 мм; 2 и 5 — точки, отстоящие от нижней кромки на 8 мм; 3 — точка, отстоящая от нижней кромки на 3 мм

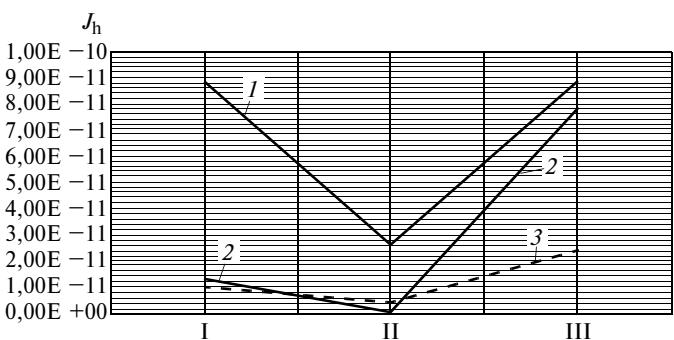


Рис. 5. Распределение интенсивности I_h изнашивания по высоте поршней из сплавов АК12 (1, 2) и АК4-1 (3) с МДО-слоем (2, 3) и без него (1)

МДО позволяет повысить износостойкость поверхности юбки поршней и из деформируемого, и из литейного алюминиевых сплавов, однако необходимо применять методы повышения износостойкости гильзы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Крагельский И. В., Алисин В. В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 358 с.
2. Особенности микроструктуры упрочненных поверхностных слоев, получаемых микродуговым оксидированием / В. П. Алексин, В. А. Федоров, С. И. Булычев, О. А. Тюрпенко // Физика и химия обработки материалов. 1991. № 5. С. 121—126.
3. Особенности строения и свойства покрытий, наносимых методом микродугового оксидирования / В. Н. Малышев, Г. А. Марков, В. А. Федоров и др. // Химическое и нефтяное машиностроение. 1984. № 1. С. 26—27.
4. Микродуговое оксидирование: теория, технология, оборудование / И. В. Суминов, А. В. Эпельфельд, В. Б. Людин и др. М.: Экомет, 2005. 368 с.
5. Шлугера М. А. Гальванические покрытия в машиностроении: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 60 с.
6. Эпельфельд А. В. Применение технологии микродугового оксидирования для формирования защитных покрытий. URL: http://tompve.ru/science/techn_mash.htm.
7. Витязь П. А., Жорник В. И., Витязь П. А. Наноалмазы детонационного синтеза: получение и применение. Минск: Беларуская навука, 2013. 381 с.
8. Износостойкость покрытий, нанесенных анодно-катодным микродуговым методом / Г. А. Марков, В. И. Белеванцев, О. П. Терлеева и др. // Трение и износ. 1988. № 2. С. 286—290.

А. А. БЫБИН, канд. техн. наук, Р. Р. НЕВЬЯНЦЕВА, канд. хим. наук, Е. В. ПАРФЕНОВ, д-р техн. наук, П. В. ТАРАСОВ
(Уфимский государственный авиационный технический университет),
e-mail: anbybin@yandex.ru

Оценка точности и качества обработки лопаток турбины после удаления алюминидного покрытия электролитно-плазменным методом

Рассматриваются изменения размеров и возникновение погрешностей формы деталей из никелевого сплава после их обработки электролитно-плазменным методом.

Ключевые слова: никелевый сплав, электролитно-плазменная обработка, точность, качество поверхности.

The variations of dimensions and appearance of shape deviations of parts from nickel alloys after their treatment by electrolytic-plasma method are considered.

Keywords: nickel alloy, electrolytic-plasma treatment, accuracy, surface quality.

При восстановлении лопаток газовых турбин важно обеспечить их требуемые точность и качество обработки. Точность детали оценивается по геометрическим размерам, форме и взаимному расположению поверхностей. Должны соблюдаться требования и к технологии удаления защитного покрытия.

При удалении алюминидного покрытия с поверхностей никелевых сплавов электролитно-плазменным методом обрабатываемая деталь не подвергается значительному температурно-силовому воздействию, поэтому взаимное расположение поверхностей не меняется [1] и, следовательно, не влияет на оценку годности ремонтируемых лопаток. Однако воздействие на поверхность детали электролита может изменить ее конструктивные размеры и форму. Неравно-

мерное обтекание парогазовым слоем (ПГС) лопатки с криволинейным профилем не позволяет добиться одинакового действия электролита на всю поверхность детали, а следовательно, полного удаления покрытия с нее. На пере лопатки останутся участки с покрытием. Следовательно, технология электролитно-плазменной обработки (ЭПО) лопаток должна предусматривать время передержки деталей в электролите для полного удаления алюминидного покрытия со всей поверхности пера. Необходимо учитывать также разные структурно-фазовые составы сплава и покрытия, обуславливающие разные скорости их электрохимического растворения. При большой скорости растворения сплава на отдельных участках лопатки точность формы может быть нарушена.

Для оценки геометрической точности обработанной детали и качества ЭПО эксперименты проводили на образцах из литых никелевых сплавов (таблица). Образцы из сплавов I и II получены поликристаллическим литьем, образец из сплава III — монокристаллическим литьем. Использовали цилиндрические образцы диаметром 5÷10 мм, длиной 50 мм. Перед обработкой поверхность образцов подвергали струйно-абразивной обдувке. ЭПО проводили на специализированной установке при напряжении 350 В и постоянной температуре электролита 60 °C. Продолжительность экспериментов составляла 30 мин. В качестве рабочего электролита использовали 5 %-й раствор двухзамещенного фосфата аммония. Данные условия, установленные в работе [2], были рекомендованы как оптимальные для удаления алюминидного покрытия. Определяли величину Δm уменьшения массы ($\text{г}/\text{м}^2$) образцов, толщину z (мкм) поверхностного слоя, удаляемого при ЭПО, и параметр R_a шероховатости (мкм) поверхности.

На рис. 1 и 2 приведены зависимости Δm и толщины z снимаемого слоя от времени τ ЭПО, которые имеют линейный характер и удовлетворительно описываются уравнениями:

$$\begin{aligned}\Delta m &= k_1 \tau; \\ z &= k_2 \tau,\end{aligned}\quad (1)$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты, зависящие от материала сплава.

Получили $k_1 = 30 \div 45 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$ и $k_2 = 6,4 \div 12,4 \text{ мкм}/\text{мин}$. Коэффициенты k_1 и k_2 фактически по-

Химические составы сплавов на основе Ni, мас. %

| Сплав | Cr | Co | W | Mo | Ti | Al | Nb | Ta | Re |
|-------|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| I | 13,3 | 5,0 | 7,3 | 0,9 | 4,8 | 3,4 | — | — | — |
| II | 8,8 | 9,8 | 10,3 | 1,8 | 2,5 | 5,6 | 1,0 | — | — |
| III | 5,0 | 9,0 | 8,5 | 1,1 | — | 6,0 | 1,6 | 3,9 | 3,9 |

казывают скорость электрохимического растворения сплава под действием высокого напряжения. Полученные значения позволяют утверждать, что сплавы с поликристаллической структурой растворяются быстрее, чем сплавы с монокристаллической структурой. Это можно объяснить содержанием легирующих элементов с большей или меньшей электрохимической активностью [3].

Зависимости на рис. 2 и уравнение (1) показывают, что по допустимой толщине $z_{\text{доп}}$ удалаемого слоя можно определить время τ передержки деталей в электролите при ЭПО. Например, для сплава II при $z_{\text{доп}} = 0,1$ мм максимальное время $\tau = 12 \div 15$ мин, при $\tau > 15$ мин можно получить брак по геометрическому параметру.

