ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

2017 Том 18 / **12 (209)**

СОДЕРЖАНИЕ

Питание сборочных линий. Комплектация. Складирование. Упаковка

Сорокин М.Н. Метод расширения потока для решения трехпараметрической задачи комплектования 531

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Дунаев В.В., Пучков В.Н. Теория и оценка релаксации сил затяжки болтовых соединений при повышенных температурах (часть 2) 536

Березин С.Я., Карпов А.Р. Динамическая устойчивость шпилечных соединений с волнистым резьбовым профилем 540

Трение и смазка в машинах и механизмах

Буракова М.А., Колесников И.В., Мелешко О.И., Шведов А.Ю. Повышение качества работ по виброуплотнению балласта 545

Емельянов С.Г., Селезнев Ю.Н., Губанов В.С., Кочергин В.С., Хомутов Р.Н. Исследование температуры рабочей зоны при протягивании фасонных отверстий 550

Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О., Гармонина А.Н. Расчетная модель упорного подшипника с податливой опорной поверхностью 554

Меделяев И.А. Подбор металлических антифрикционных материалов для трибосопряжений технических систем 559

Чернов Л.К., Полетаев В.А. Повышение эффективности магнитной галтовки 565

В помощь конструктору, технологу

Можегова Ю.Н. Программное обеспечение для оценки функционирования элементов коробки скоростей металлорежущих станков 571

Ярошик Д.В., Кристаль М.Г. Особенности интеграции Microsoft Excel с Esteco ModeFrontier при моделировании тепловых расчетов гидроакустических приборов 574

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — **84967**) или непосредственно в издательстве

Тел.: 8 (499) 269-54-98

E-mail: sborka@mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета

В.И. КОЛЕСНИКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н.
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.
А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф.
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.
Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н.
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД

Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, акад. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

В.Г. КАРАБАНЬ, к.т.н., доц.
М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, акад. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ

С.В. ДМИТРИЕВ, д.т.н.
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ, к.т.н.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК

В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

ПЕРМЬ

С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н.
В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.

РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

САМАРА

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.
М.А. ЕВДОКИМОВ, д.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф.

ТОМСК

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н.
В.Е. ПАНИН, акад. РАН

ТУЛА

А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф.
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРе. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2017

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

2017 Vol. 18 **12 (209)**

CONTENTS

Feeding of assembly lines. Packaging arrangement. Stocking. Packing

Sorokin M.N. Method of expansion of a stream for the solution of three-parametrical problems of matching 531

Quality assurance. Testing. Monitoring

Dunaev V.V., Puchkov V.N. Theory and estimation of forces relaxation of the bolt tightening at the elevate temperatures (part 2) 536

Berezin S.Ya., Karpov A.R. Dynamic stability of stud joints with wavy threaded profile 540

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Burakova M.A., Kolesnikov I.V., Meleshko O.I., Swedov A.Yu. Improving the quality of workvibrocompaction ballast 545

Emelyanov S.G., Seleznev Yu.N., Gubanov V.S., Kochergin V.S., Khomutov R.N. Study of temperature of working area when pulling shaped holes . . 550

Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Garmonina A.N. Calculation model of the thrust bearing with a pliable support surface 554

Medeljaev I.A. Choosing the right metal antifriction materials for tribological joints technical systems 559

Chernov L.K., Poletaev V.A. Improving the efficiency of the magnetic tumbling . . 565

Industrial and design engineer's aid

Mozhegova Yu.N. Software for the evaluation of the functioning of the elements gearbox machine tool 571

Yaroshik D.V., Kristal M.G. Features of integration Microsoft Excel with Esteco ModeFrontier in modeling of thermal calculations of hydroacoustic devices 574

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — **84967**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: 8 (499) 269-54-98
http://www. mashin.ru E-mail: sborka@machin.ru
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
V.I. KOLESNIKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV (Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
Yu.G. KOZYREV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
E.A. MIKRIN
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

BELGOROD
N.A. PELIPENKO

BRIANSK
O.A. GORLENKO

VLADIVOSTOK
Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD
V.G. KARABAN'
M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK
V.M. TRUKHANOV

IZHEVSK
I.V. ABRAMOV
V.G. OSETROV
B.A. YAKIMOVICH

KAZAN
R.I. ADGAMOV

KOVROV
Yu.Z. ZHITNIKOV

KOMSOMOLSK-ON-AMUR
B.N. MARJIN
A.M. SHPILEV

NABEREZHNYE CHELNY
S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV

NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV

OMSK
V.N. KOSTYUKOV

OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

ORENBURG
A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT

PERM
S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON
A.A. RYZHKIN

RYBINSK
V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV

SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV

SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA

TOMSK
A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN

TULA
A.A. MALIKOV
V.V. PREYS

KHABAROVSK
V.I. SCHPORT

Belarus

MINSK
V.L. BASINJUK
M.L KHEIFETZ

GOMEL
V.E. STARZHINSKI

Ukraine

KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO

DONETSK
A.N. MIKHAILOV

Poland

P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

Executive editors of current issue:
E.M. NUZHDINA, I.M. GLIKMAN

The journal is registered by ROSKOMNADZOR.
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2017

УДК 621.717

М.Н. Сорокин, *д-р техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: sorokin-mn@mail.ru

Метод расширения потока для решения трехпараметрической задачи комплектования

Предложен метод решения трехпараметрической задачи комплектования, основанный на применении методов расширения потока в транспортной сети комплектования и полного целенаправленного суммирования.

The method of the solution of a three-parametrical problem of matching is offered. The method is based on application of a method of expansion of a stream in transport network of completing and application of a method of full purposeful summation.

Ключевые слова: селективная сборка, комплектование, метод расширения потока, трехпараметрическая задача комплектования, целенаправленное суммирование.

Keywords: selective assembling, matching, method of expansion of a stream, three-parametrical problem of matching, purposeful summation.

В настоящее время в машиностроении, приборостроении, электронной промышленности существует необходимость применения селективной сборки изделий типа "подшипник". Однако эта потребность не реализуется из-за отсутствия методов решения трехпараметрической задачи комплектования.

Трехпараметрическая задача комплектования может быть представлена как задача Монжа—Канторовича или как задача целенаправленного суммирования случайных величин [1, 2]. Постановка трехпараметрической задачи комплектования как задачи целенаправленного суммирования более адекватно отражает физическую сущность задачи комплектования [2].

При любой из постановок задачу комплектования при ее дискретизации можно рассматривать либо как задачу целочисленного линейного программирования, либо определения максимального потока в транспортной сети комплектования, построенной на четырехдольном графе.

Задача комплектования при ее рассмотрении как задачи целочисленного линейного программирования обладает "проклятием размерности" и имеет большое число переменных и ограничений. Поэтому существующие в настоящее время методы ее решения — неэффективны.

Решение задачи комплектования как транспортной задачи — определение максимального потока в транспортной сети комплектования, удовлетворяющего требованию минимального поля допуска параметра сопряжения.

Под решением трехпараметрической задачи комплектования понимают совокупность путей комплектования и количества сборочных комплектов на них, обеспечивающих полную собираемость изделий и минимальное поле допуска параметра сопряжения. Необходимо в транспортной сети комплектования построить поток, удовлетворяющий указанным выше требованиям. В работе [3] дано решение трехпараметрической задачи комплектования, если существует задел для одной из деталей.

Введем необходимые определения и обозначения. Поля допусков сопрягаемых параметров и параметра сопряжения рассмотрим в относительной, нормированной системе полей допусков, значения сопрягаемых параметров и параметра сопряжения — в числовых индексах.

Пусть значения сопрягаемого параметра x_i $\left(i = \overline{1, 3}\right)$ определены на поле допуска δx_i сопрягаемого параметра, $\delta x_i = [-1, +1]$. Значения параметра сопряжения y определены на поле допуска δy параметра сопряжения, $\delta y = [-3, +3]$. Разобьем

поле допуска δx_i сопрягаемого параметра x_i на нечетное число $2n + 1$ селективных интервалов длиной $\delta = \frac{2}{2n+1}$, а поле допуска δy — на $6n + 1$ селективных интервалов длиной δ.

Обозначим числовым индексом j_i номер селективного интервала сопрягаемого параметра x_i, $j_i = \overline{-n, +n}$, а числовым индексом j — номер селективного интервала параметра сопряжения y, $j = \overline{-3n, +3n}$.

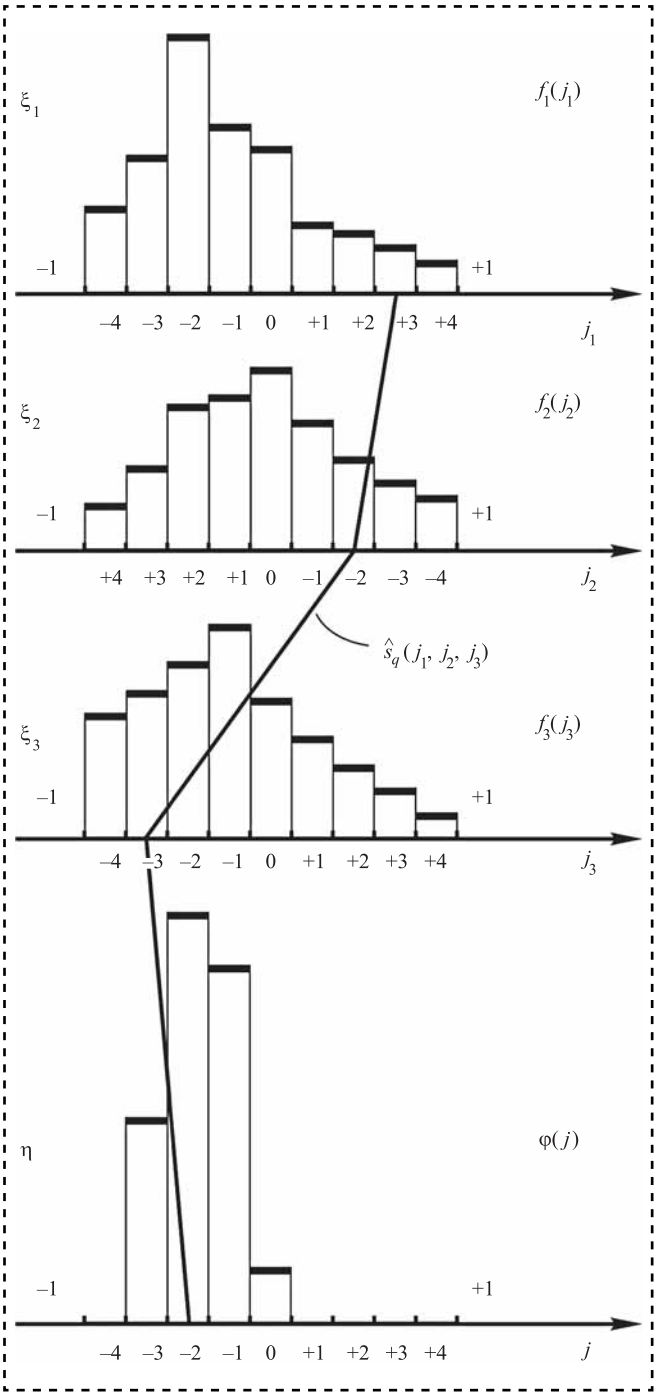


Рис. 1. Схема комплектования деталей

Под числовыми индексами j_i, j будем понимать, в зависимости от контекста, значения параметров x_i и y для соответствующих селективных интервалов.

Пусть $f_i(j_i)$, $\varphi(j)$ — относительное количество деталей i-го вида в j_i-й селективной группе и относительное количество сборочных комплектов в j-й селективной группе. Под величинами $f_i(j_i)$, $\varphi(j)$ будем также понимать, в зависимости от контекста, и количество деталей, и количество сборочных комплектов в соответствующих селективных группах.

Пусть уравнение сопряжения, выраженное в числовых индексах, имеет вид:

$$j = j_1 + j_2 + j_3.$$

Уравнение сопряжения может иметь и другой вид, однако это не влияет на предлагаемый метод решения трехпараметрической задачи комплектования.

На рис. 1 дано графическое представление трехпараметрической задачи комплектования, а на рис. 2 показана транспортная сеть комплектования, построенная на четырехдольном графе. Поле допуска сопрягаемых параметров разбито на девять селективных интервалов.

Метод решения трехпараметрической задачи комплектования состоит из двух этапов.

На первом этапе строим случайную величину $\overline{\xi}_3$ как целенаправленную сумму случайных величин ξ_1 и ξ_2. Построенную функцию распределения $\overline{f}_3(\overline{j}_3)$ случайной величины $\overline{\xi}_3$ назовем функцией согласования.

На втором этапе строим случайную величину η как целенаправленную сумму случайных величин $\overline{\xi}_3$ и ξ_3 методом полного целенаправленного суммирования. В результате получаем

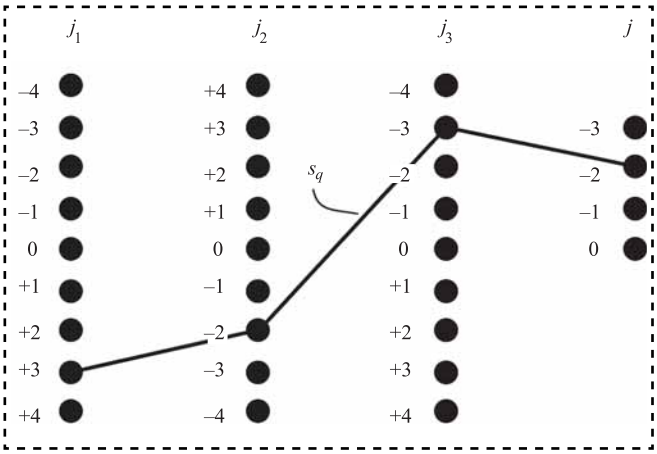


Рис. 2. Транспортная сеть комплектования в виде 4-дольного графа

решение трехпараметрической задачи комплектования в виде путей комплектования $s_q(j_1, j_2, j_3)$ и количества сборочных комплектов на них $p_q(j_1, j_2, j_3)$, а также функцию распределения $\varphi(j)$ параметра сопряжения случайной величины η, принимающую значения в числовых индексах, и область ее значений, что определяет поле допуска параметра сопряжения (см. рис. 1).

Первый этап

В настоящее время нет прямого метода построения случайной величины $\bar{\xi}_3$ как целенаправленной суммы случайных величин ξ_1 и ξ_2 при ограничениях на функцию распределения $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$. Поэтому для построения функции распределения $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$ разобьем 1-й этап на два шага. Реализация шагов при рассмотрении метода решения трехпараметрической задачи комплектования представлена на рис. 3.

На первом шаге 1-го этапа строим случайную величину $\hat{\xi}_3$ с функцией распределения $\hat{f}_3(\bar{j}_3)$ как целенаправленную сумму случайных величин ξ_1 и ξ_2 методом полного целенаправленного суммирования (рис. 3, *а*).

Функция распределения $\hat{f}_3(\bar{j}_3)$ определяет количество сборочных комплектов $\hat{p}_k(j_1, j_2)$, состоящих из деталей 1-го и 2-го видов и выбранных из селективных групп с номерами j_1 и j_2 случайных величин ξ_1 и ξ_2. Сборочные комплекты $\hat{p}_k(j_1, j_2)$ определены на путях комплектования $\hat{s}_k(j_1, j_2)$. Область определения функции распределения $\hat{f}_3(\bar{j}_3)$, выраженная в числовых индексах, минимальна. Совокупность путей комплектования $\hat{s}_k(j_1, j_2)$ и количество сборочных комплектов $\hat{p}_k(j_1, j_2)$ на них определяют поток V_k в части транспортной сети комплектования, определяемой долями графа с числовыми индексами j_1 и j_2 (рис. 3, *б*). Поток V_k формирует случайную величину $\hat{\xi}_3$:

$$V_k = \left\{\hat{s}_k(j_1, j_2),\ \hat{p}_k(j_1, j_2)\right\},\ l = \overline{1, N_1}.$$

Случайная величина $\hat{\xi}_3$ принимает значения $\bar{j}_3$:

$$\bar{j}_3 = j_1 + j_2,$$

а функция распределения $\hat{f}_3(\bar{j}_3)$:

$$\hat{f}_3(\bar{j}_3) = \sum_{\bar{j}_3 = j_1 + j_2} \hat{p}_k(j_1, j_2).$$

Ключевой момент второго шага 1-го этапа — выбор и построение функции согласования $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$ (рис. 3, *в*).

Эта функция согласования строится за счет перераспределения потока V_k в поток V_m, который определит эту функцию [4]. Алгоритм перераспределения потока необязательно формирует выбранную функцию согласования $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$. Построенная функция согласования $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$ должна удовлетворять условиям:

— областью определения случайной величины $\bar{\xi}_3$ должен быть отрезок, длина которого равна длине отрезка, определяющего область определения случайной величины ξ_3;

— для новых путей комплектования, определяющих случайную величину $\bar{\xi}_3$ и, следовательно, функцию согласования $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$, должно выполняться условие

$$\bar{j}_3 = -(j_1 + j_2);$$

— случайная величина η, построенная как целенаправленная сумма случайных величин $\bar{\xi}_3$ и ξ_3 методом полного целенаправленного суммирования, должна иметь минимальную область определения.

В результате построения случайной величины $\bar{\xi}_3$ получим новые пути комплектования $\bar{s}_m(j_1, j_2, \bar{j}_3)$ и новое количество сборочных комплектов на них $\bar{p}_m(j_1, j_2)$, причем $\bar{j}_3 = -(j_1 + j_2)$.

Совокупность путей комплектования $\bar{s}_m(j_1, j_2, \bar{j}_3)$ и количество сборочных комплектов на них $\bar{p}_m(j_1, j_2)$ определит новый поток V_m (рис. 3, *г*), построенный на долях графа с числовыми индексами j_1 и j_2.

Этот поток V_m формирует случайную величину $\bar{\xi}_3$:

$$V_m = \bar{s}_m(j_1, j_2, \bar{j}_3),\ \bar{p}_m(j_1, j_2),\ l = \overline{1, N_2}.$$

Случайная величина $\bar{\xi}_3$ принимает значения $\bar{j}_3$:

$$\bar{j}_3 = -(j_1 + j_2),$$

а функция распределения $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$:

$$\bar{f}_3(\bar{j}_3) = \sum_{\bar{j}_3 = -(j_1 + j_2)} \bar{p}_m(j_1, j_2).$$

Второй этап

На первом шаге 2-го этапа строим случайную величину η как целенаправленную сумму случайных величин $\bar{\xi}_3$ и ξ_3 методом полного целенаправленного суммирования (рис. 3, *д*).