При определении времени передержки деталей необходимо учитывать не только толщину z снимаемого слоя материала, но и как она будет изменяться по высоте погруженной в электролит обрабатываемой поверхности детали. Этот учет обусловлен конструктивными особенностями лопатки и ее закреплением при удалении покрытия. Как правило, лопатку закрепляют за хвостовик и погружают в электролит до его полки. Такое погружение обусловлено неравномерным распределением ПГС по высоте детали. Профиль ПГС условно можно представить в виде перевернутого конуса [4], а наибольший съем металла будет там, где тоньше ПГС. По высоте детали толщина z распределяется нелинейно и наибольший съем металла наблюдается на свободном конце обрабатываемого образца (рис. 3). Эксперименты показали, что при ЭПО возникают погрешности формы по высоте обрабатываемой детали. Разность между максимальной и минимальной толщиной удалаемого слоя при обработке сплава II за 10 мин составила 40 мкм. Например, в верхней части образца за 10 мин удаляется 0,06 мм, а в нижней

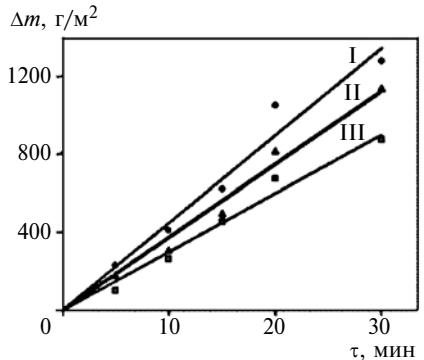


Рис. 1. Зависимости изменения величины Δm от времени τ ЭПО для образцов из сплавов I–III

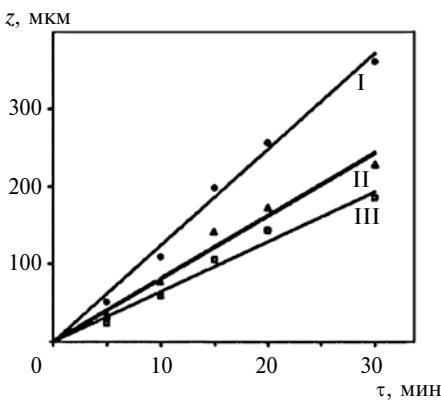


Рис. 2. Зависимости изменения толщины z от времени τ ЭПО для образцов из сплавов I–III

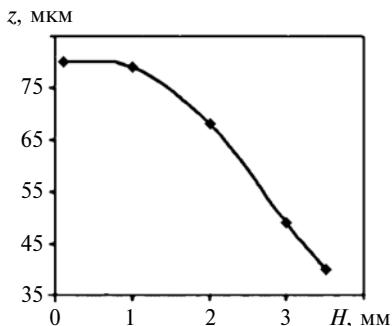


Рис. 3. Распределение толщины z удалаемого слоя по высоте H образца из сплава II после ЭПО в течение 10 мин

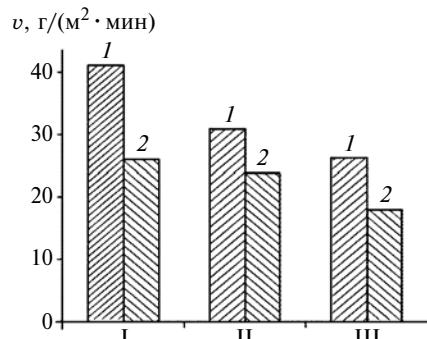


Рис. 4. Скорости растворения сплавов I–III при термостабилизации электролита (1) и без нее (2)

части $\sim 0,1$ мм, что вполне допустимо для параметров лопатки. Полученные данные показали, что при ЭПО толщину z удалаемого слоя следует контролировать в нескольких местах по высоте пера лопатки.

Ранее было показано, что при ЭПО растворение никелевых сплавов протекает с большой скоростью. В данном случае процесс проводили в условиях закипания ПГС при температуре электролита $30 \div 60$ °C, которые являются оптимальными для удаления алюминидного покрытия с поверхности никелевого сплава [1, 2]. После полного снятия защитного покрытия скорость растворения металла подложки уменьшают, что достигается переходом к пузырьковому кипению ПГС при температуре электролита выше 60 °C. Это способствует полированию поверхности без значительного съема металла [1]. Чтобы обеспечить как можно меньший съем сплава после удаления покрытия, образцы из анализируемых сплавов обрабатывали в одинаковых условиях, но в одном случае при постоянной температуре электролита 60 ± 2 °C, в другом — в результате выделения большого количества тепла температура повышалась с 60 до 80 °C. Время обработки составило 10 мин.

На рис. 4 приведена диаграмма скорости электролитно-плазменного растворения никелевых сплавов при термостабилизации электролита и без нее. В последнем случае скорость растворения сплава снизилась в 1,3 \div 1,6 раза. Анализ результатов показал, что термостабилизацию раствора после полного удаления алюминидного покрытия можно прекратить. Однако необходим надежный измеряемый в процессе ЭПО параметр, показывающий, что покрытие полностью удалено и можно перейти к обработке без термостабилизации электролита.

При ЭПО следует учитывать контакт электролита с поверхностью детали на локальных

участках, что вызывает их активное растворение и изменяет шероховатость поверхности (рис. 5), которая после обработки максимально уменьшается в течение первых 5 мин, а затем стабилизируется. Полученные зависимости позволяют утверждать, что существенного изменения микрогеометрии поверхности при передержке лопаток в электролите не будет.

На точность обработки влияет и глубина погружения лопатки в электролит. Если обрабатывающую деталь погрузить в электролит на определенную глубину, то из-за его испарения часть поверхности детали будет контактировать с воздухом, т. е. не будет обрабатываться. Площадь обрабатываемой поверхности влияет на величину средней силы тока, протекающего в электролите (рис. 6), которая при неизменной площади обрабатываемой поверхности будет постоянной, а при уменьшении площади будет снижаться.

Таким образом, рекомендуется погружать деталь в электролит, учитывая его испарение и высоту электролита над деталью, что уменьшает барботирующее действие пузырьков ПГС. Поэтому для защиты хвостовика лопатки используют специальную оснастку,

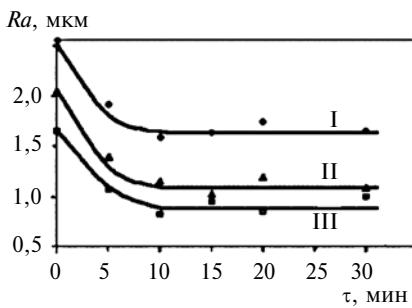


Рис. 5. Зависимости изменения параметра Ra шероховатости обработанной поверхности сплавов I–III при ЭПО

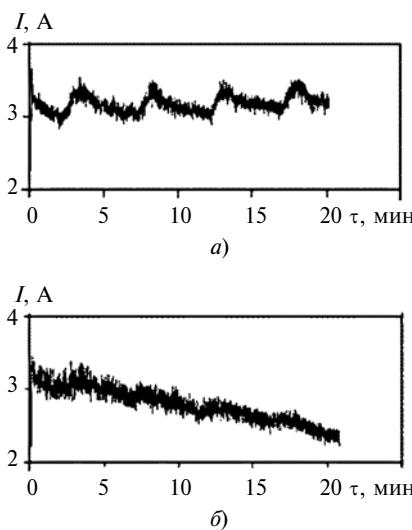


Рис. 6. Изменение средней силы I тока при ЭПО сплава II в случае глубокого погружения в электролит (а) и при снижении его уровня (б)

ку, например, из алюминиевого сплава с микродуговым оксидированием поверхностей, погру-

жаемых в электролит. Если оснастку нельзя изготовить, то следует контролировать уровень электролита в процессе обработки и доливать его до уровня, при котором обеспечивается обработка всех поверхностей детали, или автоматически регулировать положения лопатки с учетом уровня электролита.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Электролитно-плазменная обработка: моделирование, диагностика, управление: Монография / Е. В. Парфенов, Р. Р. Невьянцева, С. А. Горбатков, А. Л. Ерохин. М.: Машиностроение, 2014. 380 с.

2. Влияние условий обработки на процесс удаления жаростойкого алюминидного покрытия электролитно-плазменным методом при стабилизации температуры электролита / Е. В. Парфенов, Р. Р. Невьянцева, А. А. Быбин, В. Р. Мукаева // Физика и химия обработки материалов. 2011. № 6. С. 65–70.

3. Коррозия. Справочник / Под ред. Л. Л. Шрайдера. Пер. с англ. М.: Металлургия, 1981. 632 с.

4. The influence of vapor-gaseous envelope behavior on plasma electrolytic coating removal / R. R. Nevyanseva, S. A. Gorbatkov, E. V. Parfenov, A. A. Bybin // Surf. Coat. Technol. 2001. v. 148. N. 11. p. 30–37.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присыпать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5–2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1–3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высыпаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

Совершенствование технологии вибрационной сборки плоских деталей

Предложено аналитическое описание вращательного движения плоской детали относительно центра масс при вибрационном колебании. Показана возможность относительного ориентирования плоских деталей сложной конфигурации при автоматической сборке.