Получим совокупность путей комплектования $s_t(\bar{j}_3, j_3)$ и количество сборочных комплектов на них $p_t(\bar{j}_3, j_3)$, $\bar{j}_3 = -(j_1 + j_2)$, которая определит построенный поток V_t (рис. 3, *е*).

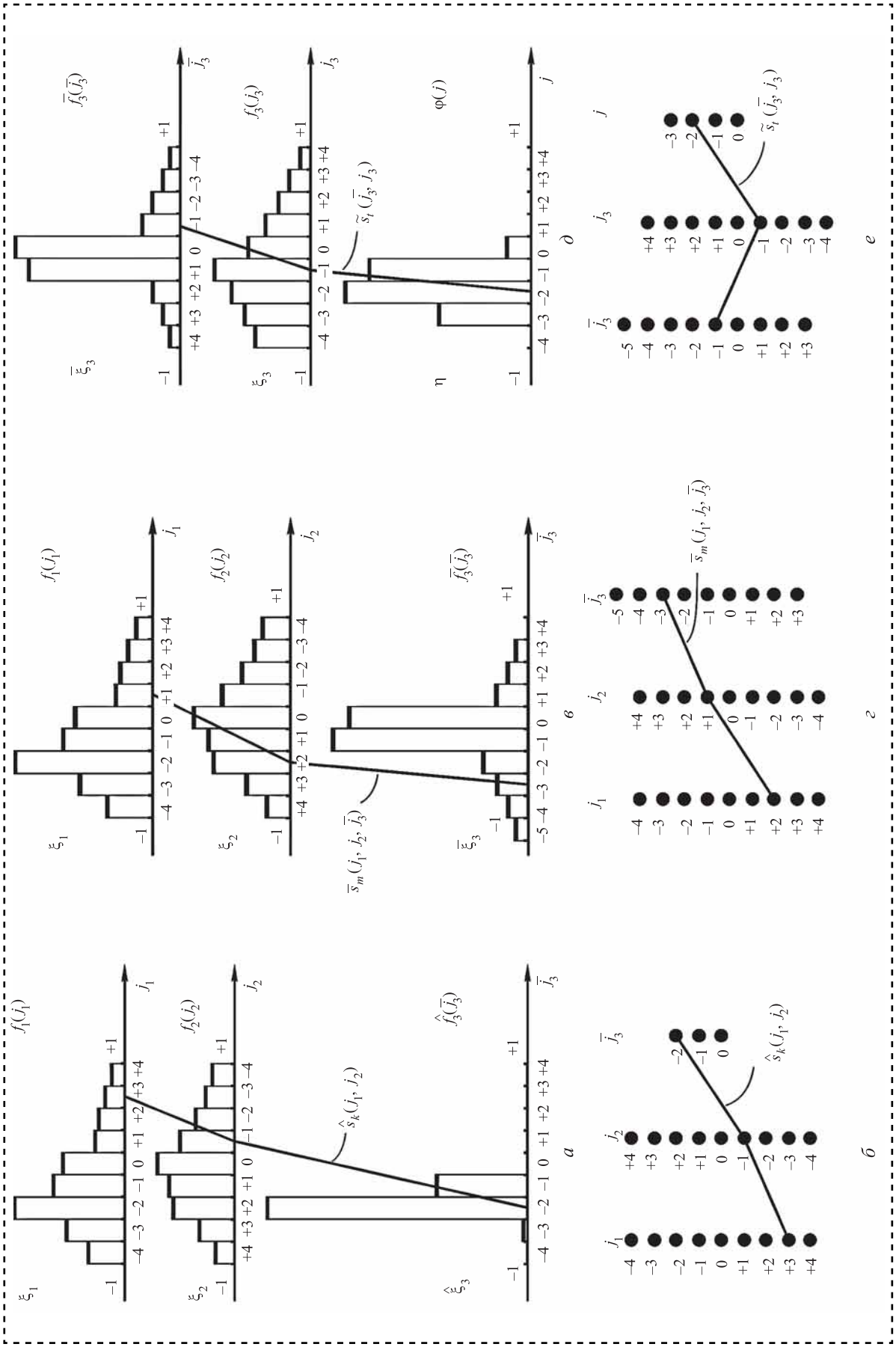


Рис. 3. Схема комплектования деталей 1-го и 2-го видов:
а — построение функции распределения $\hat{f}_3(\bar{j}_3)$; *б* — 3-дольный граф с индексами долей графа j_1, j_2 и $\bar{j}_3$ при построении функции распределения $\hat{f}_3(\bar{j}_3)$; *в* — построение функции распределения $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$; *г* — 3-дольный граф с индексами долей графа j_1, j_2 и $\bar{j}_3$ при построении функции распределения $\bar{f}_3(\bar{j}_3)$; *д* — пополнение деталями 3-го вида и построение функции распределения $\varphi(j)$; *е* — 3-дольный граф с индексами долей графа j_1, j_2 и $\bar{j}_3$ при построении функции распределения $\varphi(j)$ с деталями трех видов

Поток V_t определяется долями графа с числовыми индексами $\overline{j}_3$ и j_3:

$$V_t = \tilde{s}_t\left(\overline{j}_3,\ j_3\right),\ \ \tilde{p}_t\left(j_1,\ j_2,\ j_3\right),\ \ r = \overline{1,\ N_3}.$$

Случайная величина η принимает значения j:

$$j = \overline{j}_3 + j_3,$$

а функция распределения φ(j):

$$\varphi(j) = \sum_{j=\overline{j}_3+j_3} \tilde{p}_t\left(j_1,\ j_2,\ j_3\right).$$

На втором шаге 2-го этапа потоки V_m и V_t можно объединить, если исключить числовой индекс $\overline{j}_3$ из числовых индексов, определяющих пути комплектования и количество сборочных комплектов на этих путях (см. рис. 1):

$$V = s_q\left(j_1,\ j_2,\ j_3\right),\ \ p_q\left(j_1,\ j_2,\ j_3\right),\ \ q = \overline{1,\ N}. \quad (1)$$

Поток V сформирует окончательно случайную величину η.

Случайная величина η принимает значения j:

$$j = j_1 + j_2 + j_3, \quad (2)$$

а функция распределения φ(j):

$$\varphi(j) = \sum_{j=j_1+j_2+j_3} p_q\left(j_1,\ j_2,\ j_3\right),\ \ q = \overline{1,\ N}. \quad (3)$$

В селективную группу с номером $\overline{j}_3$ случайной величины $\overline{\xi}_3$ входит несколько путей комплектования из потока V_m с соответствующими сборочными комплектами на них. Эти пути комплектования найдут свое продолжение на путях комплектования $\tilde{s}_t\left(\overline{j}_3,\ j_3\right)$, а сборочные комплекты пополнятся деталями 3-го вида. В результате будет образован полный сборочный комплект, т.е. получено решение трехпараметрической задачи комплектования — выражения (1), (2) и (3).

Данный метод решения трехпараметрической задачи комплектования назовем методом расширения потока. Решение определяет:

— полную собираемость деталей;

— минимально возможное, определяемое построением функции распределения $\overline{f}_3\left(\overline{j}_3\right)$, поле допуска параметра сопряжения.

Полная собираемость изделий обеспечивается на первом шаге 1-го этапа за счет применения метода полного целенаправленного суммирования. На последующих шагах метода расширения потока полная собираемость изделий сохраняется.

Точность решения трехпараметрической задачи комплектования определяется на втором шаге 1-го этапа выбором и построением функции согласования и за счет реализации метода перераспределения потока в виде алгоритма. Точность решения трехпараметрической задачи комплектования зависит от квалификации разработчика, знания свойств и особенностей задачи комплектования. Поэтому важной задачей является разработка теоретических основ метода расширения потока в плане перераспределения потока, что позволит получить минимальное значение поля допуска параметра сопряжения.

Предложенный метод решения трехпараметрической задачи комплектования — эвристический. Однако он эффективный, чему способствует применение метода полного целенаправленного суммирования на втором шаге 2-го этапа.

Если выбрать случайные величины ξ_i нормированными из совокупности усеченных нормальных случайных величин $N(0,\ \sigma^2)$, $1/3 \leqslant \sigma \leqslant 1$, распределенных на отрезке [−1, +1], то получим полную собираемость изделий, и для путей комплектования будет выполняться условие $j_1 + j_2 + j_3 = 0$.

Выводы

1. Предложен метод решения трехпараметрической задачи комплектования (метод расширения потока).

2. Метод решения трехпараметрической задачи комплектования содержит в себе метод полного целенаправленного суммирования двух случайных величин и метод перераспределения потока в транспортной сети комплектования.

3. Предложенный метод решения трехпараметрической задачи комплектования — эвристический и обеспечивает полную собираемость изделий.

4. Точность метода определяется выбором и построением функции согласования, что зависит от знания физической природы и свойств трехпараметрической задачи комплектования, а также от реализации алгоритма перераспределения потока.

5. Необходимо разработать научные основы выбора и построения функции согласования, что и обеспечит получение минимального поля допуска параметра сопряжения.

Библиографический список

1. **Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А., Урманова Д.И** Математическая постановка задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 3. С. 40—43.

2. **Сорокин М.Н.** Целенаправленное суммирование случайных величин. Планирование и оценка результатов эксперимента // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. М.: МВТУ, 1981. № 347. С. 43—52.

3. **Сорокин М.Н., Кулешов В.И., Ануров Ю.Н.** Комплектование подшипников качения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 2. С. 18—23.

4. **Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А.** Метод перераспределения потока для решения задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 9. С. 7—13.

УДК 539.4+539.2

В.В. Дунаев, *канд. техн. наук (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана),*
В.Н. Пучков, *канд. техн. наук (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН)*
E-mail: puchkov.v.n@bk.ru

Теория и оценка релаксации сил затяжки болтовых соединений при повышенных температурах (часть 2)

Получены графики изменения сил затяжки при различных состояниях соединения — затяжка, нагрев, выдержка при повышенной температуре, охлаждение и отвинчивание гайки. Даны рекомендации по повышению релаксационной стойкости болтовых соединений.

Obtained graphs of a change of tightening force in the various states of connection — tightening, heating the extract at an elevated temperature, cooling and unscrewing the nut. Recommendations to improve the relaxation resistance of bolted connections.

Ключевые слова: релаксация сил затяжки, деформация элементов соединения, податливость болта и соединяемых деталей, тензорезистор, шероховатость поверхностей, смазочные материалы, качество поверхности.

Keywords: relaxation of tightening force, deformation of the connection, diagram of forces in a tightened connection, yielding of the bolt and the connected parts, tenzoresistor, solid lubricants, tribological characteristics of materials, roughness of surfaces.

Исследованы изменения средних сил в болтах из стали 16ХСН при релаксации напряжений после выдержки в течение 500 ч при температурах 50, 100 и 175 °С и различных уровнях начальной затяжки (рис. 1). В целях исключения дополнительных термических напряжений все элементы соединения изготовлены из стали 16ХСН и 30ХГСА.

С увеличением начальной затяжки $Q_{зат.0}$ остаточная сила затяжки возрастает. При температурах 50 и 100 °С "потеря" силы затяжки практически одинакова и составляет (7...8,2) % от $Q_{зат.0}$. С увеличением температуры термостатирования величина потерянного натяга существенно возрастает.

Релаксационные кривые для соединений с болтами из стали 16ХСН и сплава ВТ16 при различных материалах шайб приведены на рис. 2.

Остаточные силы затяжки с втулками из сплава АК4-1Т1 в соединениях с болтами из сплава ВТ-16 при одинаковых температурах термостатирования значительно выше, чем с болтами из стали 16ХСН. Для соединений с шайбами из стали 30ХГСА остаточная сила затяжки болтов

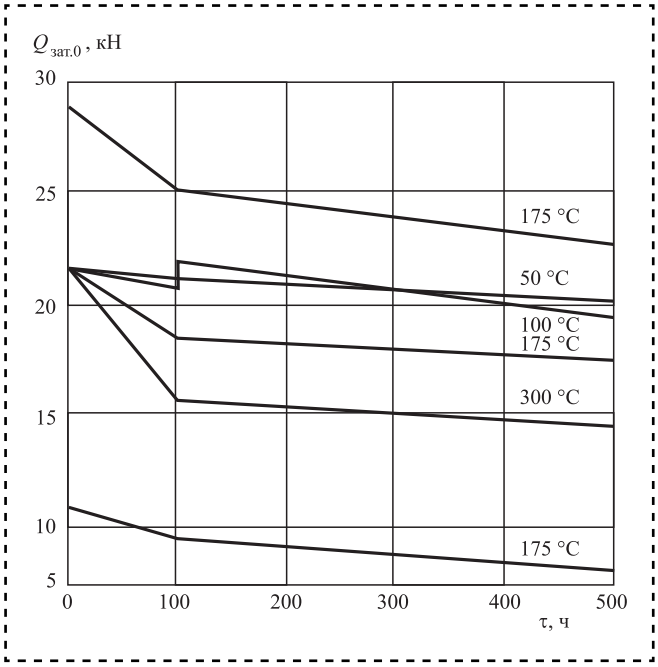


Рис. 1. Изменение сил в болтах М8-6е при релаксации напряжений в соединениях: болт и гайка из стали 16ХСН; шайба и втулка из стали 30ХГСА

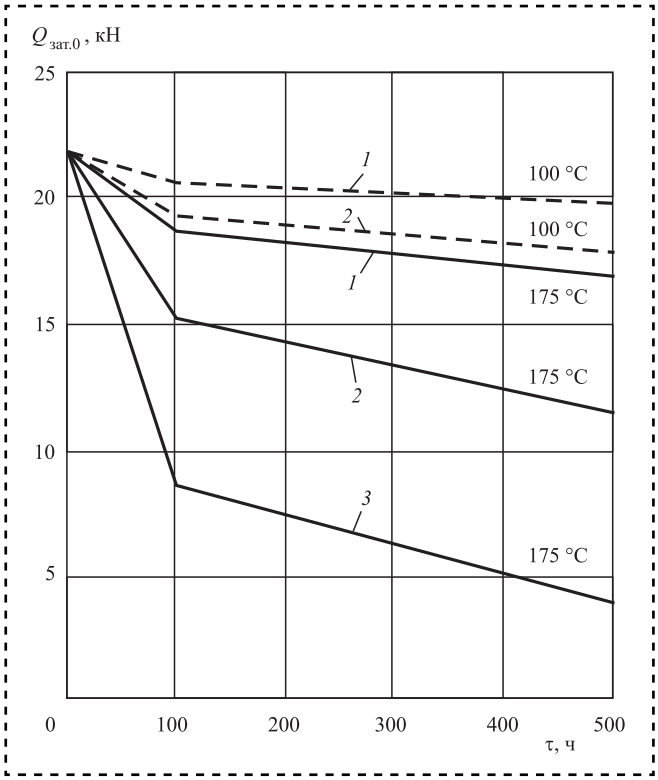


Рис. 2. Изменение сил в болтах М8-6е при релаксации напряжений в соединениях:
1 — болт и гайка из ВТ16, шайба из 30ХГСА; *2* — болт и гайка из 16ХСН, шайба из 30ХГСА; *3* — болт и гайка из 16ХСН, шайба из Д16АТ; втулка из АК4-1Т1

из сплава ВТ16 при температурах термостатирования 100 °С на 12 %, а при 175 °С на 37 % (кривые *1* и *2*) больше, чем в соединениях с болтами из стали 16ХСН. В соединениях с шайбой из сплава Д16АТ и болтом из стали 16ХСН (кривая *3*) остаточная сила при 175 °С в 3,2 раза ниже, чем в соединениях с шайбой из стали 30ХГСА (кривая *2*) и составляет 17 % от начальной силы затяжки.

Целесообразно применение процесса шлифования опорных поверхностей шайб для повышения релаксационной стойкости соединений. Степень снижения сил затяжки болтов обусловлена разной шероховатостью опорных поверхностей в зависимости от способа изготовления (табл. 1).

Таблица 1

Влияние технологии изготовления шайб из стали 30ХГСА на уменьшение силы затяжки

Способ изготовления опорной поверхности	Степень снижения силы затяжки болта $\Delta Q_{зат}$, %
Шлифование	13,1
Обжатие	19,0
Штамповка	22,8

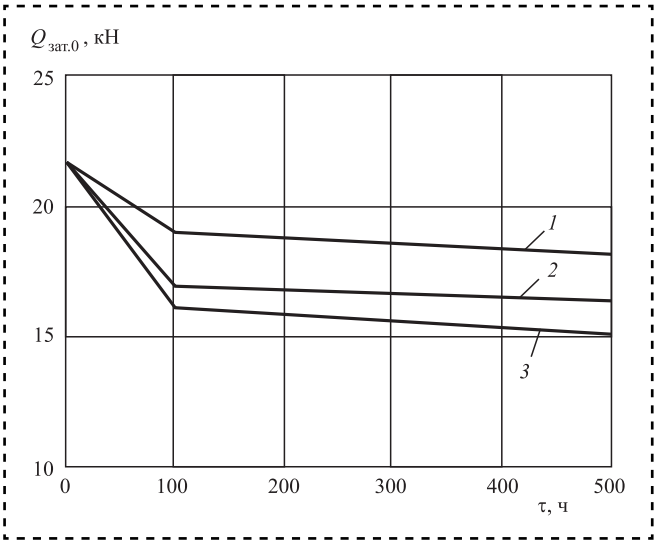


Рис. 3. Изменение сил в болтах М8-6е из стали 16ХСН при релаксации напряжений при *t* = 100 °С в соединениях с втулками из Д16АТ и шайбами:
1 — из стали 30ХГСА; *2* — из сплава Д16АТ; *3* — из Ст3

На рис. 4 и 5 показаны изменения сил затяжки болтов из стали 16ХСН и сплава ВТ16 в соединениях со втулками из различных материалов при 100 и 175 °С. Наиболее значительное уменьшение сил затяжки наблюдали в соединениях с болтами из стали 16ХСН и втулкой из сплава АК4-1Т1.

Неравномерность передачи сил затяжки к поверхности соединяемых деталей возникает вследствие перекоса опорных поверхностей головки болта или гайки.