Ключевые слова: низкочастотные колебания, плоская деталь, ориентирование, математическая модель.

The analytical description of rotary motion of a plain part relatively to its mass center at vibrational oscillation is suggested. The possibility of relative orientation of plain parts of complex configuration at automatic assembly is shown.

Keywords: low-frequency vibrations, plain part, orientation, mathematical model.

В работе [1] предложена кинематическая схема вибрационного сборочного устройства, которая обеспечивает требуемое движение центра масс плоской детали относительно вибрирующего сборочного диска, связанного с базовой деталью, и существенно упрощает конструкцию устройства, описанного в работе [2].

Предложенное устройство представляет собой двухзвеный манипулятор, каждое звено которого приводится в движение отдельным приводом. Устройство, описанное в работе [2], состоит из трех звеньев. Звенья нового устройства совершают вибрационные колебания вокруг двух взаимно перпендикулярных осей ξ и y , законы которых описывают выражения:

$$\begin{cases} \varphi = A \cos kt; \\ \psi = A \sin kt, \end{cases} \quad (1)$$

где A — амплитуда колебаний; k — круговая частота колебаний.

Система координат второго звена вибрационного устройства — $\xi\eta\zeta$, система координат xuz — неподвижная. Со вторым звеном жестко связан ориентирующий диск, на котором базируется одна из сопрягаемых деталей (рис. 1).

Рассмотрим движение плоской детали относительно плоскости ориентирующего диска с целью доказательства наличия вращательного движения плоской детали вокруг ее собственного центра масс.

Движение плоской детали относительно ориентирующего диска, т. е. относительно системы координат $\xi\eta\zeta$, будем приближенно считать плоско-параллельным, которое можно разложить на пе-

реносное поступательное — движение центра масс плоской детали, и относительное вращательное вокруг центра масс (точки C) с угловой скоростью ω (см. рис. 1).

Дифференциальные уравнения движения центра масс относительно системы координат $\xi\eta\zeta$, жестко связанной с ориентирующим диском (базовой деталью), приведены в работе [1]. Для построения дифференциального уравнения относительного вращательного движения плоской детали вокруг ее центра масс введем вспомогательную систему координат $\xi_1\eta_1\zeta_1$, движущуюся поступательно вместе с центром масс детали (точкой C) относительно системы координат $\xi\eta\zeta$ (рис. 2). Оси ξ_1 ,

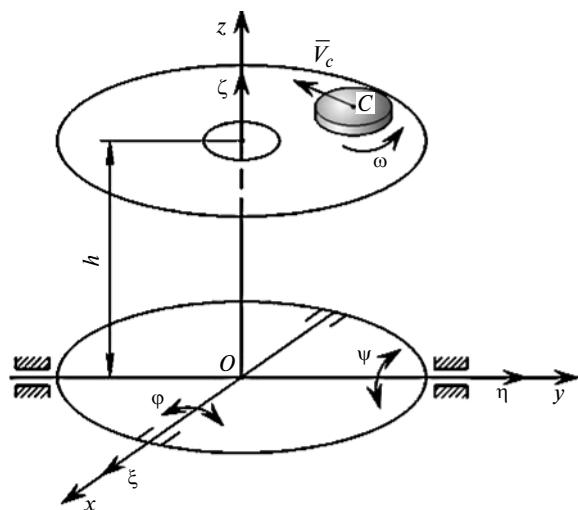


Рис. 1. Кинематическая схема вибрационного устройства

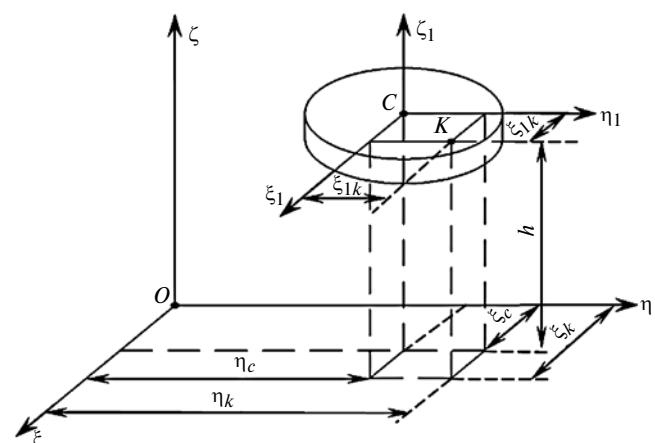


Рис. 2. Система координат $\xi_1\eta_1\zeta_1$, поступательно движущаяся относительно системы координат $\xi\eta\zeta$

η_1, ζ_1 (т. е. координаты точки C) всегда параллельны осям ξ, η, ζ .

Момент инерции детали относительно оси можно представить дифференциальным уравнением относительного вращательного движения плоской детали вокруг ее центра масс, т. е. вокруг оси ξ_1 [3]:

$$J_{\xi_1} = \frac{d\omega}{dt} = \sum_k M_{\xi_1}(\bar{F}_k), \quad (1)$$

где ω — угловая скорость относительно вращательного движения детали вокруг оси ξ_1 ; $\sum_k M_{\xi_1}(\bar{F}_k)$ — сумма моментов всех внешних сил, действующих на плоскую деталь, переносных и кориолисовых сил инерции точек детали относительно оси ξ_1 .

Для определения данной суммы моментов введем координаты произвольной точки K плоской детали в системах координат $\xi\eta\zeta$ (ξ_K, η_K, ζ_K) и $\xi_1\eta_1\zeta_1$ ($\xi_{1K}, \eta_{1K}, \zeta_{1K}$) (см. рис. 2).

Зависимости между указанными координатами имеют вид:

$$\begin{cases} \xi_K = \xi_C + \xi_{1K}; \\ \eta_K = \eta_C + \eta_{1K}; \\ \zeta_C = h; \\ \zeta_{1K} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где $\xi_{1C}, \eta_{1C}, \zeta_{1C}$ — координаты центра масс детали в системе координат $\xi\eta\zeta$; h — конструктивный параметр (см. рис. 1).

К внешним силам относятся силы тяжести $m\bar{g}$, нормальные контактные реакции \bar{N} плоскости ориентирующего диска, силы $\bar{F}_{\text{тр}}$ трения скольжения.

Нормальные контактные реакции \bar{N} параллельны оси ξ_1 , следовательно, можно записать:

$$\sum_k M_{\xi_1}(\bar{N}_k) = 0. \quad (4)$$

Суммы моментов сил тяжести, а также кориолисовых и переносных сил инерции точек детали определяют выражения [3]:

$$M_{\xi_1}(\bar{F}_K) = \xi_{1K}F_{K\eta_1} - \eta_{1K}F_{K\xi_1}, \quad (5)$$

где $F_{K\eta_1}, F_{K\xi_1}$ — проекции силы \bar{F}_K на оси соответственно ξ_1 и η_1 .

В соответствии с результатами работы [1] проекции силы тяжести точки K на осях координат ξ_1 и η_1 имеют вид:

$$F_{g\xi_1} = m_K g \sin\psi;$$

$$F_{g\eta_1} = m_K g \cos\psi \sin\phi.$$

Из формулы (5) получим сумму моментов сил тяжести точек детали:

$$\sum_k M_{\xi_1}(m_k \bar{g}) = -g \cos\psi \sum_k m_k \xi_{1k} - g \sin\psi \sum_k m_k \eta_{1k}. \quad (6)$$

Координаты центра тяжести детали (точки C) ξ_{1C}, η_{1C} в системе координат $\xi_1\eta_1\zeta_1$ определяются по формулам [3]:

$$\xi_{1C} = \frac{\sum_k m_k \xi_{1k}}{m};$$

$$\eta_{1C} = \frac{\sum_k m_k \eta_{1k}}{m},$$

где m — масса детали; m_k — масса k -й точки детали.

Следовательно, имеем:

$$\left. \begin{aligned} \sum_k m_k \xi_{1k} &= m_k \xi_{1C}; \\ \sum_k m_k \eta_{1k} &= m_k \eta_{1C}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Так как $\xi_{1C} = \eta_{1C} = 0$, то из формул (7) получим:

$$\left. \begin{aligned} \sum_k m_k \xi_{1K} &= 0; \\ \sum_k m_k \eta_{1K} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Подставив формулы (8) в выражение (6) получим:

$$\sum_k M_{\xi_1}(m_k \bar{g}) = 0. \quad (9)$$

Из выражения (5) определим суммы моментов кориолисовых сил инерции точек детали относительно оси ζ_1 . Проекции кориолисовой силы $\bar{F}_{\text{ки}K}$ инерции точки K детали на осях ξ_1 и η_1 примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \bar{F}_{\text{ки}K\xi_1} &= -2m_K \dot{\xi}_K \dot{\psi} \sin\phi; \\ \bar{F}_{\text{ки}K\eta_1} &= -2m_K \dot{\eta}_K \dot{\xi}_K \sin\phi. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

На основании формул (3) получим:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\xi}_K &= \dot{\xi}_C + \dot{\xi}_{1K}; \\ \dot{\eta}_K &= \dot{\eta}_C + \dot{\eta}_{1K}; \\ \dot{\zeta}_K &= \dot{\zeta}_C = 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Подставив формулы (10) в выражение (5) с учетом формул (11) получим:

$$\begin{aligned} \sum_k M_{\zeta_1} (\overline{F_{k,iK}}) = & 2\dot{\xi}_C \dot{\psi} \sin\phi \sum_k m_k \xi_{1K} + \\ & + 2\dot{\eta}_C \dot{\psi} \sin\phi \sum_k m_k \eta_{1K} + \\ & + 2\psi \sin\phi \sum_k m_k (\dot{\xi}_{1K} \xi_{1K} + \dot{\eta}_{1K} \eta_{1K}). \end{aligned} \quad (12)$$

Момент инерции плоской детали относительно оси ζ_1 определяется формулой [3]:

$$J_{\zeta_1} = \sum_k m_k (\xi_{1K}^2 + \eta_{1K}^2).$$

Тогда

$$\frac{d}{dt} J_{\zeta_1} = 2 \sum_k m_k (\dot{\xi}_{1K} \xi_{1K} + \dot{\eta}_{1K} \eta_{1K}). \quad (13)$$

Так как $J_{C\zeta_1} = \text{const}$, из выражения (13) получим:

$$\sum_k m_k (\dot{\xi}_{1K} \xi_{1K} + \dot{\eta}_{1K} \eta_{1K}) = 0. \quad (14)$$

С учетом формул (8) и (14) получим:

$$\sum_k M_{\zeta_1} (\overline{F_{k,iK}}) = 0. \quad (15)$$

Аналогично на основании выражения (5) с учетом результатов работы [1] моменты переносных сил $\overline{F_{i,eK}}$ инерции точек детали относительно оси ζ_1 будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \sum_k M_{\zeta_1} (\overline{F_{i,eK}}) = & J_{\zeta_1} \ddot{\psi} \sin\phi + \\ & + J_{\xi_1 \eta_1} (\dot{\psi}^2 \sin^2\phi + \dot{\phi}^2 - \dot{\psi}^2) + 2J_{\zeta_1} \dot{\phi} \dot{\psi} \cos\phi, \end{aligned} \quad (16)$$

где $J_{\xi_1 \eta_1}$ — центробежный момент инерции.

При произвольной форме плоской детали величины J_{ζ_1} и $J_{\xi_1 \eta_1}$ — переменные, что существенно затрудняет аналитическое решение данной задачи. Поэтому для оценки движения плоской детали относительно ее центра масс рассмотрим случай, когда деталь — круглая. Согласно работе [3] центробежный момент инерции $J_{\xi_1 \eta_1} = 0$, осевые моменты инерции: $J_{\zeta_1} = mR^2/4$, $J_{\xi_1} = mR^2/2$, где R — радиус детали.

Тогда выражение (16) примет вид:

$$\sum_k M_{\zeta_1} (\overline{F_{i,eK}}) = \frac{mR^2}{2} (\ddot{\psi} \sin\phi + \dot{\phi} \dot{\psi} \cos\phi). \quad (17)$$

При определении суммы моментов сил трения скольжения относительно оси ζ_1 предположим, что

контактные нормальные реакции \bar{N} распределены равномерно по контактной площади детали с ориентирующим диском. При этом результирующая нормальных реакций определяется по формуле [1]:

$$\begin{aligned} N = & m(g \cos\phi \cos\psi - \xi_C \ddot{\psi} \cos\phi - \eta_C \dot{\psi}^2 \sin\phi \cos\phi + \\ & + \eta_C \ddot{\phi} - h \dot{\psi}^2 \cos^2\phi + h \dot{\phi}^2 + 2\dot{\eta}_C \dot{\phi} - 2\dot{\xi}_C \dot{\psi} \cos\phi). \end{aligned}$$

Также принимаем во внимание, что моменты относительно оси ζ_1 создают составляющие сил трения скольжения, перпендикулярные радиусам вращения детали вокруг оси ζ_1 .

Момент сил трения скольжения относительно оси ζ_1 направлен противоположно угловой скорости ω .

Для круглой детали получим:

$$\begin{aligned} M_{\zeta_1} (F_{tpK}) = & -f \frac{\omega}{|\omega|} \frac{2}{3} R m (g \cos\phi \cos\psi - \xi_C \ddot{\psi} \cos\phi - \\ & - \eta_C \dot{\psi}^2 \sin\phi \cos\phi + \eta_C \ddot{\phi} - h \dot{\psi}^2 \cos^2\phi + h \dot{\phi}^2 + \\ & + 2\dot{\eta}_C \dot{\phi} - 2\dot{\xi}_C \dot{\psi} \cos\phi), \end{aligned} \quad (18)$$

где f — коэффициент трения скольжения.

На основании выражения (2) с учетом формул (4), (9), (15), (16) и (18) получим дифференциальное уравнение вращательного движения плоской круглой детали вокруг ее центра масс:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} = & \ddot{\psi} \sin\phi + \dot{\phi} \dot{\psi} \cos\phi - f \frac{\omega}{|\omega|} \frac{4}{3R} (g \cos\phi \cos\psi - \\ & - \xi_C \ddot{\psi} \cos\phi - \eta_C \dot{\psi}^2 \sin\phi \cos\phi + \eta_C \ddot{\phi} - h \dot{\psi}^2 \cos^2\phi + \\ & + h \dot{\phi}^2 + 2\dot{\eta}_C \dot{\phi} - 2\dot{\xi}_C \dot{\psi} \cos\phi), \end{aligned} \quad (19)$$

которое решаем совместно с дифференциальными уравнениями относительного движения центра масс, представленными в работе [1].

Дифференциальное уравнение (19) вращательного движения плоской детали вокруг центра масс

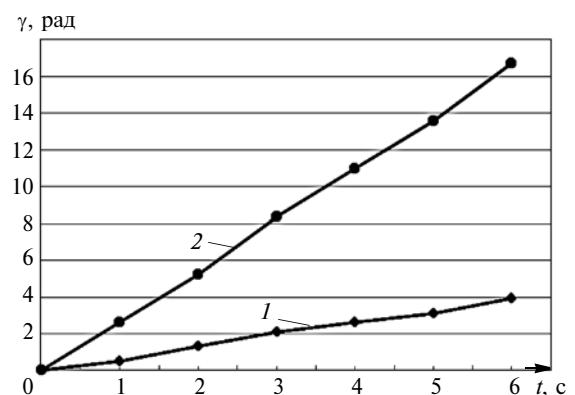


Рис. 3. Зависимости угла γ поворота плоской детали вокруг центра масс от времени t их ориентации при разных амплитудах колебаний $A = 0,07$ (1); $0,06$ (2) и круговых скоростях $\omega = 60$ (1); 53 (2) диска

УДК 67.017.001.57

И. А. ВОРОБЬЕВ, д-р техн. наук (НПП "Велес", г. Нижний Новгород), e-mail: veles-npp@yandex.ru

Влияние размера зерна структуры конструкционного материала на его механические свойства при интенсивной пластической деформации

На примере алюминиевого сплава В65 и титанового сплава ВТ16 рассматривается влияние микроструктуры и размеров зерен на интенсивность пластической деформации конструкционных материалов.

Ключевые слова: сплав, микрокристаллическая структура, напряженное состояние, плотность дислокаций, деформация, упрочнение, моделирование.

For example, B65 aluminum alloy and titanium alloy VT16 examines the influence of microstructure and grain size on the intensity of the plastic deformation of structural materials.