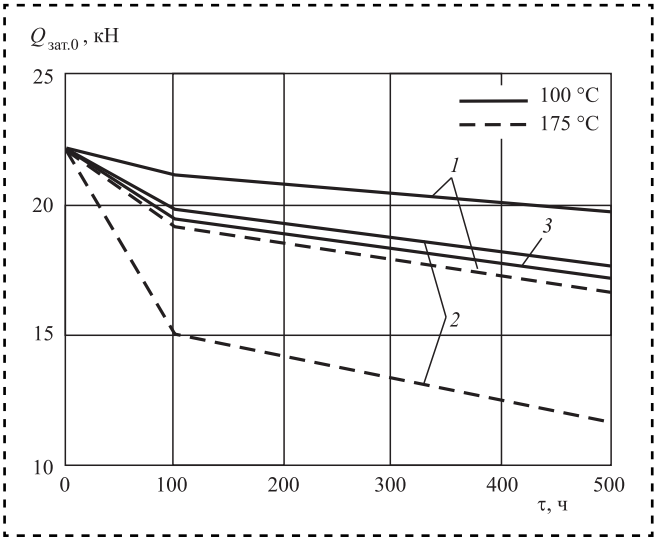


Рис. 4. Изменение сил в болтах М8-6е из стали 16ХСН при релаксации напряжений в соединениях с шайбами из стали 30ХГСА и втулками:
1 — из стали 30ХГСА; *2* — из сплава АК4-1Т1; *3* — из сплава Д16АТ

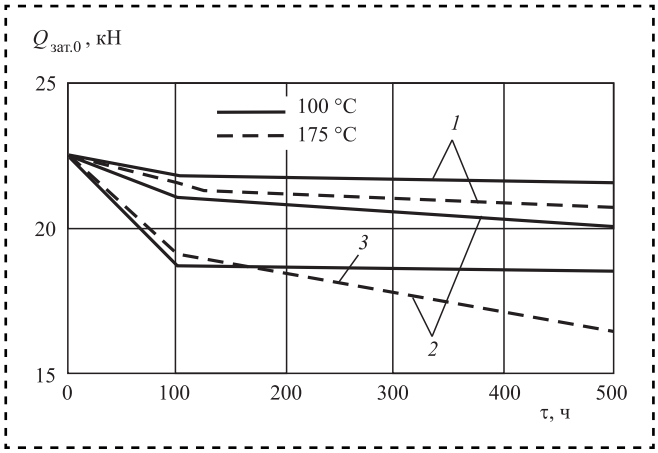


Рис. 5. Изменение сил в болтах М8-6е из титанового сплава ВТ16 при релаксации напряжений в соединениях со втулками:
1 — из сплава ВТ3-1 (без шайбы); *2* — из сплава АК4-1Т1 (шайба из 30ХГСА); *3* — из сплава Д16АТ (шайба из 30ХГСА)

Перекосы опорных поверхностей болта и гайки относительно оси резьбы, задаваемые в виде торцевого биения, не должны превышать, согласно отраслевым техническим условиям, 0,01 диаметра опорной поверхности головки болта и гайки. Это соответствует углу перекоса около 35′, причем фактический перекос может составлять 2°.

Для установления влияния перекоса опорной части болтов и гаек на релаксационную стойкость соединений проведены эксперименты с болтами и гайками из стали 16ХСН при температуре 100 °С в течение 500 ч при перекосах 35′ и 10′ при исправленном перекосе стандартных болтов и гаек.

При угле перекоса опорной поверхности стандартной гайки 35′ сила затяжки снижается на 30 %, а при угле 10′ — на 20 %. Сила затяжки при угле перекоса опорной поверхности болта 35′ снижается на 16 %, а при угле 10′ — на 11 %.

Перекос опорной поверхности гайки приводит к большему снижению сил затяжки по сравнению с перекосом головки болта, так как при наличии зазора по среднему диаметру резьбы (посадка 5Н6Н/6е) гайка в начальный момент затяжки повернется на некоторый угол [1]. При

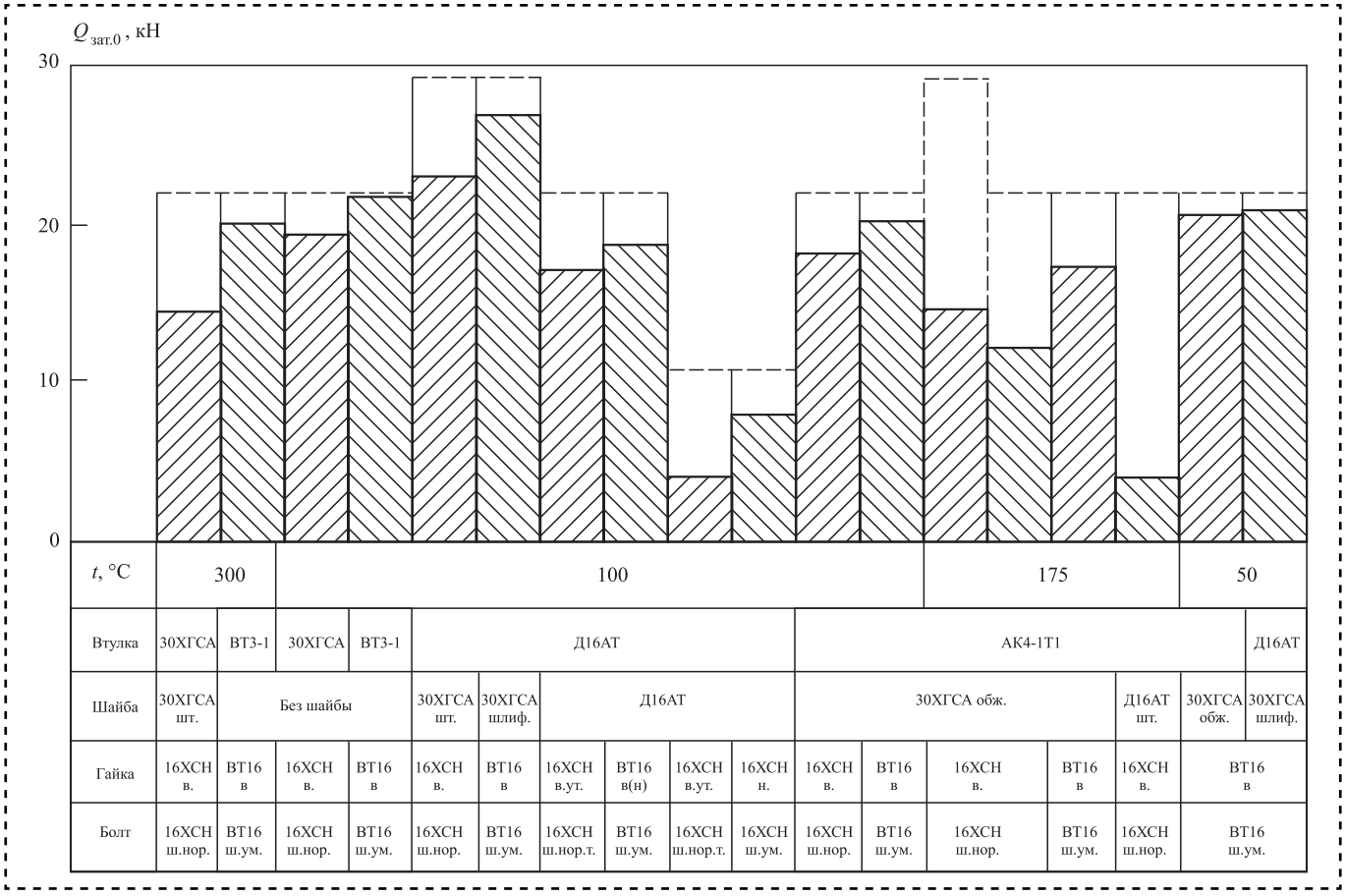


Рис. 6. Остаточные силы затяжки после 500 ч выдержки в зависимости от температуры термостатирования, сочетания материалов элементов соединений и начальной силы затяжки (штриховые линии)

Таблица 2

Условные обозначения, применяемые на диаграмме рис. 6

Условное обозначение	Болты, гайки, шайбы	Материалы
ш.нор.	Болт с нормальной шестигранной головкой	16ХСН
ш.ум.	Болт с шестигранной головкой с уменьшенной опорной поверхностью	
ш.нор.т.	Болт с нормальной шестигранной головкой с улучшенным опорным торцем	
ш.ум.	Болт с уменьшенной шестигранной головкой	ВТ16
в.	Гайка высокая	16ХСН
в.ут.	Гайка высокая с устраненным биением опорного торца по отношению к резьбе	
вс	Гайка высокая самостопорящаяся	
н.	Гайка низкая	
ш.14	Гайка с увеличенным размером под ключ	30ХГСА
н	Гайка низкая	ВТ16
в	Гайка высокая	
шт.	Шайба штампованная	30ХГСА, Д16АТ
шлиф.	Шайба шлифованная	30ХГСА, сталь 30
обж.	Шайба штампованная, обжатая между плоскими пуансонами	

этом возникает дополнительный перекос гайки относительно поверхности соединяемой детали и, как следствие, снижение силы затяжки. Дополнительный перекос можно уменьшить за счет повышения точности резьбы и уменьшения зазора по среднему диаметру резьбы. Вместо резьбовой посадки стандартных болтов и гаек 5Н6Н/6е (зазор 133 мкм для М6) можно применять посадку 4Н5Н/4h (зазор 8 мм).

Для практического применения результатов проведенных испытаний на рис. 6 приведены диаграммы остаточных сил затяжки через 500 ч в зависимости от температуры термостатирования, сочетания материалов элементов соединений и начальной силы затяжки (штриховые линии).

Условные обозначения, применяемые на диаграмме рис. 6, приведены в табл. 2.

Библиографический список

1. **Якушев А.И., Мустаев Р.Х., Мавлютов Р.Р.** Повышение прочности и надежности резьбовых соединений М.: Машиностроение, 1979. 215 с.

УДК 621.882

С.Я. Березин, *д-р техн. наук,* **А.Р. Карпов**
(Забайкальский государственный университет, г. Чита)
E-mail: berlog_berezin2011@mail.ru

Динамическая устойчивость шпилечных соединений с волнистым резьбовым профилем

Представлены результаты экспериментальных исследований устойчивости к отвинчиванию шпилечных соединений с волнистым профилем внутренней резьбы и радиальным натягом в условиях действия возмущающих вибраций. Исследования проведены в сравнении с аналогичными характеристиками соединений с натягом и гладкой резьбой, а также соединений с резьбовыдавливающими шпильками. Описаны техническое оснащение исследований и результаты сравнительного анализа свойств соединений.

The results of experimental studies of the resistance to unscrewing of studs with a wavy profile of internal thread and radial tightness under the action of disturbing vibrations are presented. The studies are carried out in comparison with similar characteristics of joints with tightness and smooth threads, as well as connections with self tapping studs. The technical equipment of the studies and the results of a comparative analysis of the properties of the compounds are described.

Ключевые слова: устойчивость, резьбовое соединение, затяжка, отвинчивание, стопорение, сборка, крутящий момент, волнистый профиль, шпилька, частота, возмущение, вибрации, динамометр, самоотвинчивание.

Keywords: stability, screw joint, tightening, unscrewing, locking, assembly, torque, wavy surface, stud, frequency, disturbance, vibration, power meter, self-unscrewing.

Крепежные изделия с волнистым резьбовым профилем начали интенсивно патентовать в 60—70-х гг. прошлого столетия. Они ориентированы на придание соединениям высоких стопорящих свойств. Известны отечественные разработки С.И. Житницкого, Л.М. Натапова, С.Ф. Шацмана и др., зарубежные — A.R. Breed, R.L. Thurston, L.R. Kennath, D.B. Mafarline и др. Крепежные детали с волнообразной резьбой применяют в различных областях: электротехнике, прецизионных соединениях повышенной прочности, базирующих элементах и т.д. В настоящее время подобные детали получили широкое распространение в виде самонарезающих винтов повышенной проникающей способности для дерева, пластмасс и легких цветных сплавов.

Интерес к такого рода соединениям основан на гипотезе об их высоком КПД — очаговый натяг по гребням волн позволяет получить более высокие значения сопротивления отвинчиванию при менее высоких значениях крутящих моментов сборки и затяжки. Формируемый при затяжке своеобразный "пятнистый контакт" может положительно сказываться на динамической устойчивости соединений в условиях действия переменных нагрузок.

Перспективные свойства соединений на основе деталей с волнистым резьбовым профилем дают основание предполагать наличие у них высоких эксплуатационно-технических характеристик, включая стопорящие свойства и динамическую устойчивость к самоотвинчиванию. Поскольку эти соединения относятся к классу резьбовых соединений с натягом, то их свойства можно сравнивать с аналогичными соединениями по ГОСТ 4608—81 и соединениями на основе резьбовыдавливающих шпилек для гладких отверстий.

Для резьбовых соединений различных типов исследованы стопорящие свойства и динамическая устойчивость, установлены нормированные значения моментов и сил затяжки, исследованы показатели эффективности различных способов стопорения крепежных деталей. Однако резьбовые соединения с натягом и, особенно шпилечные соединения, имеют свои отличитель-

ные черты, поэтому исследование их характеристик необходимо осуществлять с учетом условий и режимов работы, которые влияют на эксплуатационные свойства соединений. Шпильки могут устанавливаться в корпус по различной посадке, с применением смазок и без них, корпуса могут изготавливаться из различных материалов. Сопротивление отвинчиванию корпусного конца различно при наличии затяжки и без нее, в статике и в условиях вибраций и ударов (рис. 1).

В Забайкальском государственном университете исследуют эксплуатационно-технические возможности шпилечных соединений, в которых применяются стандартные шпильки с гладкой резьбой, завинчиваемые в отверстие с волнистой резьбой, причем волнообразный профиль корпуса в контакте с гладким профилем шпильки образует натяг по гребням волн в пределах 40...70 мкм. Технология получения внутреннего волнистого профиля защищена патентами RU 2567353, RU 2585590 [1, 2]. Для сравнения исследовали две группы образцов — соединения с гладкой резьбой и радиальным натягом в пределах 40...60 мкм, соединения с резьбовыдавливающими шпильками (гладкорезьбовые), которые завинчивали в гладкие отверстия образцов, имитирующих корпусную деталь. Все образцы имели резьбу М14×1,5. Образцы стержневых крепежных деталей изготавливали из стали 35, а образцы с гнездами — из сплава АК9ч. Сборку всех типов соединений проводили со смазкой ЦИАТИМ-221.

Результаты исследований стопорящих свойств указанных типов соединений в статике описаны в работе [3], поэтому данная статья посвящена исследованию динамических показателей их устойчивости в условиях вибраций.

Во многих случаях работа шпилечных соединений оценивается в собранном виде, т.е. при наличии гайки и ее затяжки до требуемых нормативов. При такой схеме исследуют устойчивость гайки, хотя во многих случаях шпилька может выворачиваться из корпуса вместе с ней. Особенно это касается корпусов из легких цветных сплавов. Поэтому не менее важно знать стопорящие свойства и динамическую устойчивость именно корпусных концов шпилек в их гнездах.

Устойчивость к отвинчиванию корпусного конца шпильки сложно отделить от влияния составляющих трения в резьбе гайки и по ее торцу. Для устранения этого влияния применена затяжка гайки через упорный подшипник, где шпилька *1* завинчена в корпус *2* и затянута гайкой *3* через нажимную втулку *4* и упорный подшипник *5* (рис. 2). Момент затяжки соответствует нормированному значению 110 Н·м.

Вывинчивают шпильку из корпуса захватом квадрата *6*, контролируют момент страгивания (начальная точка отвинчивания) и записывают всю кривую момента отвинчивания $M_{отв}$. Трение в резьбе гайки и на ее торце не влияют на момент отвинчивания. На момент $M_{отв}$ оказывают влияние затяжка по тугой резьбе с моментом $M_{зр}$ и момент затяжки по сбегу резьбы, который в некоторых случаях может проявляться (см. рис. 2, *б*).

Серию экспериментов проводили на специальном вибрационном столе (рис. 3). Образец соединения зажимали в тисках вибратора и нагружали отвинчивающим моментом с помощью коромысла с грузами и возмущающей переменной нагрузкой. Частота возмущения определяется частотой вращения привода эксцентрика виброплатформы. Параметры вибраций контролируются акселерометрами ДУ-5С аппаратуры ВИ6-6ТН и отражаются на экране осциллографа АСК-2105. В условиях динамического нагружения образцов контролируются:

Рис. 1. Особенности резьбовых соединений с натягом и режимы их работы

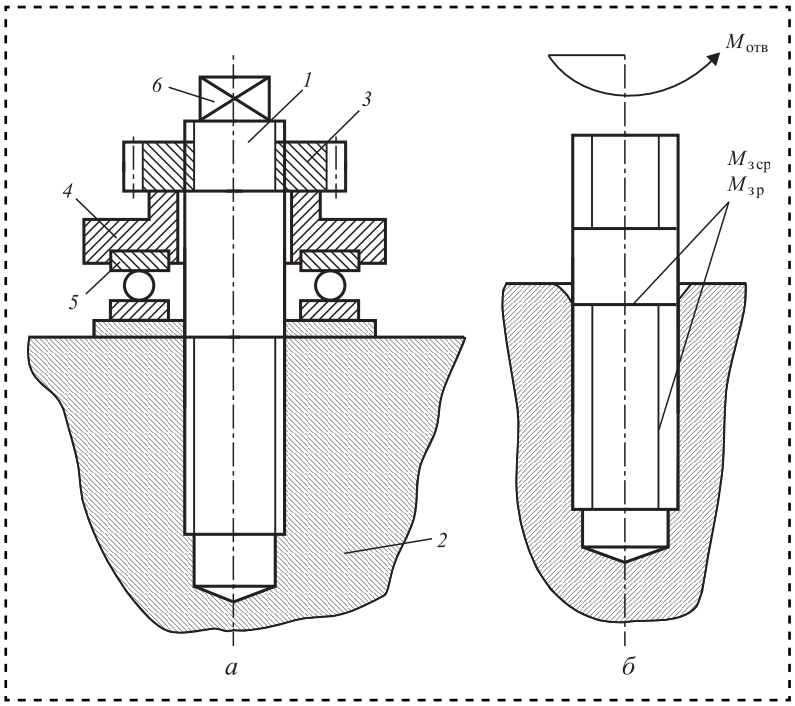


Рис. 2. Схемы установки экспериментальных шпилек:
а — с затяжкой; *б* — без затяжки

начальный уровень крутящего момента отвинчивания, частота возмущающего усилия и его значение. Данные фиксируются компьютером с помощью программного пакета L-Card. Анализ данных проводился на основе установления областей динамической устойчивости каждой из трех групп соединений.