Keywords: alloy, microcrystalline structure, stress state, dislocation density, deformation, hardening, modeling.

Повышение прочностных и технологических характеристик конструкционных материалов остается одной из основных задач современного материаловедения. Эффективный способ ее решения — создание субмикрокристаллической (СМК) и нанокристаллической (НК) структур, получение которых наиболее перспективно путем интенсивной пластической деформации (ИПД) материала. Для ИПД чаще всего используют деформацию сдвигом

под высоким квазигидростатическим давлением (КГД). Этот способ сравнительно просто и дешево позволяет получать СМК и НК структуры высокопрочных сплавов и интерметаллидных соединений. Несмотря на значительное число работ в данной области остается открытым вопрос о влиянии природы материала и его напряженного состояния (НС), связанного с размером зерна, получаемого при ИПД, на механические свойства исследуемых материалов.

Небольшой размер зерен обуславливает большую развитость и протяженность межзеренных границ. Например, при размере зерна $d < 100$ нм до 50 % объема структуры приходится на межзераенные и межфазные границы, что увеличивает влияние поверхности на общие свойства системы при изменении свойств материала. В результате свойства нанометаллов существенно отличаются от свойств обычных поликристаллов. При наличии мелкоразмерных зерен нарушается совершенство кристаллической решетки: ее искажают дислокации и высокие внутренние напряжения. Структура границ зерен и внутренние поля напряжений, а также сегрегации приводят к упрочнению по гра-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

совместно с дифференциальными уравнениями движения центра масс, представленными в работе [1], реализованы в компьютерной программе.

Численное определение угла поворота плоской детали вокруг центра масс получено для режимов виброустройства, обеспечивающих асимптотическое приближение центра масс к центру гнезда.

На рис. 3 приведены зависимости угла ϕ_z поворота плоской детали вокруг центра масс от времени t ориентации при неизменных конструктивных параметрах виброустройства: $h = 0,04$ м; $R = 0,01$ м; $f = 0,5$; разных значениях амплитуды A и круговой частоты колебания звеньев K .

Дальнейшие действия — реализация математической модели путем численного анализа полученных результатов и разработка рекомендаций по

применению данной технологии в сборочных процессах. Для разработки технического задания на вибрационное устройство по кинематической схеме, предложенной в работе [1], необходима математическая модель динамики данного устройства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Божкова Л. В., Вартанов М. В., Мартынович Н. А. Технология вибрационной сборки плоских деталей // Вестник машиностроения. 2014. № 8. С. 61—64.
2. Божкова Л. В., Вартанов М. В., Байгулов В. В. Определение моментов приводов вибрационного ориентирующего устройства. Математическая модель динамики сборочного вибрационного устройства // Автоматизация и современные технологии. 2003. № 9. С. 3—6.
3. Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики. С-Пб.: Краснодар, 2008. 729 с.

нициам зерен [1], которое можно рассчитать по формуле Холла—Петча [2].

В поликристаллических металлах влияние среднего размера d зерна на предел σ_t текучести обычно описывается соотношением Холла—Петча:

$$\sigma_t = \sigma_0 + (K_y / \sqrt{d}), \quad (1)$$

где σ_0 — предел макроупругости; K_y — коэффициент упрочнения по границам зерен.

Установлена зависимость σ_0 и K_y от степени и скорости предварительной деформации, температуры и режима отжига, плотности дислокаций и структурного состояния, т. е. от факторов, формирующих НС материала.

В работах [3, 4] для оценки зависимости предельной деформации материала от его НС предложено выражение:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = ae^{b\Pi}. \quad (2)$$

Здесь a и b — структурные постоянные данного материала; Π — величина НС, которую определяли по формуле [5]:

$$\Pi = K_M K_t K_\sigma K_V, \quad (3)$$

где K_M , K_σ , K_t , K_V — коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие влияние соответственно поверхностных дефектов, формоизменения материала, температуры, условий эксплуатации.

Для макрокристаллических металлов в работах [3, 4] коэффициенты, приведенные в формуле (3), предложено оценивать следующими выражениями:

$$K_M = 1 + 3 \ln \left(1 + \frac{D}{4R} \right);$$

$$K_t = \frac{T_{\text{абс}}}{T_{\text{абс}} + (-T_{\text{оп}})};$$

$$K_\sigma = \sigma_{\text{в}} / \sigma_{\text{в от}};$$

$$K_V = \sigma_t / \sigma_{-1},$$

где D — диаметр образца; R — радиус надреза; $T_{\text{абс}} = -273$ °C — абсолютная температура; $T_{\text{оп}}$ — температура опыта; $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности металла после деформации или термообработки; $\sigma_{\text{в от}}$ — предел прочности металла после отжига; σ_t — предел текучести металла; σ_{-1} — предел усталости.

Напряженное состояние материала уменьшается при повышении $T_{\text{оп}}$ и увеличивается при отрицательных температурах.

Выражение (2) позволяет оценить долговечность исследуемых материалов.

На сегодняшний день существует много теоретических исследований механических свойств наноматериалов и методов их моделирования как отечественных, так и зарубежных ученых. Альтернативой исследованиям стало численное модели-

рование, позволяющее решать сложные задачи перед проведением натурных испытаний. Рассмотрим моделирование механических свойств материалов в зависимости от размера зерна.

Так как коэффициенты K_M и K_σ зависят от размера d зерна, то для нано- и микрокристаллических металлов, полученных методами ИПД, их можно определить по формулам:

$$K'_M = \frac{1}{2} \lg \left(\frac{d}{4b} + 1 \right);$$

$$K'_\sigma = \sigma_0 / \sigma_{-1},$$

где K'_M , K'_σ — коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие размер зерна и упрочнение материала; b — вектор Бюргерса, м.

Тогда величину Π материалов с СМК и НК структурами можно определить по формуле

$$\Pi = K'_M K'_\sigma K'_t K'_V.$$

Интерес к наноматериалам связан с ожидаемым влиянием размера зерна на их свойства. Границы зерен во многом определяются дефектами структуры поликристаллических металлов. Их значение в процессах деформации и разрушения можно объяснить меньшей атомной упорядоченностью и некоторой избыточностью объема структуры за счет вакансий и дислокаций. Поглощение этих дефектов границей при определенных условиях приводит к перераспределению свободных дефектов и образованию неравновесной границы. Основываясь на таком подходе, с помощью выражений (1) и (2) можно установить влияние границ зерен на свойства материалов, т. е. спрогнозировать их прочностные и пластические свойства в зависимости от размера зерна.

Для объяснения эффекта упрочнения наиболее подходят следующие модели:

1) теория барьераного эффекта Коттрела [6], согласно которой по границам зерен образуются плоские скопления дислокаций, в вершинах которых концентрируются напряжения сдвига, обеспечивающие скольжение соседних зерен;

2) деформационная модель Конрада [7], согласно которой плотность дислокаций в деформируемом поликристалле должна быть обратно пропорциональна размеру зерна;

3) модель, предложенная в работе [8], согласно которой упрочнение по границам зерен является по сути деформационным упрочнением, связанным с локализацией пластической деформации, протекающей на участке упругого напряжения, в узких зонах возле границ зерен. Локализованная деформация возникает вследствие разницы напряжений начала течения в разных зернах, что обусловлено их разной взаимной ориентацией в поликристалле. Авторы отмечают, что деформация ло-

кализуется, как правило, у границ тех зерен, возле которых из-за разности напряжений в данном и соседнем зернах имеет место концентрация напряжений.

Величину этой деформации в данной работе определяли как неупругую деформацию в микрообъеме поликристалла по формуле

$$\Delta \varepsilon_{\sigma_{-1}} = a e^{-b K'_M K_t \frac{\sigma_i \sigma_t}{\sigma_{-1}^2}},$$

где σ_i — истинное напряжение (зависит от величины зерна и механических свойств поликристалла).

Неупругая деформация $\Delta \varepsilon_{\sigma_{-1}}$ представляет собой пластическую деформацию, возникающую в нагруженном микрообъеме при напряжениях, не превышающих предел усталости, когда перемещение дислокаций механически необратимо, т. е. при разгрузке дислокации не возвращаются в исходное положение.

Предел макроупругости определяем по формуле

$$\sigma_0 = \Delta \varepsilon_{\sigma_{-1}} E,$$

где E — модуль упругости металла, МПа.

Напряжение по границам зерен при определении прочностных свойств рассчитывают по формуле Холла—Петча (1):

$$\sigma_{\text{г.з.}} = K_y / \sqrt{d}.$$

В современных летательных аппаратах широко используют крепежные изделия из алюминиевого В65 и титанового ВТ16 сплавов, которые оказывают существенное влияние на их ресурс.

Большой интерес представляет оценка влияния размера зерна указанных сплавов на их механические свойства.

Исследовали сплавы в состоянии их поставки для холодного пластического деформирования, изготовленные по действующим техническим условиям и имеющие следующие физико-механические характеристики:

сплав В65: $\sigma_b = 400$ МПа, $\sigma_t = 250$ МПа, $\delta_5 = 20\%$, $\psi = 50\%$, $\tau_{\text{ср}} = 260$ МПа, $E = 7,1 \cdot 10^{-4}$ МПа, $\sigma_i = 800$ МПа, $d = 20$ мкм, $\varepsilon_{i\text{пр}} = 0,693$, $K_y = 0,45$ МПа · м^{1/2}, $K'_M = 2,146$, $\sigma_{-1} = 137$ МПа;

сплав ВТ16: $\sigma_b = 890$ МПа, $\sigma_t = 770$ МПа, $\psi = 75\%$, $d = 20 \div 30$ мкм, $E = 1,1 \cdot 10^{-5}$ МПа, $\sigma_i = 3560$ МПа, $K'_M = 2,146$, $\sigma_{-1} = 178$ МПа, $\varepsilon_{i\text{пр}} = 1,39$, $K_y = 1,35$ МПа · м^{1/2}.

Определим для этих сплавов зависимости предельной деформации до разрушения от величины P :

для сплава В65

$$\varepsilon_{i\text{пр}} = 1,28e^{-0,31P}; \quad (4)$$

для сплава ВТ16

$$\varepsilon_{i\text{пр}} = 1,5e^{-0,035P}. \quad (5)$$

Коэффициенты a и b [см. формулу (2)] для указанных сплавов при определении НС по формулам (4) и (5) установлены на основании анализа их пластичности ψ в исходном состоянии, после деформации и после термообработки на разных режимах и определены методом средних. Данные о влиянии размера d зерна на механические свойства

Таблица 1

Влияние размера зерна на механические свойства сплавов

| d | K'_M | $\varepsilon_{i\text{пр}}$ | $\psi, \%$ | $\sigma_i, \text{МПа}$ | $\sigma_0, \text{МПа}$ | $\Delta \varepsilon_{\sigma_{-1}}$ | $\sigma_{\text{г.з.}}, \text{МПа}$ | $\sigma_t, \text{МПа}$ | K'_{σ} | $\rho'_{\text{кр}}, \text{см}^{-2}$ |
|-------------|--------|----------------------------|------------|------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------|---------------|-------------------------------------|
| В65 | | | | | | | | | | |
| 100 нм | 1,00 | 0,03 | 2,9 | 1025 | 1775,0 | $2,5 \cdot 10^{-2}$ | 1423 | 3198,0 | 12,95 | $1,17 \cdot 10^{11}$ |
| 200 нм | 1,15 | 0,097 | 9,0 | 1000 | 1065,0 | $1,5 \cdot 10^{-2}$ | 1000 | 2065,0 | 7,73 | $3,50 \cdot 10^{10}$ |
| 300 нм | 1,235 | 0,13 | 12,0 | 976 | 887,0 | $1,0 \cdot 10^{-2}$ | 818 | 1705,0 | 6,47 | $1,60 \cdot 10^{10}$ |
| 1 мкм | 1,50 | 0,28 | 25,0 | 909 | 483,0 | $6,8 \cdot 10^{-3}$ | 450 | 933,0 | 3,53 | $3,18 \cdot 10^9$ |
| 10 мкм | 2,00 | 0,63 | 47,0 | 816 | 170,0 | $2,4 \cdot 10^{-3}$ | 142 | 312,0 | 1,24 | $1,12 \cdot 10^8$ |
| 20 мкм | 2,146 | 0,74 | 52,0 | 800 | 121,0 | $1,7 \cdot 10^{-3}$ | 100 | 221,0 | 0,88 | $0,40 \cdot 10^8$ |
| 50 мкм | 2,345 | 0,80 | 55,0 | 769 | 92,3 | $1,3 \cdot 10^{-3}$ | 90 | 182,3 | 0,67 | $1,20 \cdot 10^7$ |
| ВТ16 | | | | | | | | | | |
| 100 нм | 1,00 | 0,30 | 26,0 | 3803 | 8800 | $8,0 \cdot 10^{-2}$ | 4269 | 13069 | 49,44 | $3,7 \cdot 10^{11}$ |
| 200 нм | 1,15 | 0,45 | 36,0 | 3771 | 5720 | $5,2 \cdot 10^{-2}$ | 3000 | 8720 | 32,13 | $1,2 \cdot 10^{11}$ |
| 300 нм | 1,235 | 0,56 | 43,0 | 3803 | 4400 | $4,0 \cdot 10^{-2}$ | 2454 | 6854 | 24,72 | $6,2 \cdot 10^{10}$ |
| 1 мкм | 1,50 | 0,87 | 58,0 | 3708 | 1540 | $14 \cdot 10^{-2}$ | 1350 | 2890 | 11,12 | $6,5 \cdot 10^9$ |
| 10 мкм | 2,00 | 1,20 | 69,0 | 3633 | 594 | $5,4 \cdot 10^{-3}$ | 427 | 1021 | 3,34 | $2,5 \cdot 10^8$ |
| 20 мкм | 2,146 | 1,28 | 72,0 | 3560 | 396 | $3,6 \cdot 10^{-3}$ | 300 | 696 | 2,22 | $8,4 \cdot 10^7$ |
| 50 мкм | 2,345 | 1,37 | 75,0 | 3546 | 220 | $2,0 \cdot 10^{-3}$ | 193 | 413 | 1,24 | $1,8 \cdot 10^7$ |

Таблица 2

Механические свойства материалов после ИПД (в числителе) и моделирования (в знаменателе)

| Материал | Обработка | σ_t , МПа | δ/ψ , % | d | σ_0 , МПа | Источник |
|-------------|---|------------------|---------------------|------------------|------------------|----------|
| Сплав Д16 | Нагартовка Закалка + КД (5 оборотов) + старение | 100 1040/950 | 37,0 2,0 | 30 мкм 50 нм | — 561 | [9] |
| Сталь 10 | Нагартовка РКУП, 4 прохода | 350 989/1085 | 85/50,0 8,0/34,2 | 45 мкм 300 нм | 200 540 | [10] |
| Сплав ВТ1-0 | Исходное состояние Наноструктурированное состояние | 240 1100/1083 | 23/60 6/30 | 25 мкм 100 нм | 280 583 | [11] |

Примечание: КД — кручение под давлением 6 ГПа.

сплавов приведены в табл. 1 и в виде зависимостей $\sigma_0(d)$ на рисунке. Из табл. 1 видно, что плотность дислокаций возрастает с уменьшением величины зерна. Изменение механических свойств материалов с изменением величины зерна связано с изменением плотности дислокаций, которую определим по формуле

$$\rho'_{kp} = \Delta\varepsilon_{\sigma_{-1}} / bL,$$

где ρ'_{kp} — критическая плотность дислокаций, см⁻²; b — вектор Бюргерса, см; L — длина линии скольжения, см.

Сходимость результатов влияния ИПД на механические свойства материалов с результатами расчетов по представленной модели оценим на примере исследований сплава Д16, стали 10 и сплава ВТ1-0 после ИПД и численного моделирования (табл. 2). Приведенные данные показывают, что механические свойства сплава ВТ1-0 в наноструктурном состоянии не уступают механическим свойствам сплава ВТ16 и, следовательно, он пригоден для изготовления стержневых деталей по специальной технологии.

Таким образом, результаты численного моделирования показали, что сплав В65 с размером зерна

1 мкм по прочностным свойствам не уступает сплаву ВТ16 в состоянии поставки. Прочностные свойства сплава ВТ16 с размером зерна 1 мкм более чем в 2 раза превышают прочностные свойства изделий, полученных с использованием ТМО при удовлетворительной пластичности.

Выводы

1. С уменьшением размера зерна увеличивается общее напряженное состояние материала, что приводит к уменьшению его предельной деформации (пластичности) и увеличению предела текучести.