Виброплатформа стола установлена на основании *1*, которая конструктивно является тензометрическим датчиком крутящего момента, связанного разъемом с АЦП E-140 компании L-Card. Платформа представляет двухстороннюю мембрану *2*, на верхнем фланце которой закреплен корпус эксцентрикового дисбаланса на валу *3*. На верхней части корпуса закреплены тисы *4*. Таким образом, образец шпильки нагружается крутящим моментом посредством коромысла и системы грузов, а контроль момента отвинчивания проводится тензодатчиком и компьютером по кривой развинчивания.

Частота возмущающих колебаний перекрывает диапазон 20...320 Гц, и в этих пределах на холостом ходу, т.е. без закрепленных образцов, виброплатформа имеет амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) с двумя резонансными точками в районе 180 и 240 Гц. В нагруженном состоянии АЧХ индивидуальна для каждого конкретного случая.

Группы образцов соединений закрепляли в тисах виброплатформы, нагружали крутящим моментом предварительно до 50...80 Н·м, а затем подвергали действию вибраций фиксированной частоты. Подвешиванием дополнительных грузов крутящий момент доводили до уровня на-

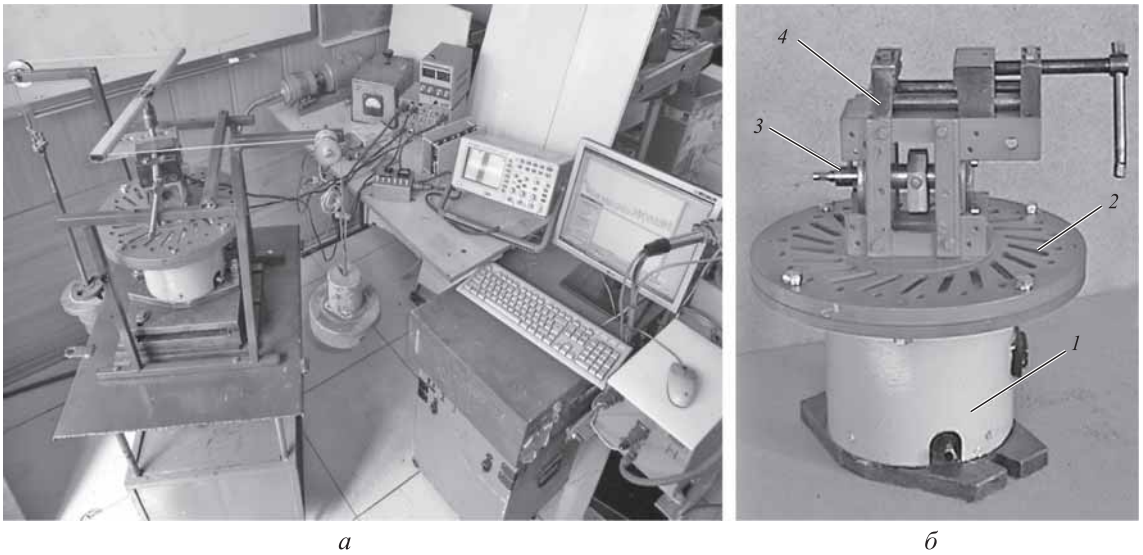


Рис. 3. Общий вид установки для динамических испытаний образцов:
а — аппаратный комплекс; *б* — установочное приспособление и виброплатформа

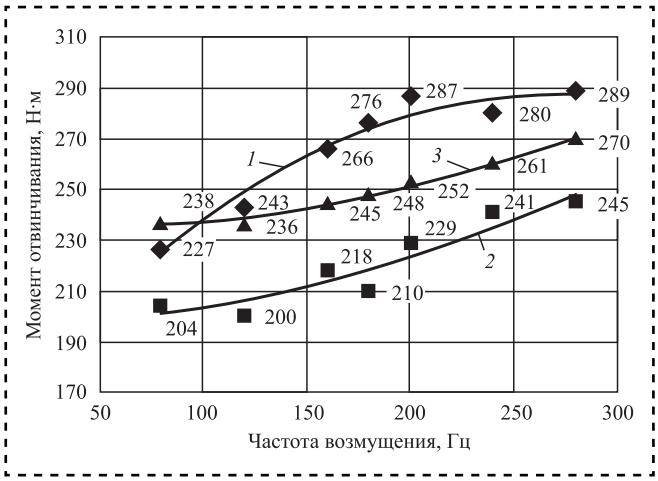


Рис. 4. Зависимости моментов отвинчивания от частоты для соединений с затяжкой:
1 — соединения со шпильками для гладких отверстий; *2* — соединения с волнистой резьбой; *3* — соединения с натягом

чала отвинчивания и регистрировали его значение. Каждая точка фиксированной частоты соответствовала четырем экспериментам, из которых находили среднее значение. По средним значениям устанавливали экспериментальные формулы для соответствующего вида соединения и режима сборки: с затяжкой и без нее.

Анализ экспериментальных данных выявил определенные поведенческие свойства соединений в отношении возмущающих частот. На рис. 4 представлены экспериментальные данные по моментам отвинчивания затянутых соединений.

Для сравнительной оценки особенностей реакции соединений на частоту возмущающих колебаний установлены минимальные и максимальные значения моментов отвинчивания во всем диапазоне частот и введено понятие чувствительности к частоте возмущения, которая определялась как отношение разности предельных значений моментов отвинчивания к ширине исследуемого частотного диапазона 200 Гц (таблица).

Предварительный анализ результатов позволяет установить следующее:

1. С ростом частоты общие уровни моментов отвинчивания увеличиваются в среднем на

Моменты отвинчивания и показатели реакции соединений на возмущение

Вид соединения	Режим сборки					
	Без затяжки			С затяжкой гайки		
	Экспериментальная формула	Пределы моментов отвинчивания, Н·м		Экспериментальная формула	Пределы моментов отвинчивания, Н·м	
		min	max		min	max
Посадка шпильки с натягом	$M_{отв} = 48{,}4 + 0{,}92F - 0{,}0017F^2$	110	175	$M_{отв} = 235{,}8 + 0{,}0414F + 0{,}0006F^2$	238	270
		Чувствительность, Н·м/Гц			Чувствительность, Н·м/Гц	
		0,325			0,16	
Соединение со шпильками для гладких отверстий	$M_{отв} = 141{,}3 - 0{,}194F + 0{,}0017F^2$	136	218	$M_{отв} = 158{,}32 + 0{,}97F - 0{,}0018F^2$	227	289
		Чувствительность, Н·м/Гц			Чувствительность, Н·м/Гц	
		0,41			0,31	
Посадка шпильки в гнездо с волнистой резьбой	$M_{отв} = 120{,}65 + 0{,}0255F + 0{,}0002F^2$	122	150	$M_{отв} = 194{,}42 + 0{,}026F + 0{,}0006F^2$	204	245
		Чувствительность, Н·м/Гц			Чувствительность, Н·м/Гц	
		0,19			0,205	
Примечание. *F* — частота возмущающих колебаний, Гц. Диапазон частот 80...280 Гц.						

30...85 Н·м. АЧХ виброплатформы с образцами, показывает, что амплитуда вибраций на нижних частотах значительно выше, чем на верхних, а следовательно, и выше уровень динамической нагрузки.

2. Динамическая устойчивость соединений с волнистой внутренней резьбой не хуже аналогичных показателей сравниваемых соединений.

3. Затяжка соединений до нормированных значений приводит к повышению уровней моментов отвинчивания в среднем на 60...125 Н·м.

4. Наибольшей чувствительностью к частоте возмущающей силы обладают соединения с резьбовыдавливающими шпильками, а наименьшей — соединения с волнистым внутренним профилем. Первые одновременно обладают и более высокой виброустойчивостью.

Шпилечные соединения с натягом обладают неплохими динамическими качествами и имеют определенные перспективы в их практическом применении. В данной статье приведены результаты исследований только одного вида — сопряжения с внутренней волнистой резьбой и обычной стандартной шпилькой. Однако существует и инверсный тип — шпилька с волнистой резьбой и гнездо с гладкой резьбой. Конструктивное многообразие таких соединений велико. Например, соединения с изменяемой геометрией и параметрами волн, когда и форма волны, и амплитуда, и число волн на одном витке нарезки меняются по всей ее длине. Все это требует дальнейших исследований эксплуатационно-технических характеристик и выявления перспективных направлений в их использовании.

Библиографический список

1. **Березин С.Я., Карпов А.Р.** Резьбовые соединения с периодическим контактом волнистого винтового профиля одной из деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 11. С. 20—28.

2. **Пат. RU 2 567 353.** F16B 39/30. Виброустойчивое резьбовое соединение (варианты) / Березин С.Я., Карпов А.Р., Чумаков Р.Е.; опубл. 10.11.2015. Бюл. № 31.

3. **Березин С.Я., Карпов А.Р.** Энергетический принцип оценки стопорящих свойств резьбовых соединений с волнистым профилем витков одной из деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 10. С. 31—35.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение" продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

☑ *За наличный и безналичный расчет.*
☑ *С любого номера и на любой срок.*
☑ *Без почтовых наценок.*

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Тел.: 8 (495) 785-60-69
e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

УДК 621.8+06

М.А. Буракова, И.В. Колесников, О.И. Мелешко, *канд-ты техн. наук*
(Ростовский государственный университет путей сообщения),
А.Ю. Шведов *(Дирекция по эксплуатации и ремонту путевых машин СКЖД, г. Ростов-на-Дону)*
E-mail: omo_umu@rgups.ru

Повышение качества работ по виброуплотнению балласта

Рассмотрена зависимость увеличения сопротивления смещению балласта от величины зазора в шарнирных соединениях подбивочных блоков путевых выправочно-подбивочно-рихтовочных машин, анализ применения в шарнирных соединениях подбивочных блоков металокерамических втулок, облицованных слоем капрона.

The dependence of the increase of resistance to displacement of the ballast from the magnitude of the gap in the hinge connections of tamping units of track liner-tamping-straightening machines, analysis of the application of hinged connections in the tamping units of metal-ceramic bushings, lined with a layer of nylon.

Ключевые слова: сопротивление, балласт, шарнирные соединения, подбивочные блоки, интенсивность изнашивания.

Keywords: resistance, ballast, swivel, tamping blocks, wear rate.

При решении задач оптимизации и технической диагностики фрикционных механических систем используют методы трибоспектральной идентификации и физического моделирования. В ряде задач диагностики фрикционных механических систем реальных машин получение информации о работоспособности узлов трения затруднено условиями их эксплуатации. Так, например, путевые машины — сложные многомассные системы (колесные пары, осевые редукторы, трансмиссия и др.). В своем составе они имеют большое количество разнообразных узлов трения (как качения, так и скольжения), которые работают в широких нагрузочных, скоростных и температурных диапазонах. С одной стороны, для диагностирования фрикционных механических систем требуется очень большая по объему и достоверная информация, которую сложно получить в условиях их эксплуатации. С другой стороны, для эффективного контроля работоспособности узлов трения необходимо отобрать минимальное число диагностических характеристик, имеющих достаточно высокий коэффициент корреляции с основными триботехническими параметрами (износостойкость, коэффициент трения, зазоры в сопряжениях и т.д.).

На качество выполняемых работ по подбивке балласта влияет большое число факторов. Определение основных факторов выполняется методом ранговой корреляции (рис. 1).

В целях облегчения набора идентификационных диагностических характеристик для фрикционной механической системы разработан метод, основанный на применении трибоспектральной идентификации и физико-математического моделирования: в лабораторных условиях проводят комплексные исследования фрикционной системы, моделирующей реальную фрикционную механическую систему, варьируя в широких диапазонах условия контактирования пар трения и динамические параметры механической системы [1]. Такой подход позволяет получить подробную информацию о процессах, протекающих во фрикционных механических системах, а также корреляционную связь между контролируемыми триботехническими и идентификационными трибоспектральными характеристиками.

Метод включает в себя несколько этапов. На первом этапе в лабораторных условиях

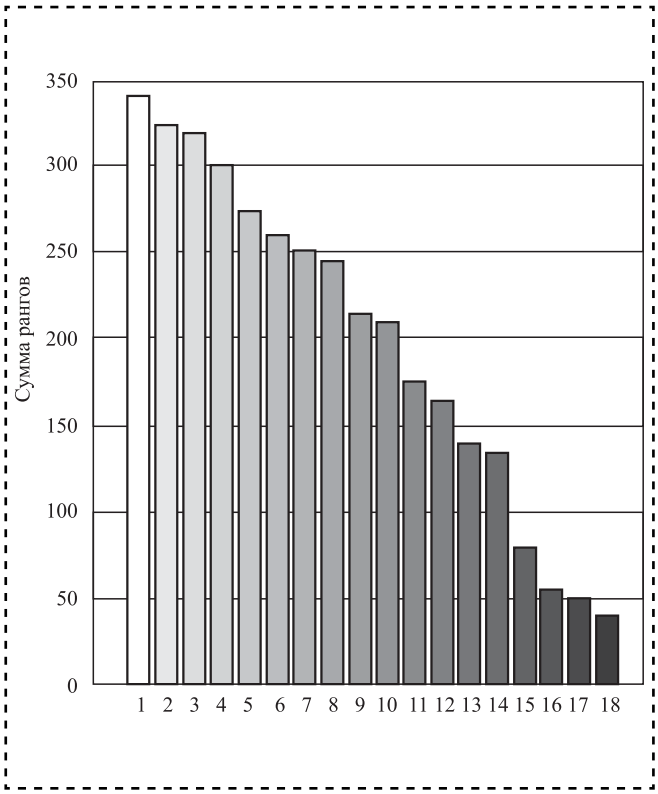


Рис. 1. Основные факторы, влияющие на качество подбивки балласта:
1 — частота вибрационного воздействия; *2* — скорость смещения балластной призмы; *3* — амплитуда вибрационного воздействия; *4* — влажность балласта; *5* — жесткость привода механической системы; *6* — объемный вес балласта; *7* — сопротивление резанию балласта; *8* — степень загрязненности балласта; *9* — плотность балласта; *10* — размер фракции балласта; *11* — шероховатость балласта; *12* — шероховатость подбойки; *13* — твердость балласта; *14* — твердость материала подбойки; *15* — температура объемная балласта; *16* — температурный градиент балласта; *17* — температура окружающей среды; *18* — температуропроводность

проводят исследование собственных трибоспектральных и триботехнических характеристик, предварительно подобранных для данного узла поверхностей трения.

Определяют взаимосвязь и коэффициент корреляции между этими характеристиками, а также эффективную ширину частотного спектра динамических составляющих процесса фрикционного взаимодействия пар трения. На данном этапе на основании разработанной методики комплексного физического моделирования применяют установку для исследования собственных трибоспектральных и триботехнических характеристик, которая исключает взаимосвязь динамических характеристик механических систем и процессов трения. Затем на основании предварительно выполненного динамического расчета искомой фрикционной механической системы находят частоту собственных колебаний.

На втором этапе строят физическую модель фрикционной механической системы, которая имеет массу и амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ), соответствующие АФЧХ реальной системы [2].

Частоты собственных колебаний модели равны частотам собственных колебаний фрикционной механической системы, полученные расчетным путем. Влияние коэффициентов затухания на колебательные процессы учитывают путем создания равных логарифмических декрементов колебаний в натурной установке и в модели.

Вибродиагностический сигнал, возбуждаемый исследуемым фрикционным взаимодействием, регистрируется датчиками модели Д14 и после преобразования с помощью аналого-цифрового преобразователя в цифровой код вводится в оперативное запоминающее устройство ЭВМ машины трения СМ-1. Массив данных обрабатывают по специальным программам для получения трибоспектральных характеристик, наиболее тесно коррелирующим с выбранными триботехническими параметрами (интенсивность изнашивания, коэффициент трения и т.д.) [3].

Собранную информацию о фрикционной механической системе подвергают предварительной программной обработке: проверка процесса на стационарность, устранение ложных выбросов и трендов. С помощью методов быстрого преобразования Фурье полученный сигнал разлагается в спектр, позволяющий выявить зоны и характер наибольших изменений сигнала в частотной и временной областях. На основании данных спектрально-статического анализа определяют наиболее информативные триботехнические характеристики.

Изменения в зоне контакта, связанные с объемным передеформированием контактирующих неровностей оказывают определяющее влияние на весь процесс трения, от них зависят интенсивность изнашивания и вид износа, максимальные и минимальные значения коэффициента трения и амплитуды его колебания. Часто прохождение коэффициента трения через минимум или максимум связано с максимумом или минимумом диссипации энергии на фрикционном контакте. Таким образом, на фрикционном контакте протекают динамические процессы, которые определяют основные триботехнические параметры трения.

В результате анализа корреляционной связи трибоспектральных характеристик с исследуе-

мыми триботехническими параметрами выявлено, что в качестве диагностических величин могут быть выбраны амплитудные и фазочастотные характеристики процессов внутреннего и внешнего трения.

В процессе эксплуатации на железнодорожный путь воздействуют различные нагрузки, которые, в свою очередь, передаются на балластный слой и вызывают в нем обратимые (упругие) и необратимые (остаточные) деформации. С течением времени деформации накапливаются, как правило, неравномерно на протяжении пути. Основная задача рельсошпальной решетки — упруго воспринимать и перераспределять на основную площадку земляного полотна статические и динамические нагрузки от подвижного состава. Ее положение в плане и в профиле изменяется в процессе эксплуатации, как в допустимых пределах, так и за пределами допусков (натурное положение), т.е. наблюдаются расстройства пути, вызывающие эксплуатационные ограничения (скорости движения поездов и др.). Для обеспечения плавного и безопасного движения поездов систематически проводят работы по выправке пути — путевую решетку устанавливают в проектное положение (в продольном профиле, в плане и по уровню), а также за счет уплотнения балластного слоя (проводя подбивку) в подшпальной зоне и в шпальных ящиках, фиксируют ее в этом положении. В путевом хозяйстве эти технологические операции выполняются машинами и механизмами для уплотнения балластной призмы, выправки и отделки пути типа ВПР ("Дуоматик 09-32", "Унимат 08-27" и др.).

На рис. 2 представлена схема рабочего органа (подбивочного блока) путевой машины типа ВПР.

Одна из существенных причин падения эффективности подбивки балласта — износ шарнирных соединений. Наличие зазора, превышающего 0,05...0,10 мм, приводит к резкому (в 2...3 раза) повышению сопротивления перемещению балласта, снижению качества подбивки за счет формирования остаточных напряжений в балластной призме.

Для обеспечения высокой износостойкости шарнирных соединений виброподбивочого блока машины изучены условия их работы для формулирования основных требований к конструктивному исполнению данного узла и выбора материала. Установлено, что пластмассовые втулки выходят из строя в основном не по износу (истиранию), а в результате большого пластического деформирования, вызванного как нагрузкой, так и температурными явлениями. Замена пластмассовых втулок на металлические показала, что они также работают недостаточно надежно. Основной вид их износа — хрупкое

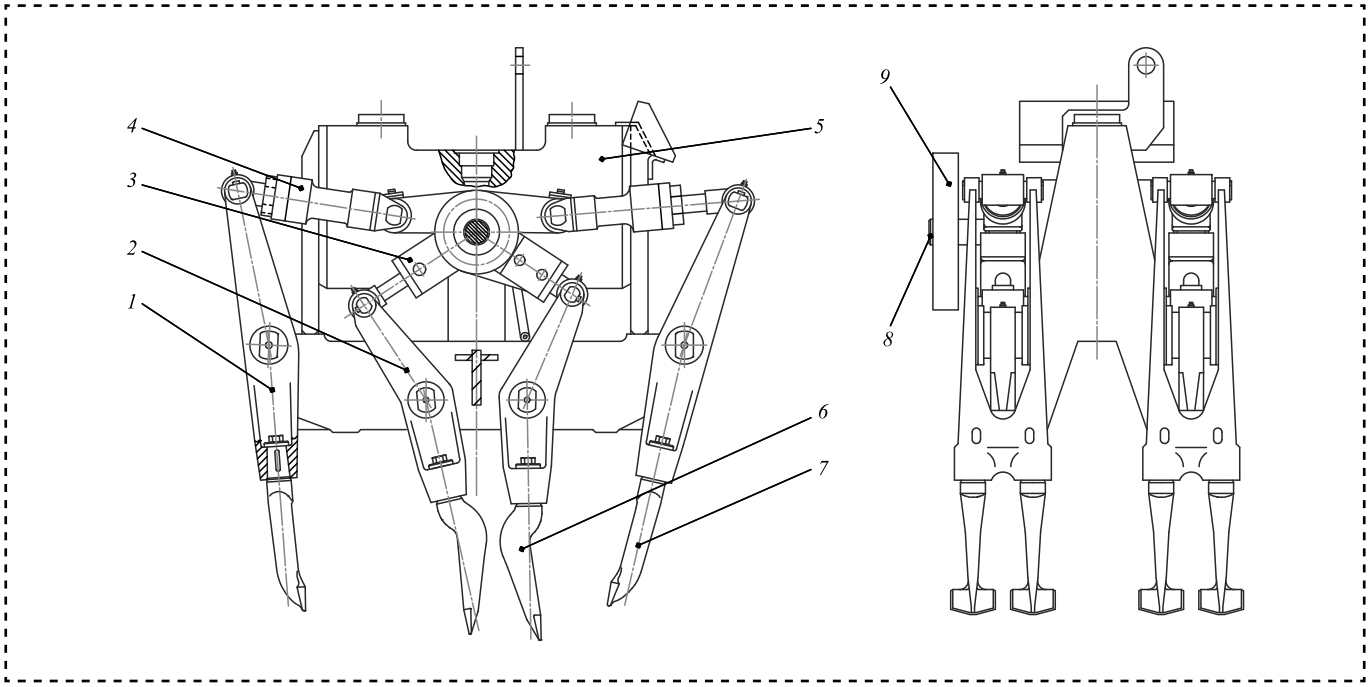


Рис. 2. Подбивочный блок ВПР-02:
1 — рычаг наружный; *2* — цилиндр вильчатый; *3* — рычаг внутренний; *4* — цилиндр вилкообразный внешний; *5* — станина; *6* — подбойка внутренняя; *7* — подбойка наружная; *8* — вибровал; *9* — маховик

разрушение, которое начинается с торцевых частей, затем распространяется в глубь материала, в окружном направлении появляются трещины. Это говорит о специфических условиях их работы при динамическом нагружении.

Для успешного использования металлокерамических втулок необходимо повысить их демпфирующую способность и снизить скорость истечения смазочного материала из пор. Для реализации этих требований предложена "сэндвичевая" конструкция втулок — металлокерамика, облицованная слоем полимера. В качестве антифрикционного слоя выбран спеченный материал на основе железа, обладающий высокими износостойкими и прочностными свойствами, а в качестве демпфирующего — поликарбонат. Лабораторные и стендовые испытания проводили при режимах и условиях работы, максимально приближенных к тем, в которых находится шарнирный узел виброподвижного блока. Разработаны методика и установка, предусматривающая возможность варьирования: частоты анализа колебаний в трех перпендикулярных направлениях, а также толщины облицованного слоя.

Наибольшая интенсивность изнашивания металлокерамических образцов наблюдалась при колебании вдоль оси вала, а минимальная — при колебаниях, перпендикулярных к плоскости трения. Это объясняется тем, что колебания вдоль оси вала приводят к затиранию пор, ограничивая доступ смазки к поверхности трения, что подтверждается анализом поверхности трения и ее микроструктуры. При колебаниях, перпендикулярных к плоскости касания, смазка, находящаяся в порах, играет роль демпфера и способствует снижению вибрации. Полимерные же образцы весьма чувствительны лишь к нагрузочным и тепловым воздействиям.

Влияние наложенных вибраций на процесс трения и механизм изнашивания металлокерамических образцов, облицованных слоем капрона, исследовали статистическим методом планирования многофакторного эксперимента. Оценку степени диссипации энергии в шарнирных соединениях выполняли на базе метода амплитудно-фазочастотного долеоктавного анализа. Ввиду сложности экспериментов их проводили в два этапа.

На первом изучали влияние толщины полимерного слоя, частоты и амплитуды колебаний в одном направлении на коэффициент трения и интенсивность изнашивания. Установлено, что с ростом частоты от 0 до 100 Гц интенсивность изнашивания возрастает; при толщине облицовочного слоя 0,8 мм — в 1,7 раза, при 2,2 мм — в 1,2 раза. Коэффициент трения с ростом частоты от 10 до 50 Гц снижается в 1,2 раза, а с дальнейшим ее повышением увеличивается в 1,5...1,7 раза. С ростом амплитуды колебаний от 0,22 до 0,78 мм интенсивность изнашивания возрастает в 1,5 раза, а при увеличении толщины полимерного слоя от 0,8 до 2,2 мм она уменьшается в 1,7 раза. Показано, что наибольшей износостойкости соответствуют следующие режимы и параметры: частота до 30 Гц, амплитуда до 0,3 мм и толщина демпфирующего слоя 1 мм.

На втором этапе исследовали влияние толщины полимерного слоя при одновременном действии вибрации в трех взаимно перпендикулярных направлениях в диапазоне частот от 10 до 100 Гц с амплитудой колебаний 0,5 мм. Установлено, что с увеличением толщины полимерного покрытия от 0,8 до 2,2 мм интенсивность изнашивания и коэффициент трения уменьшаются соответственно в 1,3 и 1,5 раза. При этом для каждого диапазона частот и амплитуд существует свое оптимальное значение толщины демпфирующего (облицовочного) слоя.

Общая закономерность как при однонаправленных, так и при наложенных вибрациях — увеличение интенсивности изнашивания и коэффициента трения с ростом параметров вибрации (частоты и амплитуды). Это объясняется тем, что с ростом частоты и амплитуды повышается температура на фрикционном контакте, снижающая вязкость масла, поступающего из пор спеченного материала на поверхность трения. При этом сопротивляемость действию вибрационной нагрузки уменьшается, что приводит к подавлению смазочной пленки и образованию металлических контактов трущихся поверхностей, а также к увеличению коэффициента трения и интенсивности изнашивания. Металлографический анализ поверхностей трения и микроструктуры поверхностных слоев показал: процесс изнашивания при наложенных вибрациях в трех взаимно перпендикулярных плоскостях характеризуется пластическим деформированием поверхностных слоев, что приводит к закрытию пор спеченного материала.

Основной вид износа пористого материала в условиях вибрации — схватывание. При увеличении числа циклов испытаний наблюдаются следы абразивного изнашивания, вызванные, действием продуктов износа на поверхность трения. Демпфирующий полимерный слой способствует уменьшению вибрационной составляющей давления, что и приводит к ослаблению пластической деформации и интенсивности изнашивания трущихся пар. Сравнительные

испытания показали, что интенсивность изнашивания втулок с облицовочным слоем капрона в 2...2,2 раза меньше, чем в случае капроновых и металлокерамических втулок.

При работе металлокерамического узла со смазкой роль разъединяющего слоя на трибоконтакте выполняет смазочная пленка, которая должна обладать заданными свойствами, т.е. содержать в своем составе нанокластерные добавки, способные функционировать в трибосопряжении длительное время, постоянно возобновляясь в пленке за счет химических реакций при трении. Перспективное решение указанных задач — совершенствование смазочных материалов путем добавления в них функциональных наноприсадок (экономичные и экологически безопасные присадки, характеризующиеся высоким смазочным действием).

В пластичных смазках для железнодорожного транспорта широко используют традиционные присадки — органические соединения различных классов, содержащие активные атомы серы, фосфора, азота, но отличающиеся невысокой термической стойкостью и ограниченной работоспособностью. Неорганические антифрикционные присадки (хлориды, сульфиды, селениды некоторых металлов), хотя и работоспособны при более высоких температурах, но являются олеофобными и разупрочняют трехмерный каркас загустителя, тем самым, снижая несущую способность третьего тела трибосопряжений. Большинство из них при деструкции смазочных композиций выделяют газообразные продукты, способствующие коррозии конструкционных материалов.

Авторами начаты исследования по разработке и применению неорганических полимерных присадок, лишенных значительной доли указанных выше недостатков, которым присуща термическая стабильность и затрудненная окисляемость и которые не уступают по эксплуатационным и триботехническим свойствам традиционно используемым. Кроме того, если смазочная композиция используется для тяжелонагруженных узлов трения, то она должна содержать неорганические присадки с энергоемкими химическими связями, способными поглощать и преобразовывать энергию контактного взаимодействия микрошероховатостей трибосопряжений за счет периодической перестройки структуры молекул. Для их разработки проведен целенаправленный поиск многофункциональных присадок в виде наноразмерных частиц путем исследования фазовых диаграмм состояния многокомпонентных систем из керамических материалов (в том числе оксидов, конденсированных фосфатов и др.).

Методами ЭСХА, ОЭС и ИКФ НПВО-спектроскопии изучено состояние поверхностей трения на субмикроуровне, сформированном под влиянием синтезированных наноразмерных присадок на сохранность кристаллической структуры поверхностного слоя металла и его прочностных и трибологических свойств [4, 5]. В работе [6] представлены разработки в области смазочных материалов для тяжелонагруженных узлов трения подвижного состава железнодорожного транспорта. Применение двойных полифосфатов и фосфоровольфраматов некоторых металлов в качестве присадок к широко эксплуатируемым пластичным смазкам "Пума" и "Буксол" позволяет получить смазочные композиции с улучшенными физико-химическими, объемно-механическими и антифрикционными свойствами.

Выводы

1. Установлена прямопропорциональная зависимость увеличения сопротивления смещению балласта от величины зазора в шарнирных соединениях подбивочных блоков путевых выправочно-подбивочно-рихтовочных машин.

2. Применение в шарнирных соединениях подбивочных блоков металлокерамических втулок, облицованных слоем капрона, снижает в 1,3—1,5 раза интенсивность изнашивания и коэффициент трения.

3. Определена оптимальная толщина полимерного облицовочного слоя втулок шарнирных соединений виброподбивочного блока для различных диапазонов частот и амплитуд вибрационного воздействия на балласт.

Библиографический список

1. **Колесников В.И.** Моделирование фрикционных систем: учеб. пособие. Ч. 1 / В.И. Колесников и др. Ростов н/Д: РГУПС, 2010. С. 111—157.

2. **Шаповалов В.В., Родин А.Е., Заковоротный В.Л.** Проблемы транспортной триботехники // Труды Всероссийской НПК "Транспорт-2005". Ростов н/Д: ФГБОУ ВПО РГУПС. 2005. С. 270—272.

3. **Nordal S.R., Linhren A.H.** Concrete Friction Sleeper for Increased Lateral Track Resistance // International Conferences on railway engineering. London, 2003.

4. **Zakeri J.A., Mir fattahi B., Fakhari M.** Field and laboratory Investigation on the lateral resistance of sleepers by employing STPT test // First International Conference on Road and Rail Infrastructure. Croatia, 2010.

5. **Пат. 2343450 РФ**, МПК G 01 N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]; заявл. 13.06.2006; опубл. 10.01.2009. Бюл. № 1.

6. **Пат. 2517946 РФ,** МПК G 01 N 3/56. Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов [и др.]; заявл. 05.04.2012.

УДК 621.919.02(07)

С.Г. Емельянов, *д-р техн. наук,* ***Ю.Н. Селезнев, В.С. Губанов,*** *канд-ты техн. наук,*
В.С. Кочергин, Р.Н. Хомутов *(Юго-Западный государственный университет, г. Курск)*
E-mail: koshergin@mail.ru

Исследование температуры рабочей зоны при протягивании фасонных отверстий

Исследована температура рабочей зоны при протягивании фасонных отверстий больших размеров в изделиях из легированной стали в зависимости от подъема на зуб, твердости материала заготовки, скорости протягивания, наработки инструмента на отказ, переднего и заднего углов режущих зубьев.

The temperature of the zone in broaching shaped holes larger in products from steel, depending on the amount of lift of the tooth, the hardness of the workpiece material, the speed broaching tool operating time between failures, and the front and rear corners of the cutting teeth was been investigated.

Ключевые слова: подъем на зуб, твердость материала заготовки, скорость протягивания, наработка инструмента на отказ, передний и задний углы, температура рабочей зоны.

Keywords: rise of the tooth, hardness of the workpiece material, speed broaching, tool operating time between failures, front and rear corners, temperature of the working area.

В теории проектирования протяжного инструмента сложилось мнение о существовании обратной зависимости между стойкостью протяжного инструмента и подъемом на зуб, стойкостью протяжного инструмента и скоростью протягивания.

В работе [1] сказано: "Снятие стружки толщиной 0,15...0,2 мм ведет к ускоренному износу зубьев протяжки и ухудшению качества протягиваемой поверхности".

В работе [2] со ссылкой на Г.И. Грановского утверждается, что: "с увеличением толщины среза и скорости резания износ задней грани зубьев протяжки увеличивается, а стойкость уменьшается" и что: "... такого явления, как повышение стойкости зубьев протяжек при увеличении подачи, вообще не существует. Многолетние наблюдения за работой протяжек и исследования лаборатории резания металлов Челябинского тракторного завода показывают, что при сохранении неизменными режущих и конструктивных элементов протяжек стойкость их с увеличением подачи уменьшается".

Существуют и иные мнения по данному вопросу. Так, в работе [3] отмечается: "При неизменной скорости протягивания и значительном увеличении толщины среза на всех операциях стойкость протяжек возросла".

В работе [2] приводится мнение М.С. Берлинера: "...увеличение скорости резания мало влияет на изменение количества деталей, обрабатываемых ими до затупления".

Рассмотренная дискуссия продолжается и сегодня. Причинами разногласий считают как неправильное определение износа протяжек, так и исследование указанных зависимостей на инструменте разных конструктивных исполнений, а также невозможность полноценного исследования данного вопроса при отсутствии влияния посторонних факторов.

Авторы статьи столкнулись с вопросами изучения стойкостных зависимостей, анализируя результаты практической деятельности по решению конструкторских задач инструментального производства ОАО "Геомаш", Москва.

Начиная с 2001 г. в условиях ОАО "Геомаш" сконструирован ряд протяжек с конструкцией, отличной от стандартных. Главный принцип, применяемый при оптимизации протяжного инструмента, — принцип максимальной загруз-

ки протяжного станка, что позволило получить указанный ряд протяжного инструмента с большими подъемами на зуб.

Однопроходная протяжка ЛБУ 18-02/Р101 для обработки унифицированного отверстия в изделиях ЛБУ 18-02, 1ВСМ 11.03.08 и 1ВСМ 11.03Б.08 внедрена на ОАО "Геомаш" в апреле 2001 г. и эксплуатировалась до мая 2007 г. С февраля 2002 г. на ОАО "Геомаш" проводится ежедневный мониторинг работы протяжек: введены специальные паспорта с данными о числе протянутых деталей, указанием дат их обработки и дат переточек протяжек.

За анализируемый период с 13.02.2002 по 05.05.2007 г. протянуто 3147 и откалибровано (после термической обработки зубчатых венцов) 2165 изделий, что составило около 903 м обработанной поверхности (табл. 1). Протяжка перетачивалась восемь раз, в результате чего средняя наработка на отказ составила 100,3 м. Максимальная наработка на отказ протянутой и откалиброванной поверхности составила 254,32 м, минимальная — 49,84 м. В результате переточек с передней поверхности режущих зубьев протяжки удалено 1,5 мм припуска, что составляет около 33 % ее ресурса.

Большая наработка на отказ до первой переточки объясняется тем, что протяжка была качественно доведена алмазным инструментом в процессе изготовления на Московском инструментальном заводе. В период с 27.05. 2003 по 30.09.2004 г. наработка на отказ уменьшилась значительно, так как заточку протяжки осуществляли электрокорундовыми кругами без доводки алмазным инструментом. После 07.07.2005 г. наработка на отказ увеличилась по сравнению с предыдущим периодом в среднем в 2 раза. Это объясняется тем, что при переточке 07.07.2005 г. на заводе внедрена доводка передней поверхности зубьев алмазным инструментом.

Представленный анализ дал основание вернуться к объяснению, отвергнутому в работе [2]: "при больших подачах уменьшаются удельные силы резания и нагрев зубьев, а отсюда и износ зубьев". Однако последующие исследования внесли поправку в данное объяснение. При больших подачах не наблюдали уменьшения нагрева зубьев.