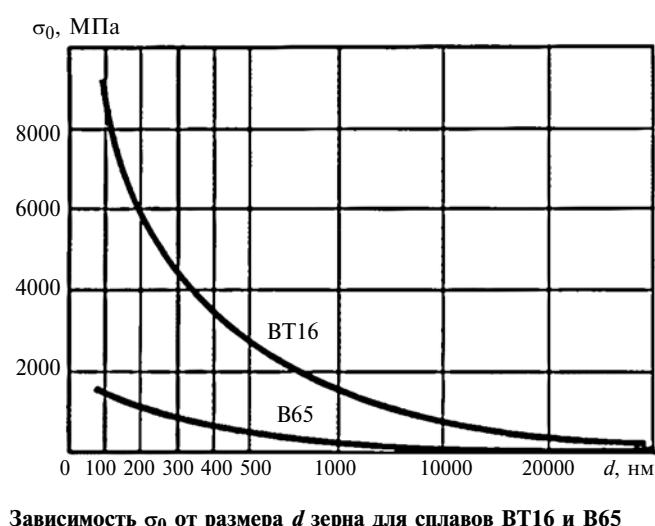
2. Оценка предельной деформации материала в функции напряженного состояния учитывает все факторы, влияющие на ресурсные характеристики изготавляемых изделий (предел выносливости, число циклов до разрушения при рабочем амплитудном напряжении и др.).

3. Разработанная модель численного определения механических свойств материалов в зависимости от размера зерна позволяет прогнозировать эти свойства до проведения испытаний.

4. Исследования показали хорошее совпадение механических свойств ряда материалов, изготовленных по технологии ИПД, с результатами, полученными расчетным путем по численной модели, разработанной для оценки механических свойств материалов в зависимости от размера зерна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Козлов Э. В., Жданов А. Н., Конева Н. А. Барьерное торможение дислокаций. Проблема Холла—Петча // Физическая мезомеханика. 2006. 9. № 3. С. 81—92.
2. Хирт Дж., Лоте И. Теория дислокаций. М.: Атомиздат, 1972. 600 с.
3. Воробьев И. А. К вопросу усталостного разрушения материалов // Изв. вузов. Черная металлургия. 1989. № 4. С. 59—63.
4. Воробьев И. А. Напряженное состояние материала при статическом и динамическом нагружении // Кузнечно-штамповочное производство. 1997. № 5. С. 7—9.
5. А. с. 1788456 СССР: МКИ Г01N 3/32. Способ оценки напряженного состояния элементов конструкций.



ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.865.001.573

А. С. ДЬЯКОВ, канд. техн. наук, Г. О. КОТИЕВ, д-р. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
М. В. ШИВИРЕВ (ООО "Международная инжиниринговая компания по разработке новой техники", г. Чебоксары),
e-mail: diakov57@list.ru

Боковое шагание транспортной машины¹

Исследована динамика бокового шагания транспортной машины, приведена его математическая модель.

Ключевые слова: транспортная машина, математическая модель, боковой шаг.

The dynamics of side stepping of a transportation vehicle is investigated, its mathematical model is presented.

Keywords: transportation vehicle, mathematical model, side step.

Обобщенным параметром, характеризующим способность внедорожных транспортных средств (одного или нескольких) прибыть в пункт назначения в заданное время, является подвижность [1], для определения которой авторы предлагают использовать боковое шагание транспортной машины. Для исследования динамики такого движения разработана пространственная математическая модель, реализованная в программном комплексе "Эйлер" инвариантного моделирования динамики систем тел.

Методы решения задач динамики механических систем на основе алгоритмов автоматического по-

строения уравнений движения широко используются при доводке и оптимизации конструкций машин и механизмов [2–7].

Модель (рис. 1, см. обложку) представляет собой несколько тел, соединенных кинематическими парами, в том числе податливыми. Каждое тело (выделены цветом) имеет шесть степеней свободы. При расчете принимаем, что на все тела действует сила тяжести. Воздействие дороги передается через шины продольной, поперечной, вертикальной силами и одним моментом, действующим относительно вертикальной оси колеса, который называют стабилизирующим моментом шины. В модели каждое колесо соединено с рамой машины двухзвенным шарниром (рис. 2, а), имеющим одну степень свободы, который допускает вращение второго звена относительно первого вокруг оси, заданной точкой крепления колеса и вектором, перпендикулярным к плоскости продольного сечения колеса. Передняя и задняя секции рамы также соединены шарниром (рис. 2, б), обеспечивающим их поворот относительно друг друга вокруг продольной оси машины. Подводимый для реализации бокового шага момент действует в направлении от передней оси машины к задней оси.

Боковой шаг осуществляется следующим образом: в шарнирном узле создается момент M (рис. 3), под действием которого задняя секция рамы пово-

¹ Работа выполнена при поддержке Правительства Российской Федерации и Министерства образования и науки РФ.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 82)

6. Коттрелл А. Х. Прерывистая текучесть. Структура и механические свойства металлов. М.: Металлургия, 1958. 267 с.

7. Конрад Г. Модель деформационного упрочнения для объяснения влияния величины зерна на напряжение течения металлов. Сверхмелкое зерно в металлах. М.: Металлургия, 1973. С. 206–219.

8. Трефилов В. И., Моисеев В. Ф., Печковский Э. П. Новая деформационная модель зернограниценного упрочнения в поликристаллических металлах // Докл. АН СССР. 1988. Т. 303. № 4. С. 869–872.

9. Добаткин С. В., Захаров В. В., Красильников Н. А. Формированиеnano- и субмикрокристаллической

структурь в алюминиевом сплаве Д16 в ходе интенсивной пластической деформации // Технология легких сплавов. 2006. № 1–2. С. 62–65.

10. Прочность и механизмы ударного разрушения наноструктурированных материалов / Г. В. Клевцов, Р. З. Валиев, Н. А. Клевцова и др. // Тр. Оренбургского ГУ. 2011. № 12. С. 345–350.

11. Микроструктура и механические свойства наноструктурированных и ультрамелкозернистых титана и циркония, сформированных методом ИПД / Ю. П. Шаркеев, А. Ю. Ерошенко, В. К. Данилов и др. // Изв. вузов. 2013. Т. 56. № 10. С. 48–52.

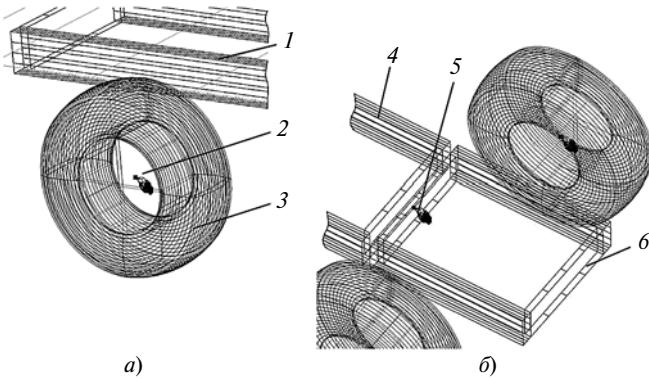


Рис. 2. Схема расположения в модели шарниров, соединяющих колесо с рамой (а) и переднюю и заднюю секции рамы (б):
1 — рама; 2 — шарнир колеса; 3 — колесо; 4 и 6 — передняя и задняя секции рамы; 5 — шарнир, соединяющий секции

рачивается вокруг одного колеса, т. е. совершается боковой шаг машины. На рис. 4 показано изменение угла γ при повороте задней секции на 180° под действием момента M , соответствующее единичному боковому шагу машины, который совершается за 6,8 с. На рис. 5 приведена зависимость изменения угловой скорости ω задней секции при ее повороте вокруг продольной оси машины от времени.

При моделировании бокового штага определяли также изменения нормальных реакций R_z колес транспортной машины (рис. 6).

Одной из особенностей моделирования бокового шагания транспортной машины является то, что модели задних колес состоят из двух подмоделей: шины и бокового контакта шины.

В расчетной модели колеса принято, что обод и кольцо брекера жестко соединены между собой. Шину по ширине и по окружности разбивают на равномерные дискретные элементы, обладающие упругими свойствами в тангенциальном и нормальном направлениях относительно опорной поверхности. Каждый элемент деформируется независимо от других. При взаимодействии внешней стороны элементов (протектора) с опорной поверхностью возникают силы трения. Опорная поверхность воздействует непосредственно на обод. При расчете учитывается взаимодействие каждого элемента протектора с опорной поверхностью.