Общая температурная зависимость, полученная в работе [2], для работы с охлаждением имеет вид:

$$t = \frac{9,6\mathrm{v}^{0,39} S_z^{0,2} \mathrm{HB}^{0,62} T^{0,11}}{\gamma^{0,08} \alpha^{0,05}}, \quad (1)$$

где v — скорость протягивания, м/мин;

S_z — подача на зуб, мм;

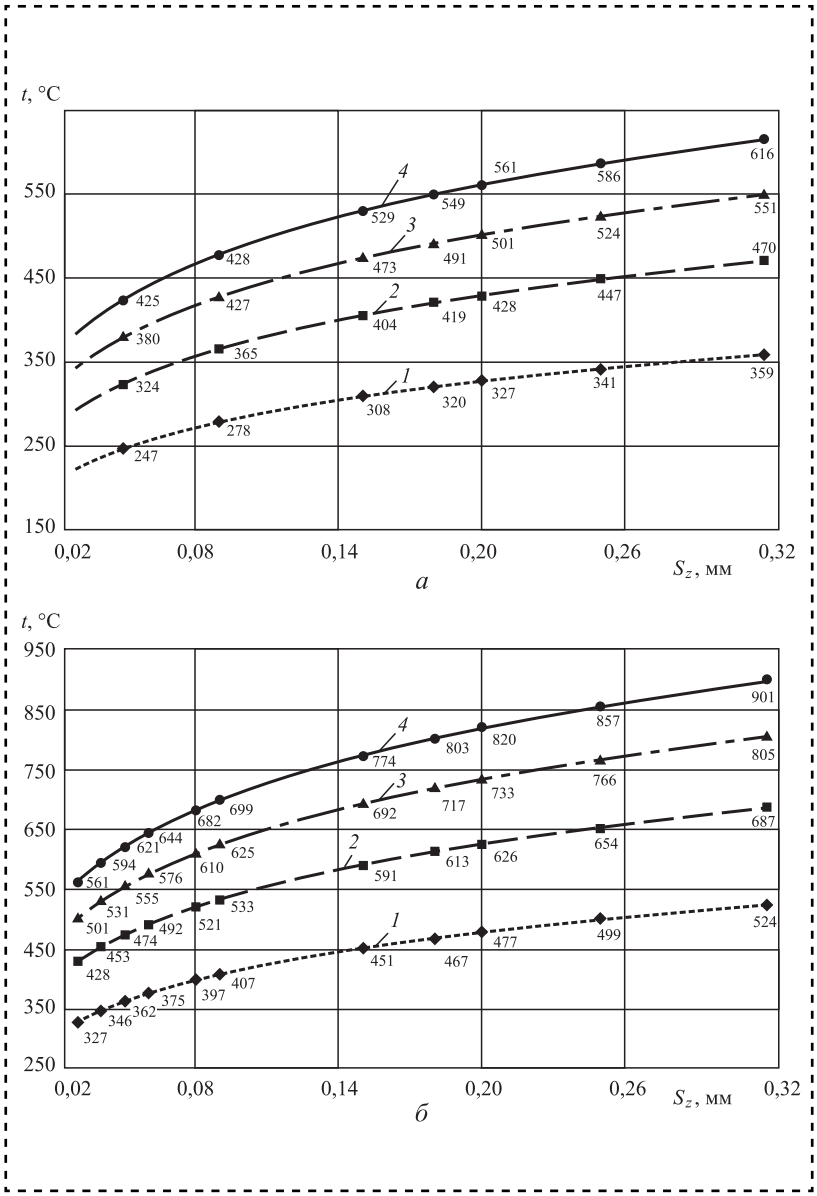
HB — твердость материала протягиваемой поверхности;

Таблица 1

Данные мониторинга промышленной эксплуатации однопроходной протяжки ЛБУ 18-02/Р101 при обработке фасонного отверстия в валах-шестернях ЛБУ 18-02, 1ВСМ 11.03.08 и 1ВСМ 11.03Б.08 в период с 13.02.2002 по 05.05.2007 г.

Номер переточки	Дата переточки	Число протянутых деталей	Длина протянутой и откалиброванной* поверхности, м
1	27.05.2003	748	127,16 + 127,16 = 254,32
2	25.08.2003	153	26,04 + 26,04 = 52,08
3	22.01.2004	146	24,82 + 24,82 = 49,84
4	30.09.2004	226	38,42 + 38,42 = 76,84
5	07.07.2005	362	61,54 + 61,54 = 123,08
6	23.03.2006	367	62,39 + 62,39 = 124,78
7	28.08.2006	367	63,41 + 27,71 = 91,12
8	05.05.2007	772**	131,24

* Отверстие калибруется после термической обработки зубчатого венца этой же протяжкой.
** Изделия откалиброваны другой протяжкой.



Изменение температуры в зоне протягивания при:
1 — v = 3 м/мин; *2* — v = 6 м/мин; *3* — v = 9 м/мин; *4* — v = 12 м/мин; *а* — γ = 10°; 215 НВ; *T* = 20 м; *б* — γ = 15°; 302 НВ; *T* = 125 м

T — стойкость или наработка на отказ протянутой поверхности рабочей частью протяжки, м;

γ — передний угол, °;

α — задний угол, °.

Для различных значений скорости протягивания, подачи на зуб, твердости материала, стойкости протяжного инструмента, переднего угла при постоянном значении заднего угла (α = 3°) проведены расчеты температуры, по результатам которых построены графики (некоторые представлены на рисунке).

При увеличении подъема на зуб увеличивается температура в зоне резания. Характер изменения температуры — степенная функция вида

$$t = C_1\alpha^{0,2}, \qquad (2)$$

где C_1 — функция условий обработки.

При увеличении переднего угла температура в рабочей зоне протягивания незначительно снижается.

В табл. 2 представлен анализ приращения температуры для всего анализируемого диапазона изменения подъема на зуб и скорости протягивания от изменения твердости при постоянных значениях стойкости протяжного инструмента и переднего угла.

Аналогичные расчеты проведем для остальных параметров.

Зададим значения заднего угла α = 3°, переднего угла γ = 15°, подъема на зуб S_z = 0,2 мм, стойкости *T* = 125 м и твердости HB_{min} = 215, скорости протягивания v = 5 м/мин.

Таблица 2

Значения температуры в зависимости от изменения подъема на зуб

ΔS_z, мм	0,01...0,03	0,03...0,11	0,11...0,15	0,15...0,25	0,25...0,4	0...0,4
t, °C	259...323	323...419	419...446	446...493	493...542	0...542

Таблица 3

Значения температуры в зависимости от изменения скорости протягивания

Δv	0,5...3,4	3,4...6,3	6,3...9,2	9,2...12,1	12,1...15	0...15
t, °C	192...406	406...516	516...599	599...675	675...724	0...724

Таблица 4

Значения температуры в зависимости от изменения твердости заготовки

ΔHB	215...233	233...251	251...269	269...287	287...305	215...305
t, °C	472...496	496...520	520...542	542...565	565...586	472...586

Таблица 5

Значения температуры в зависимости от изменения стойкости протяжки

Δ*T*	10...60	60...110	110...160	160...210	210...260	0...260
t, °C	357...435	435...465	465...485	485...500	500...512	0...512

Таблица 6

Значения температуры в зависимости от изменения заднего угла

Δα	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	1...6
t, °C	499...482	482...472	472...465	465...460	460...456	499...456

Таблица 7

Значения температуры в зависимости от изменения переднего угла

Δγ	5...9	9...13	13...17	17...21	21...25	5...25
t, °C	515...492	492...477	477...467	467...459	459...453	515...452

Рассчитаем значения диапазонов изменения температуры в зависимости от изменения:

скорости протягивания (табл. 3);

твердости заготовки (табл. 4);

стойкости протяжки (табл. 5);

заднего угла (табл. 6);

переднего угла (табл. 7).

С увеличением подачи температура в зоне резания увеличивается. Однако, в опровержение мнения работы [2], что: "...с увеличением данных параметров режима резания термодинамическая нагруженность лезвий также увеличивается, что, естественно, не может не привести к падению стойкости", опыт авторов данной статьи показывает обратное. В качестве инструментального материала применяли сталь Р18, ее физико-механические свойства (теплостойкость быстрорежущих сталей достигает 700 °С [4]) позволяют ей оставаться нечувствительной к температурам, наблюдаемым в зоне резания. Однако о заготовке из стали 40Х сказать подобное нельзя. Температура отпуска данной стали составляет 500 °С, причем, в отличие от режущих зубьев, заготовка испытывает тепловое воздействие в течение всей операции. При повышении температуры заготовки из стали 40Х до 500 °С "...механические показатели снижаются на 60...70 % по сравнению с показателями при 20 °С" [5].

Таким образом, вывод о том, что с повышением подъема на зуб наблюдается повышение стойкости протяжного инструмента, получил подтверждение как экспериментальным путем, так и в ходе согласования с результатами исследований ведущих научных школ резания металлов.

Библиографический список

1. **Машиностроение.** Энциклопедический справочник. Раздел третий. Технология производства машин. Т. 7 / отв. редактор В.М. Кован. М.: ГНТИ МашЛит, 1948. С. 309—320.

2. **Маргулис Д.К.** Протяжки переменного резания. М.: Машгиз, 1962. 270 с.

3. **Горецкая З.Д.** Протягивание с большими подачами. М.: Машгиз. 1960. 204 с.

4. **Справочник** инструментальщика / И.А. Ординарцев и др.; под общ. ред. И.А. Ординарцева. Л.: Машиностроение, 1987. 846 с.

5. **Подураев В.Н.** Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания. М.: Машиностроение, 1977. 304 с.

УДК 621.891+06

М.А. Мукутадзе, *д-р техн. наук,* **Е.О. Лагунова,** *канд. техн. наук,*
А.Н. Гармонина *(Ростовский государственный университет путей сообщения)*
E-mail: opatskih@yandex.ru

Расчетная модель упорного подшипника с податливой опорной поверхностью*

Приведен метод формирования расчетных гидродинамических моделей упорных подшипников с учетом зависимости проницаемости пористого покрытия, электропроводности и вязкости жидкого смазочного материала от давления и деформаций опорной поверхностью подшипника.

Дана оценка влияния упругогидродинамического параметра (M) и параметров, характеризующих зависимости электропроводности, вязкости смазочного материала и проницаемости пористого покрытия от давления, на несущую способность и силу трения.

Method is given for calculating the hydrodynamic design models of thrust bearings, taking into account the dependence of permeability, electrical conductivity and viscosity of a liquid lubricant on pressure, as well as the deformation of the bearing surface.

The influence of the elastohydrodynamic parameter (M) and the parameters characterizing the dependences of the electrical conductivity, the viscosity of the lubricant and the permeability of the porous coating on pressure, on the bearing capacity and the friction force are estimated.

Ключевые слова: гидродинамика, деформация опорной поверхности подшипника.

Keywords: hydrodynamics, deformation of bearing surface.

Практический интерес вызывают исследования механических устройств с применением уплотнительно-смазочных материалов. Например, магнитные жидкости широко используют в подшипниковых узлах в качестве смазочных материалов, обладающих электропроводящими свойствами.

Анализ большинства публикаций показывает, что в них не учитывается зависимость вязкости и электропроводности жидкого смазочного материала и проницаемости пористого покрытия от давления, а также не учитывается деформация опорной поверхности подшипника.

Рассмотрено установившееся течение вязкого несжимаемого электропроводящего жидкого смазочного материала в рабочем зазоре упорного подшипника скольжения с наклонным вкладышем, работающего в режиме гидродинамического смазывания, с пористым покрытием на поверхности направляющей и условиях действия электромагнитного поля. Предполагается, что вкладыш неподвижен, а направляющая движется в сторону сужения зазора с постоянной скоростью u^*.

Направления вектора магнитной индукции $\overline{B}'$ и вектора напряженности электрического поля $\overline{E}'$ показаны на рис. 1.

В декартовой системе координат уравнения контуров и направляющей с пористым покрытием на ее поверхности запишем в виде:

$$C_1 : y' = h_0 + x' \operatorname{tg}\alpha;\ C_2 : y' = h_0 + x' \operatorname{tg}\alpha + \\ + a\varphi\left(\frac{x'}{L}\right);\ C_3 : y' = h_1 + x' \operatorname{tg}\alpha; \\ C_4 : y' = 0;\ C_5 : y' = -H, \tag{1}$$

где $a\varphi\left(\frac{x'}{L}\right)$ — ограниченная функция, характеризующая деформацию опорной поверхности подшипника;

α — угол наклона вкладыша к оси Ox';

L — длина подшипника;

h_1—h_0 — толщина упругого слоя;

h_0 — толщина смазочной пленки в начальном сечении;

H — толщина пористого слоя.

* Работа выполнена в рамках гранта ОАО "РЖД" 2210370/22.12.2016 на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта.

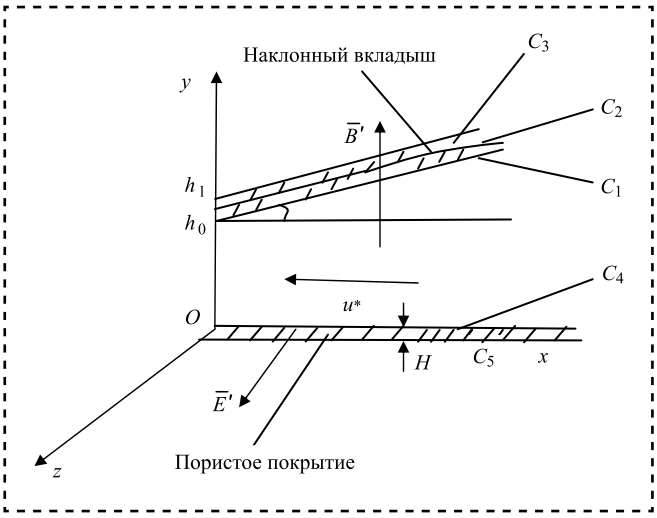


Рис. 1. Схема упорного подшипника скольжения с наклонным вкладышем

Зависимость электропроводности, проницаемости пористого покрытия и вязкости жидкого смазочного материала от давления запишем в виде:

$$\mu' = \mu_0 e^{\beta' p'};\ k' = k_0 e^{\beta' p'};\ \sigma' = \sigma_0 e^{\beta' p'}, \qquad (2)$$

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

σ' — электропроводность смазочного материала;

k' — проницаемость пористого слоя;

μ_0 — характерная вязкость;

k_0 — характерная проницаемость пористого слоя;

σ_0 — характерная электропроводность смазочного материала.

Исходные уравнения и граничные условия

В качестве исходных берем безразмерную систему дифференциальных уравнений, состоящую из:

уравнений движения электропроводящего жидкого смазочного материала, неразрывности, Дарси, Ламэ для "тонкого слоя" и Максвелла:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0;\ \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx} e^{-\beta p} + Nv - A;\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0;$$
$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^{*2}} = 0;\ \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} = 0;\ \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} = 0; \qquad (3)$$
$$\operatorname{div}\overline{B}' = 0;\ \operatorname{rot}\overline{E}' = 0,$$

уравнений контуров:

$$y = 1 + \eta x = h_2(x);\ y = 1 + \eta x + \eta_1 \varphi(x) = h_3(x);$$
$$y = \frac{h_1}{\delta_1} + \eta_2(x) = h_4(x);\ y = 0;\ y = -\frac{H}{L}, \qquad (4)$$

где $\eta_2 = \dfrac{L \operatorname{tg}\alpha}{\delta_1}$; $\delta_1 = h_1 - h_0$; $\eta = \dfrac{L \operatorname{tg}\alpha}{h_0}$; $\eta_1 = \dfrac{a}{h_0}$.

Для описания процессов в смазочном, пористом и упругом слое размерные величины связаны с соответствующими безразмерными следующими соотношениями:

в смазочном слое:

$$v_{y'} = \varepsilon u^* u;\ v_{x'} = u^* v;\ \varepsilon = \frac{h_0}{l};\ y = h_0 y';$$
$$x = lx';\ p = p^* p';\ p^* = \frac{\mu_0 u^* l}{h_0^2};$$
$$\beta' = \beta p^*;\ \mu' = \mu_0 \mu;\ k' = k_0 k;\ \sigma' = \sigma_0 \sigma; \qquad (5)$$
$$B'_{y'} = B = \text{const};\ E'_{z'} = \text{const} = E;$$
$$N = \frac{\sigma_0 B h_0^2}{\mu_0 u^*};\ A = \frac{\sigma_0 B E h_0^2}{\mu_0 u^*},$$

где N — число Гартмана;

A — величина, обусловленная наличием электрического поля;

в пористом слое:

$$x = lx^*;\ y = ly^*;\ P = p^* P'; \qquad (6)$$

в упругом слое:

$$y' = (h_1 - h_0) y;\ x' = Lx;\ u'_{y'} = \tilde{\tilde{u}} u_y;\ u'_{x'} = \tilde{\tilde{u}} u_x, \qquad (7)$$

где $\tilde{\tilde{u}}$ — характерная величина вектора перемещений.

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

в смазочном слое:

$$v = 0;\ u = 0 \ \text{ при } \ y = 1 + \eta x + \eta_1 \varphi(x) = h_3(x);$$
$$v = -1;\ u = 0 \ \text{ при } \ y = 0,\ p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p^*}, \qquad (8)$$

в пористом слое:

$$p = P\big|_{y^*=0};\ u\big|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*}\bigg|_{y^*=0};\ \frac{\partial P}{\partial y^*}\bigg|_{y^*=-\frac{H}{L}} = 0, \qquad (9)$$

где $\tilde{M} = -\dfrac{l}{h_0^3} k_0$;

в упругом слое:

$$M \frac{\partial u_{y'}}{\partial y}\bigg|_{y=h_{3(x)}} = -\tilde{p};\ u_y\big|_{y=h_{3(x)}} = 0;\ u_x\big|_{y=h_{3(x)}} = 0, \qquad (10)$$

где $M = \dfrac{G(1+\alpha^*)\tilde{u}}{(1-\alpha^*)\,p_a\delta_1}$;

α^* — постоянная Мусхелишвили;

$\tilde{p} = \max p,\ x \in [0,\ 1]$;

$$p = \left(1 + \frac{\beta}{2}\frac{p_a}{p^*} - \frac{\beta^2}{4}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)\eta\left(x - x^2\right)\times$$

$$\times\left(\frac{3}{2}(N+A) - \frac{1}{4\eta\tilde{M}\dfrac{H}{L}\left(1 + \beta\dfrac{p_a}{p^*} - \dfrac{\beta^2}{4}\left(\dfrac{p_a}{p^*}\right)^2\right) + \dfrac{1}{3}}\right) + \frac{p_a}{p^*},$$

где P — безразмерное гидродинамическое движение в смазочном слое упорного подшипника с жесткой опорной поверхностью [5].

Точное автомодельное решение задачи

Точное автомодельное решение задачи, связанной с определением поля скоростей и давлений в смазочном слое, найдем в виде:

$$u = -\frac{\partial\psi}{\partial x} + U(x,\ y);\ \ v = \frac{\partial\psi}{\partial y} + V(x,\ y);$$
$$\psi = \tilde{\psi}(\xi);\ \ U(x,\ y) = -\tilde{u}(\xi)h'(x);$$
$$V(x,\ y) = \tilde{v}(\xi);\ \xi = \frac{y}{h(x)}; \tag{11}$$
$$e^{-\beta p}\frac{dP}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h_3{}^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h_3{}^3(x)} + A + N,$$

где $h(x) = 1 + \eta x + \eta_1\varphi(x)$.

Подставляя выражение (11) в первые четыре уравнения (3) с учетом граничных условий (8)—(9), придем к системе обыкновенных дифференциальных уравнений и граничным условиям:

$$\tilde{\psi}'''(\xi) = \tilde{C}_2;\ \tilde{v}'' = \tilde{C}_1;\ \tilde{u}' - \xi v' = 0; \tag{12}$$

$\psi' = 0$ при $\xi = 0$; $\xi = 1$; $\tilde{v} = 0$; $\tilde{u} = 0$ при $\xi = 1$.

Решая дифференциальное уравнение (12) с учетом граничных условий получим:

$$\psi' = \frac{\tilde{C}_2}{2}\left(\xi^2 - \xi\right);\ \ \tilde{v} = \frac{\tilde{C}_1\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + 1\right)\xi + 1. \tag{13}$$

Определение гидродинамического давления

Для определения гидродинамического давления предварительно необходимо найти функцию $\eta_1\varphi(x)$, интегрируя пятое уравнение системы (3) с учетом граничных условий (10):

$$u_y = -\frac{\tilde{p}}{M}y + \frac{\tilde{p}}{M}\left(\frac{h_1}{\delta_1} + \eta_2 x\right). \tag{14}$$

Воспользуемся приближенной формулой $\left|h_3(x) - h_2(x)\right| \approx u_{y'}\big|_{y=h_4(x)}$.

С учетом уравнений (4) для $\eta_1\varphi(x)$ получим следующее выражение:

$$\eta_1\varphi(x) \approx \frac{\tilde{p}}{M}. \tag{15}$$

Давление в упругом слое найдем из уравнения:

$$e^{-\beta p}\frac{dp}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h_3^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h_3^3(x)} + A + N, \tag{16}$$

где

$$h_3(x) = 1 + \eta x + \eta_1\varphi(x) = \left(1 + \frac{\tilde{p}}{M}\right)\left(1 + \frac{\eta x}{1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}}\right) =$$
$$= \left(1 + \frac{\tilde{p}}{M}\right)(1 + \tilde{\eta}x);\ \ \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}}.$$

Введем обозначение $z = e^{-\beta p}$ и продифференцировав обе части равенства по x, уравнение (16) запишем в виде:

$$\frac{dz}{dx} = -\beta\left(\tilde{C}_1\left(\frac{1 - 2\tilde{\eta}x}{\left(1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}\right)^2}\right) + \tilde{C}_2\left(\frac{1 - 3\tilde{\eta}x}{\left(1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}\right)^3}\right) + A + N\right). \tag{17}$$

Интегрируя уравнение (17) с точностью до членов второго порядка малости $O\left(\tilde{\eta}^2\right)$ и используя граничные условия $z(0) = z(1) = e^{-\beta\frac{p_a}{p^*}}$, получим:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1\left(1 + \frac{1}{2}\tilde{\eta}\right)\left(1 + \frac{\tilde{p}}{M}\right) -$$
$$-(N + A)\left(1 + \frac{3}{2}\tilde{\eta}\right)\left(1 + \frac{\tilde{p}}{M}\right)^3. \tag{18}$$

С учетом формулы (18) уравнение (17) примет следующий вид:

$$z = -\beta\frac{1}{2}\tilde{\eta}\left(x^2 - x\right)\left(\frac{\tilde{C}_1}{\left(1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}\right)^2} + 3(A + N)\right) + e^{-\beta\frac{p_a}{p^*}} \tag{19}$$

или

$$e^{-\beta p} - e^{-\beta\frac{p_a}{p^*}} =$$
$$= -\frac{1}{2}\tilde{\eta}\beta\left(x^2 - x\right)\left(\frac{C_1}{\left(1 + \dfrac{\tilde{p}}{M}\right)^2} + 3(A + N)\right). \tag{20}$$

Выполним аналитическое разложение функции $e^{-\beta p}$ и $e^{-\beta\frac{p_a}{p^*}}$ в ряд Тейлора. Тогда из выражения (20) с точностью до членов $O(\beta^2)$, $O\left(\tilde{\eta}^2\right)$, $O\left(\beta^3\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)$ для p получим:

$$p=\frac{p_a}{p^*}+\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)\times$$
$$\times\frac{1}{2}\tilde{\eta}\left(x^2-x\right)\left(\frac{\tilde{C}_1}{\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2}+3\left(A+N\right).\right) \quad (21)$$

С учетом формулы (21) решение уравнения Дарси представлено в виде:

$$p\left(x,\ y^*\right)=R(y^*)+\frac{1}{2}\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)\times$$
$$\times\ \tilde{\eta}\left(x^2-x\right)\left(\frac{\tilde{C}_1}{\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2}+3\left(A+N\right)\right)+\frac{p_a}{p^*}. \quad (22)$$

Подставляя выражение (22) в уравнение Дарси для определения функции $R(y^*)$ с учетом граничных условий, имеем:

$$R(y^*)=-\Delta\Delta_1\tilde{\eta}\left(\frac{y^{*2}}{2}+\frac{H}{L}y^*\right)-$$
$$-\ \Delta\tilde{\eta}\frac{\tilde{C}_1}{\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2}\left(\frac{y^{*2}}{2}+\frac{H}{L}y^*\right)+\frac{p_a}{p^*}, \quad (23)$$

где $\Delta=1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2$; $\Delta_1=3(A+N)$.

Таким образом, решение рассматриваемой задачи будет найдено после определения константы $\tilde{C}_1$. Интегрируя уравнение неразрывности от 0 до 1, приходим к следующему выражению:

$$\tilde{M}\left.\frac{\partial R}{\partial y^*}\right|_{y^*=0}=\int_0^1\tilde{v}(\xi)d\xi=-\frac{\tilde{C}_1}{12}+\frac{1}{2}. \quad (24)$$

С учетом уравнений (12), (13), (22) и (23) для $\tilde{C}_1$ получим следующее выражение:

$$\tilde{C}_1=\frac{12\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2\left[\tilde{M}\tilde{\eta}\frac{H}{L}\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)3(A+N)+\frac{1}{2}\right]}{-12\tilde{M}\tilde{\eta}\frac{H}{L}\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)+\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2};$$
$$p=\frac{p_a}{p^*}+\frac{1}{2}\tilde{\eta}(x^2-x)\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)\times \quad (25)$$
$$\times\left(3\left(A+N\right)+\frac{6}{-12\tilde{M}\tilde{\eta}\frac{H}{L}\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)+\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2}\right).$$

Результаты исследования и их обсуждение

Переходим к определению основных рабочих характеристик подшипника. Для несущей способности и силы трения получим следующие выражения:

$$W=\frac{\mu_0u^*L}{h_0^2}\int_0^1\left(p-\frac{p_a}{p^*}\right)dx=\frac{\mu_0u^*L\tilde{\eta}}{2h_0^2}\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)\times$$
$$\times\left(\frac{1}{-12\tilde{M}\tilde{\eta}\frac{H}{L}\left(1+\beta\frac{p_a}{p^*}-\frac{\beta^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)+\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)^2}+\frac{A+N}{2}\right),$$

$$L_{\text{тр}}=\frac{\mu_0u^*L}{h_0}\int_0^1\left(\frac{\psi''(0)}{h_3^2(x)}+\frac{\tilde{v}'(0)}{h_3(x)}\right)dx=$$
$$=\frac{\mu_0u^*L}{h_0}\left(1-\beta p+\frac{\beta^2p^2}{2}\right)\times$$
$$\times\left[\frac{(N+A)}{2}\left(1+\frac{\tilde{\eta}}{2}\right)\left(1+\frac{\tilde{p}}{M}\right)-\frac{1-\frac{\tilde{\eta}}{2}}{1+\frac{\tilde{p}}{M}}\right].$$

Для проверочных расчетов на основе полученных теоретических моделей использованы следующие значения: p_a = 0,08...0,101325 МПа; h_0 = 10^{-7}...$20\cdot10^{-7}$ м; L = 0,1256...0,1884; μ = = 0,0608...0,00708 МПа; u^* = 1...3 м/с; $\tilde{M}$ = 0,1...3; $\tilde{\eta}$ = 0,01...0,9; β = 0...1; $\tilde{p}$ = 5...7,5 МПа; M = = 0,1...30; H = 0,0055 м; η = 0,3...1; A = 0,1...2; N = 0,1...0,9.

Результаты численного анализа полученных расчетных моделей, иллюстрирующих зависимость несущей способности и силы трения от параметров A, обусловленного наличием электрического поля; N — числа Гартмана; M — упругогидродинамического параметра; β — параметра, характеризующего зависимость вязкости от давления, представлены на рис. 2 на стр. 2 обложки.

Выводы

1. Получена уточненная расчетная модель упорного подшипника скольжения с податливой опорной поверхностью с пористым покрытием на шейке вала, работающего в условиях гидродинамического смазывания на электропроводящем смазочном материале и внешнего электромагнитного поля.

2. Показан значительный вклад упругогидродинамического параметра M на основные триботехнические параметры рассматриваемых упорных подшипников.

3. Установлено значительное повышение несущей способности при росте параметра β, характеризующего зависимость вязкости от давления, с выраженным максимумом при $\beta = 0{,}5$, и существенная зависимость от параметров A и N.

4. Доказано, что сила трения уменьшается по закону, близкому к линейному, с ростом параметра β, причем с ростом упругогидродинамического параметра M ($M \to \infty$) сила трения стремится к соответствующим значениям упорного подшипника с жесткой опорной поверхностью.

Библиографический список

1. **Лагунова Е.О., Гармонина А.Н., Копотун Е.А.** Нелинейные эффекты воздействия электропроводящей смазки на шип подшипника, обладающего демпфирующими свойствами // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2016. № 3. С. 40—46.

2. **Ахвердиев К.С., Лагунова Е.О.** Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом нелинейных факторов // Вестник РГУПС. 2008. № 4. С. 138—144.

3. **Akhverdiev K.S., Mukutadze M.A., Mukutadze A.M.** Radial bearing with porous barrel // Proceedings of Academic World. USA. — IRAG Research Forum: Institute of Research and Journals, 2016. P. 28—31.

4. **Лагунова Е.О.** Математическая модель прогнозирования влияния напряженности электрического поля и магнитной индукции на рабочие характеристики и на устойчивость работы упорного подшипника, работающего на электропроводящей смазке // Вестник РГУПС. 2009. № 1 (33). С. 143—148.

5. **Гармонина А.Н.** Расчетная модель электропроводящей смазки упорного подшипника с демпфирующими свойствами при наличии электромагнитных полей // Вестник РГУПС. 2015. № 2. С. 146—153.

Читайте в следующем номере:

Житников Ю.З., Пискунов В.В. Самодоориентация деталей, сопрягаемых по резьбовым поверхностям при роботизированной сборке

Микаева С.А., Бойчук М.И. Сборка и устройство каплеотбойника

Минаев А.Я., Коровкин Ю.В. Изучение динамических свойств магнитоактивных эластомеров и разработка демпфирующих опор

Тептиков Н.Р., Резниченко А.А., Губарев П.В., Глазунов Д.В. Математические методы принятия решений в системах диагностики и управления на тяговом подвижном составе

Панин С.В., Корниенко Л.А., Алексенко В.О., Буслович Д.Г., Донцов Ю.В. Экструдируемые полимер-полимерные композиты на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ)

Бородин А.В. Усовершенствование буксы грузового вагона с цилиндрическим роликоподшипником

Майба И.А., Глазунов Д.В. Способы регулирования коэффициента сцепления в контакте "колесо—рельс"

Мигранов М.Ш., Фукс-Рабинович Г.С., Шустер Л.Ш., Мигранов А.М. Износостойкость порошковых инструментальных материалов

Эрлих Б.М. Методика изменения состояния гармонических колебаний

УДК 621.891

И.А. Меделяев, *д-р техн. наук*
(Военная академия РВСН имени Петра Великого, Москва)
E-mail: medd_ia@mail.ru

Подбор металлических антифрикционных материалов для трибосопряжений технических систем

Подобраны оптимальные сочетания металлических антифрикционных материалов для узлов трения технических систем. Показано, что латуни могут применяться в трибосопряжениях. При подборе латуней на замену бронзам следует учитывать конкретные требования к антифрикционному материалу. Для обеспечения работоспособности машин важны технология их изготовления и качество сборки.

Optimal combination metal antifriction materials for friction units of technological systems were selected. It is shown that the brass may be considered for use in triboconjugation. When selecting brasses to replace found should take into account the specific requirements for antifriction material. To ensure that the machines manufacturing technology and quality of assembly are important.

Ключевые слова: смазочный материал, трение, изнашивание, сталь, латунь, бронза.

Keywords: lubricant, friction, wear, steel, brass, bronze.

В работе узлов трения технических систем при смешанном смазывании наблюдаются три области [1, 2]:

I — неустойчивых процессов, характерной для режимов запуска (пары трения выходят из строя в основном в этой области);

II — нормального трения;

III — повреждаемости при высоких температурах (пары трения выходят из строя при достижении предельных температур для применяемого смазочного материала).

Для нормального трения (область II) характерно существование стационарной области с минимальным трением и изнашиванием, а для режимов нестационарного трения (область I) и повреждаемости при высоких температурах (область III) — наличие износа и схватывания вследствие "срыва" смазочной пленки. При изменении режима работы происходит переход из области II в области I и III.

В области нормального трения поверхности сопряжения разделены слоем смазочного материала, толщина которого превышает высоту неровностей профиля и зависит от режима работы (удельной нагрузки, скорости скольжения и температуры смазочного материала на входе в узел трения) [3].

Научные основы управления изнашиванием узлов трения при смешанном смазывании и способы их реализации (технологический, конструкторский и металловедческий) обеспечивают их работоспособность в областях I и II и позволяют расширить область нормального трения [4, 5].

Работоспособность узлов трения при реализации области III и возникновении в трибосопряжении граничного смазывания определяется сочетанием материалов и несущей способностью смазочного материала [6].

Трение при граничном смазывании обусловлено свойствами тонкого слоя жидкого смазочного материала, которые отличаются от свойств того же смазочного материала в объеме, и взаимодействием материалов поверхностей трения, смазочного материала и окружающей среды.

Механизм граничной смазки по сравнению с механизмами смазки других видов сложен вследствие различных по своей физической природе процессов адсорбционного, физико-химического и механического взаимодействия. Адсорбционные и физико-химические процессы происходят на границе взаимодействия смазочной пленки с материалом детали. Механическое взаимодействие обусловлено малой толщиной смазоч-

Таблица 1

Химический состав бронз и латуни

Марка сплава	Массовая доля элементов, %								
	Cu	Mn	Si	Al	Pb	Sn	Fe	Ni	Zn
ЛМцСКА 58-2-2-1-1	57...60	1,75...2,5	0,5...1,2	0,6...2,2	1,5...2,2	—	—	—	Ост.
БрО12	Ост.	—	—	—	—	10...14	—	—	—
БрАЖ 9-4	Ост.	0,5	0,1	8...10	0,01	0,1	2...4	-	1,0
БрОСН 10-2-3	Ост.	—	—	—	3...4	10...12	—	1...1,5	—

ного слоя и зависит от адгезионной прочности смазочной пленки с поверхностью трения. При срыве смазочной пленки возникает сухое трение и происходит схватывание материалов трибосопряжения, что имеет место также и на режиме пуска в области I [1]. В этом случае большое значение имеет подбор оптимального сочетания материалов трения.

Выполнены исследования по поиску оптимального сочетания материалов при граничном смазывании узла трения смазочным материалом АМГ-10.

Исследовали сталь ШХ15, бронзы (БрОСН 10-2-3, БрО12, БрАЖ9-4) и латунь ЛМцСКА 58-2-2-1-1 после термической обработки (табл. 1), латуни группы ЛМцСКА 58-2-2-1-1 с различным содержанием интерметаллидов (табл. 2).

Образцы из латуни ЛМцСКА 58-2-2-1-1 подвергали следующим видам термической обработки.

1. Исходное состояние (после горячего прессования). Механические свойства: $\sigma_в$ = 450 МПа; δ = 6 %; HRB = 720...780 МПа.

2. Отжиг при температуре 550 °С в течение 4 ч с охлаждением на воздухе для обеспечения сплаву высокой пластичности. Микроструктура: α- и β'-фазы латуни, интерметаллиды и свинец в свободном состоянии. Механические свойства: $\sigma_в$ = 470...520 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 230...280 МПа; δ = 30 %; HRB = 680...770 МПа.

3. Закалка с 690°С, охлаждение в веретенное масло. Механические свойства: $\sigma_в$ = 580...600 МПа; $\sigma_{0,2}$ = 400...450 МПа; δ = 8...10 %; HRB = 890...940 МПа.

4. Закалка с 690 °С, охлаждение в веретенное масло и отпуск при температуре 150 °С в течение 4 ч. Механические свойства: $\sigma_в$ = 580...610 МПа; $\sigma_{0,2}$ = = 420...450 МПа; δ = 9...10,5 %; HRB = 900...950 МПа.

5. Закалка с 690 °С, охлаждение в веретенное масло и отпуск при температуре 300 °С в течение 4 ч для высоких прочностных свойств. Микроструктура: β'-фаза латуни с выделением упрочняющей фазы, интерметаллиды и свинец в свободном состоянии, начало перехода β'-фазы в α-фазу по границам зерен. Механические свойства: $\sigma_в$ = 620...680 МПа; $\sigma_{0,2}$ = 420...460 МПа; δ = 13...18 %; HRB = 880...930 МПа.

Микротвердость отдельных структурных составляющих: α-фазы H_{20} = 1500...1600 МПа; β-фазы H_{20} = 2500...2600 МПа; интерметаллидов Mn_5Si_3 H_{20} = 4000...4500 МПа.

Многокомпонентные латуни ЛМцСКА 58-2-2-1-1 благодаря сложной структуре, состоящей из α- и β-фаз, выделений интерметаллидов и свинца обладают высокими антифрикционными свойствами и могут применяться в трибосопряжениях технических систем [7—10].