Рассматриваемая модель расчета относится к вязкоупругим моделям ударного взаимодействия. Подмодель бокового контакта шины используют для определения нормальной силы F_n и силы трения F_{tr} в контакте. Нормальную силу можно представить в виде суммы двух составляющих:

$$F_n(d_n, \dot{d}_n) = F_U(d_n) + F_D(d_n, \dot{d}_n),$$

где $F_U(d_n)$ и $F_D(d_n, \dot{d}_n)$ — упругая и вязкая составляющие нормальной силы; d_n — проекция дефор-

мации на нормаль, скалярная положительная величина (отрицательные значения соответствуют отсутствию контакта); d_n — проекция скорости деформации на нормаль, скалярная величина (положительные значения соответствуют увеличению деформации).

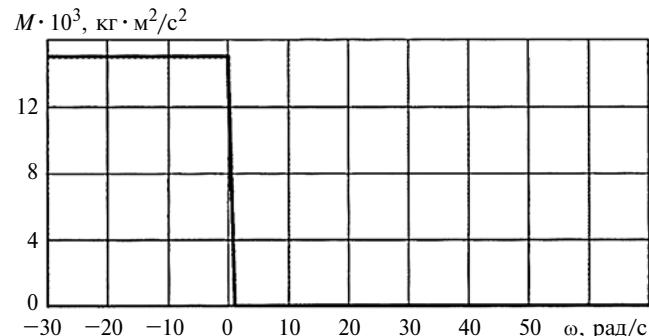


Рис. 3. Зависимость угловой скорости ω поворота задней секции машины от подводимого момента M

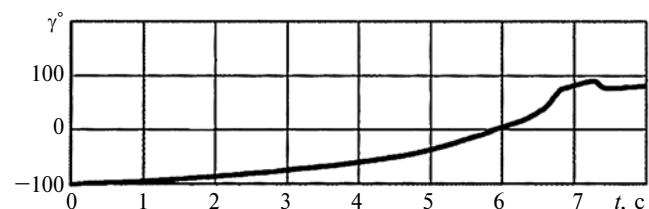


Рис. 4. Изменение угла γ поворота задней секции машины во времени t

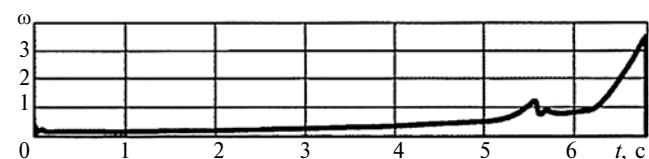


Рис. 5. Изменение угловой скорости ω поворота задней секции машины во времени t

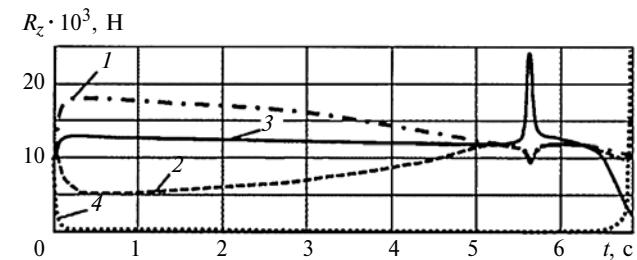


Рис. 6. Изменение нормальных реакций R_z левого (1) и правого (2) передних колес, левого (3) и правого (4) задних колес при боковом шагании машины

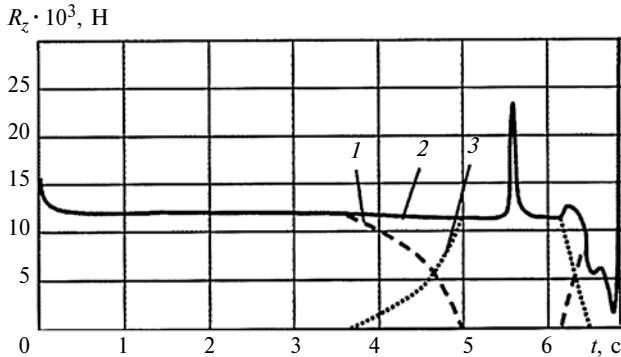


Рис. 7. Составляющие нормальной реакции R_z заднего колеса, относительно которого происходит шагание:

1 — нормальная реакция модели шины; 2 — суммарная нормальная реакция для подмоделей шины и бокового контакта шины; 3 — нормальная реакция бокового контакта шины

Силу трения в контакте представим в виде суммы двух составляющих:

$$F_{\text{тр}}(d_{\tau}, \dot{d}_{\tau}) = F_{U\tau}(d_{\tau}) + F_{D\tau}(d_{\tau}, \dot{d}_{\tau}),$$

где $F_{U\tau}$ и $F_{D\tau}$ — составляющие силы трения соответственно упругая и учитывающая сухое трение в контакте.

Для расчета нормальной контактной силы использовали модель Герца с постоянным коэффициентом k восстановления скорости:

$$F_U(d_n) = k|d_n|^{3/2} \text{sign}(d_n);$$

$$F_D(d_n, \dot{d}_n) = b \dot{d}_n |d_n|^{1/4},$$

где d_n — проекция деформации на нормаль, положительная величина.

Для расчета силы трения использовали обобщающие уравнения:

$$F_U(d_{\tau}) = k|d_{\tau}|^{3/2} d_{\tau} / |d_{\tau}|;$$

$$F_D(d_{\tau}, \dot{d}_{\tau}) = b \dot{d}_{\tau} |d_{\tau}|^{1/4},$$

где d_{τ} — проекция деформации на касательную плоскость, двумерный вектор; $d_{\tau v}$ — проекция вектора деформации d_{τ} на вектор d_{τ} .

Коэффициент k определяли исходя из задаваемой пользователем деформации и соответствующей величине силы:

$$F_U(d_U) = f_U \Rightarrow k = f_U / d_U^{3/2}.$$

Параметр b определяли из условия соблюдения установленного коэффициента восстановления скорости, который рассчитывали по формуле

$$k_B = -(v_B/v_0),$$

где v_B и v_0 — нормальные скорости до и после удара.

Коэффициент восстановления скорости находится в пределах $0 \leq k_B \leq 1$; $k_B = 0$ соответствует абсолютно пластическому удару, что недостижимо в вязкоупругой модели ударного взаимодействия; $k_B = 1$ — абсолютно упругому удару.

Эквивалентную массу m элементов, взаимодействующих с опорной поверхностью (в данном случае часть массы, приходящаяся на колесо) с массами m_1 и m_2 , определяли по формуле

$$\frac{1}{m} = \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}.$$

Таким образом, с помощью модели задних колес определяем сумму нормальных реакций в подмоделях шины и бокового контакта шины. На рис. 7 показано изменение нормальной реакции заднего колеса, относительно которого поворачивается секция транспортной машины. Это колесо — самый нагруженный элемент конструкции. Использование модели бокового контакта шины существенно уточняет модель транспортной машины с боковым шаганием, что позволяет уточнить максимальную силу, приходящуюся на элементы крепления колеса.

Разработанная модель транспортной машины с боковым шаганием на твердом основании позволяет определить нагрузки на узлы и агрегаты, а также оценить ее пространственное положение при шагании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Котович С. В. Движители специальных транспортных средств: Учеб. пос. Ч. I. М.: МАДИ (ГТУ), 2008. 161 с.
2. Computer Aided Design Software, Inc. DADS, User's Guide, 1992.
3. Mechanical Dynamics, Inc. ADAMS/Vehicle, User's Guide (Version 8.0), November 1988.
4. Бойков В. Г. Моделирование динамики механических систем в программном комплексе Euler // САПР и графика. 1998. № 1. С. 38—48.
5. Горобцов А. С. Программный комплекс моделирования пространственного движения систем твердых и упругих тел // Инженерный журнал. 2004. № 9. С. 40—43.
6. Горобцов А. С., Карцов С. К., Кушвид Р. П. Комплекс ФРУНД — инструмент исследования динамики автомобиля // Автомобильная промышленность. 2005. № 2. С. 32, 33.
7. Ефимов Г. Б., Погорелов Д. Ю. Универсальный механизм — пакет программ для моделирования динамики систем многих твердых тел. Препринт ИПМ им. М. В. Келдыша РАН № 77. М., 1993.