Свинец улучшает антифрикционные свойства латуней и образует с ней легкоплавкую эвтектику, по составу почти совпадающую с чистым свинцом (99,96 % Pb) и выделяющуюся по границам зерен. Чем больше площадь границ зерен выходит на рабочую поверхность, т.е. чем мельче зерно, тем выше антифрикционные свойства свинцовистой латуни. Мелкое зерно, в том числе, повышает усталостную и контактную прочность латуни, что в связи с увеличением смазочного

Таблица 2

Химический состав латуней группы ЛМцСКА 58-2-2-1-1 с различным содержанием интерметаллидов

Сплав	Массовая доля элементов, %						Фазовый состав
	Cu	Mn	Si	Al	Zn	Интерметаллиды	
Л 6	57,1	2,2	0,57	0,35	39,78	2,7	$\alpha + \beta$
Л 7	57,0	6,3	1,2	0,36	35,15	7,0	$\alpha + \beta$
Л 8	56,2	8,2	2,25	0,30	33,05	10,45	$\alpha + \beta$
Л 9	64,0	5,4	1,40	0,37	28,23	7,0	β
Л 10	64,0	10,65	2,90	0,35	22,1	13,5	α
Л 11	51,3	6,2	1,35	0,37	40,78	0	β

эффекта свинца обеспечивает повышенную износостойкость латуни [11].

Срок эксплуатации трибосопряжений "сталь—латунь" при смешанной смазке зависит от соотношения матричных структурных составляющих в латуни, количества, размеров и равномерности распределения интерметаллидов и качества латунной заготовки, из которой изготовлена деталь сопряжения.

Химический состав, теплофизические и другие свойства кремнемарганцевой латуни способствуют формированию неблагоприятной структуры при кристаллизации, состоящей из крупных интерметаллидов, неравномерно распределенных по объему металла [9, 10].

Результаты трибологических испытаний сочетаний "сталь — антифрикционный сплав" в смазочном материале АМГ-10 приведены на рис. 1 [12, 13]. Низкие коэффициенты трения *f* оказались у бронзы БрАЖ9-4 и латуни Л11. При температуре смазочного материала АМГ-10, превышающей 180 и 220 °С, коэффициент трения в сопряжениях "сталь — латунь Л8", "сталь — бронза БрАЖ9-4" резко увеличивается и остается без изменения в сопряжениях "сталь — латунь Л11", "сталь — латунь Л 9", "сталь — бронза БрАЖН 10-6-6", "сталь — бронза БрОСН 10-2-3".

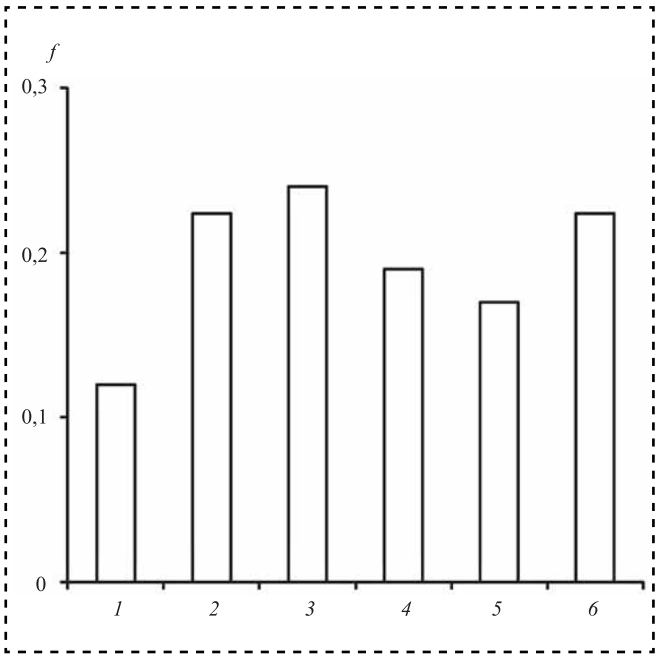


Рис. 1. Изменение коэффициента трения при трении по стали ШХ15 в смазочном материале АМГ-10 при *T* = 100 °С:

1 — бронзы БрАЖ 9-4; *2* — бронзы БрОСН 10-2-3; *3* — бронзы БрАЖН 9-4; *4* — латуни Л9; *5* — латуни Л11; *6* — латуни Л8

При этом заметной разницы между исследуемыми сопряжениями не наблюдается.

Температурная стойкость смазочных слоев определяется химическим составом менее твердого материала трибосопряжения. Изменение химического содержания в двойных сплавах на основе меди таких элементов, как медь, цинк, сурьма, олово оказывает большее влияние на антифрикционные характеристики сопряжения [14].

Антифрикционные свойства исследуемых материалов оценивали путем определения их энергетической характеристики — работы выхода электрона — с помощью метода контактной разности потенциалов (КРП) [15]. После выдержки образца в смазочном материале АМГ-10 в течение 40 ч сравнивали значения КРП на образце под тонким слоем АМГ-10 и на чистом образце:

$$\Delta КРП = КРП_{АМТ\text{-}10} - КРП_{ч}.$$

При этом чем больше смазочный материал меняет КРП и работу выхода электрона, тем выше антифрикционные свойства сочетания материал поверхности трения—смазочный материал (табл. 3).

Наибольшие изменения КРП и высокое значение поверхностной энергии имеет бронза БрОСН 10-2-3. В латунях со структурой ($\alpha + \beta$) повышение массовой доли интерметаллидов приводит к увеличению поверхностной энергии и к наибольшим изменениям КРП. Максимальная поверхностная энергия и наиболее высокие изменения КРП соответствуют латуни Л8. Латунь Л10 со структурой α-фазы (твердый раствор замещения цинка в меди с кристаллической решеткой ГЦК) имеет наибольшее изменение КРП и высокие значения поверхностной энергии и твердости по сравнению с латунью Л9 со структурой β-фазы (соединение CuZn с электронной концентрацией 3/2 и кристаллической решеткой ОЦК). Несмотря на наибольшее изменение КРП, определяемое структурой латуни, поверхностная энергия латуни Л10 ниже поверхностной энергии латуни Л8.

Повышение в латунях массовой доли интерметаллидов приводит к увеличению показателей прочности (твердости, предела прочности, предела текучести, поверхностной энергии) и снижению пластичности (относительного удлинения) и ударной вязкости. Их благоприятное сочетание соответствует оптимальному содер-

Таблица 3

Изменение КРП, работа выхода электрона и поверхностная энергия для исследуемых антифрикционных сплавов после выдержки в смазочном материале АМГ-10

Сплав	КРП, мВ		ΔКРП, мВ	φ, эВ	γ, мДж/м^2
	Чистый образец	Образец под тонким слоем АМГ-10			
БрАЖ 9-4	245	170	−75	4,585	2116
БрО12	295	210	−75	4,585	2078
БрОСН 10-2-3	306	180	−126	4,545	1788
Л 6	583	500	−83	4,88	2337
Л 7	535	450	−85	4,84	2347
Л 8	524	420	−104	4,82	2485
Л 9	435	350	−86	4,74	2204
Л 10	448	320	−128	4,74	2255

жанию в латунях интерметаллидов (7 %) и меди (не менее 56 %).

Механические свойства и энергетические характеристики (работа выхода электрона и поверхностная энергия) латуней определяются свойствами фаз, соотношением содержания цинка и интерметаллидов.

Максимум твердости и поверхностной энергии в латунях со структурой (α + β) достигается при содержании 33,05 % цинка и 10,45 % интерметаллидов.

В латунях Л9 и Л11 со структурой β-фазы при массовой доле 7 % интерметаллидов в латуни Л8 и отсутствии их в латуни Л11 определяющее влияние на повышение твердости и поверхностной энергии оказывает содержание цинка (40,78 %) в латуни Л11.

Для выбора оптимальных материалов трибосопряжения необходим сравнительный анализ данных износных испытаний и испытаний методом КРП.

Оценка противоизносных свойств антифрикционных материалов выявила две группы материалов (табл. 4):

материалы, приработочный износ h которых по времени невелик, а предельный износ устанавливается достаточно быстро и затем практически не меняется во времени (БрО12, БрОСН 10-2-3 и латуни Л8, Л9, Л10, Л11);

материалы с заметным износом, который в некоторых случаях не достигает установившегося значения (бронза БрАЖ 9-4 и латуни Л6, Л7, латуни после термической обработки).

Таблица 4

Результаты испытаний при трении стали ШХ15 по антифрикционным сплавам в смазочном материале АМГ-10

Марка сплава	$P_{пр}$, МПа	J_h, 10^{-6} мм/м	J_t, 10^{-6} мм/м	h, мм	f
БрОСН 10-2-3	65	1,36	0,82	0,025	0,048
БрО12	40	5,6	2,0	0,03	0,059
БрАЖ 9-4	15	9,05	3,3	0,062	0,01
Л6	12	4,27	65,6	0,17	0,026
Л7	16	15,1	58,3	0,115	0,073
Л8	114	69,5	1,7	0,018	0,1
Л9	114	69,5	1,7	0,018	0,048
Л10	150	5,9	1,5	0,012	0,062

Наименьшую предельную нагрузку $P_{пр}$, после которой начинается интенсивный износ, имеют латуни Л6, Л7 и бронза БрАЖ 9-4.

Высокие значения предельной нагрузки имеют латуни Л8, Л9, Л10, у бронз БрО12 и БрОСН10-2-3 они несколько ниже. Латунь Л10 превосходит бронзы не только большой предельной нагрузкой, но и меньшей интенсивностью изнашивания J_h на этапе приработки и в области установившегося износа J_t. Латунь Л11 по величине предельной нагрузки ($P_{пр}$ = 80 МПа) несколько уступает латуни Л10, хотя превосходит бронзу БрО12.

Износные характеристики термообработанных латуней практически не зависят от струк-

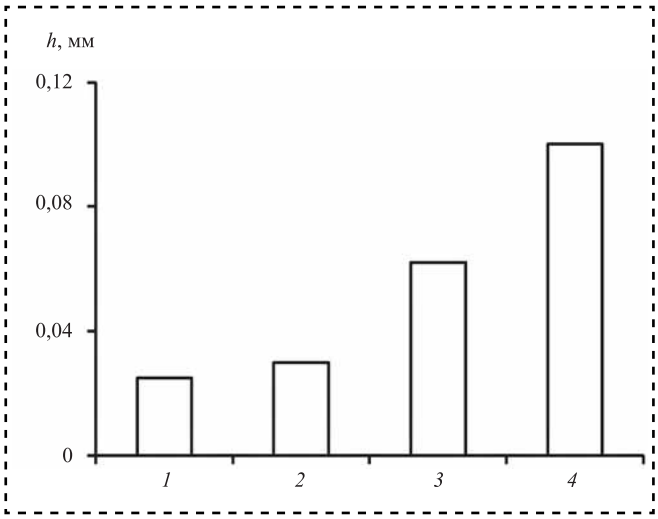


Рис. 2. Линейный износ при трении стали ШХ15 по бронзам и латуням ЛМцСКА 58-2-2-1-1 после термической обработки (латуни Л1 — Л5) в смазочном материале АМГ-10:
1 — БрОСН 10-2-3; *2* — БрО12; *3* — БрАЖ 9-4; *4* — Л1 — исходное горячее прессованное состояние; Л2 — отжиг при температуре 550 °С в течение 4 ч с охлаждением на воздухе; Л3 — закалка с 690 °С, охлаждение в масло; Л4 — закалка с 690 °С, охлаждение в масло и отпуск при температуре 150 °С в течение 4 ч; Л5 — закалка с 690 °С, охлаждение в масло и отпуск при температуре 300 °С в течение 4 ч

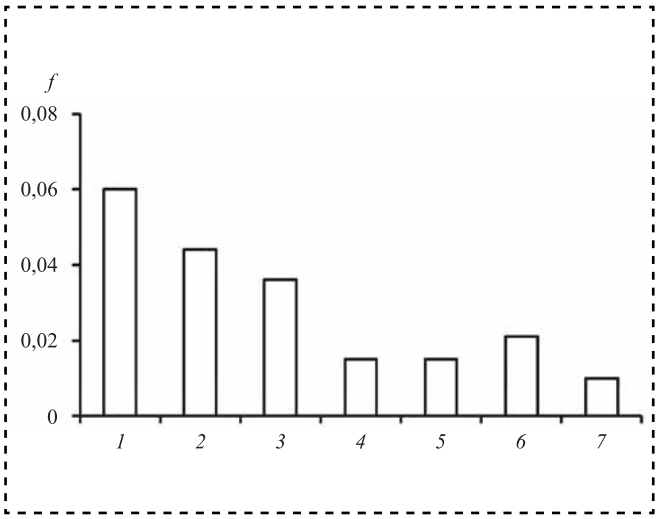


Рис. 3. Изменение коэффициента трения при трении стали ШХ15 по бронзам и латуням ЛМцСКА 58-2-2-1-1 после термической обработки (латуни Л1 — Л5) в смазочном материале АМГ-10:
1 — БрОСН 10-2-3; *2* — Л1 — исходное горячее прессованное состояние; *3* — Л2 — отжиг при температуре 550 °С в течение 4 ч с охлаждением на воздухе; *4* — Л3 — закалка с 690 °С, охлаждение в масло; *5* — Л4 — закалка с 690 °С, охлаждение в масло и отпуск при температуре 150 °С в течение 4 ч; *6* — Л5 — закалка с 690 °С, охлаждение в масло и отпуск при температуре 300 °С в течение 4 ч; *7* — БрАЖ 9-4

туры сплава (рис. 2). Они характеризуются большим износом, высоким значением интенсивности изнашивания в области установившегося износа и незначительной предельной нагрузкой ($P_{пр}$ = 10 МПа). Установившийся коэффициент трения f у них различается довольно заметно. Наименьший коэффициент трения после 60 мин испытания достигается при испытании закаленной в масло и закаленной с отпуском при 150 °С латуней, в то время как для латуни исходной структуры коэффициент трения значительно выше (рис. 3). Отожженные и закаленные с отпуском при 300 °С латуни занимают промежуточное положение. Чем выше температура отпуска, тем ниже антифрикционные свойства латуни. Коэффициент трения стали по латуням ниже, чем по бронзе БрОСН10-2-3, и несколько выше, чем при трении по бронзе БрАЖ 9-4.

С увеличением массовой доли интерметаллидов в латунях со структурой α и (α + β) их износостойкость повышается. Латунь со структурой (α + β) имеет максимальную износостойкость при содержании интерметаллидов 10,45 % (латунь Л8), а α-латунь — при 13,5 % интерметаллидов (латунь Л10). Поверхностная энергия, предельная нагрузка, интенсивность приработочного износа в латунях со структурой (α + β) повышаются с увеличением массовой доли интерметаллидов, а интенсивность установившегося изнашивания снижается. Увеличение массовой доли интерметаллидов улучшает практически все противоизносные характеристики (повышает поверхностную энергию, предельную нагрузку, интенсивность приработочного износа и снижает интенсивность установившегося изнашивания).

Следовательно, латуни с более высоким содержанием кремния и марганца из группы ЛМцСКА 58-2-2-1-1 по износостойкости не уступают бронзам БрО12 и БрОСН10-2-3 и обладают более высокой износостойкостью, чем стандартная латунь ЛМцСКА 58-2-2-1-1, независимо от того, прошла она термическую обработку или нет. В целях сохранения пластичности латуни на уровне оловянистых бронз в кремнемарганцевых латунях массовая доля интерметаллидов не должна превышать 7,5 % при содержании меди не менее 56 %. Значения коэффициента трения стали по бронзе БрОСН10-2-3 приблизительно равны коэффициентам трения стали по латуням группы ЛМцСКА 58-2-2-1-1 с различным содержанием интерметаллидов.

Если по противоизносным свойствам исследованные термообработанные латуни группы ЛМцСКА 58-2-2-1-1 мало отличаются друг от друга, то их антифрикционные свойства в значительной степени опреляются режимом термообработки. Самые низкие коэффициенты трения получены при испытании закаленной (закалка с 690 °С, охлаждение в масло) и закаленной с низким отпуском (закалка с 690 °С, охлаждение в масло и отпуск при температуре 150 °С в течение 4 ч) латуней.

По отдельным сравниваемым показателям латуни с различным содержанием интерметаллидов и латуни, прошедшие термическую обработку, не уступают испытанным бронзам, а в некоторых случаях превосходят их. Поэтому латуни могут применяться в трибосопряжениях технических систем. При подборе латуней на замену бронзам следует учитывать конкретные требования к антифрикционному материалу в каждом случае [1, 4, 5, 15, 16].

Библиографический список

1. **Меделяев И.А., Албагачиев А.Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 462 с.
2. **Меделяев И.А.** Основные закономерности процесса трения и изнашивания в парах трения гидравлических машин // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 42—47.
3. **Меделяев И.А.** Нормальный режим трения и долговечность антифрикционных пар со смазкой при повышенных нагрузках // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 8. С. 32—38.
4. **Меделяев И.А.** Научное обоснование технических решений по управлению изнашиванием в условиях граничного трения // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 37—42.
5. **Меделяев И.А.** Управление работоспособностью узлов трения агрегатов транспортной техники // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 6. С. 28—41.
6. **Меделяев И.А.** Схватывание в узлах трения транспортной техники // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. № 10. С. 28—33.
7. **Материаловедение:** учебник для вузов / Б.Н. Арзамасов и др.; под общ. ред. Б.Н. Арзамасова, Г.Г. Мухина. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 648 с.
8. **Машиностроение. Энциклопедия** / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы. Т. II-3 / И.Н. Фридляндер и др.; под общ. ред. И.Н. Фридляндера. 2001. 880 с.
9. **Котов Д.А.** Комплексное воздействие на структуру литых заготовок из сложнолегированных латуней: дис. ... канд. техн. наук: 05.16.04. Екатеринбург, 2005. 169 с.
10. **Михайлов В.Н.** Объемная штамповка поковок колец синхронизатора коробки передач автомобиля КАМАЗ: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.09. Липецк, 2015. 146 с.
11. **Физическое металловедение** / под ред. Р. Кана; пер. с англ. Вып. 3. М.: Мир, 1968. 484 с.
12. **ГОСТ 23.221—84.** Обеспечение износостойкости изделий. Метод экспериментальной оценки температурной стойкости смазочных материалов при трении. М.: Госстандарт СССР, 1984. 12 с.
13. **ГОСТ 9490—75.** Материалы смазочные жидкие и пластичные. Метод определения трибологических характеристик на четырехшариковой машине. М.: Госстандарт СССР, 1975. 8 с.
14. **Машиностроение. Энциклопедия** / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение и смазка. Т. IV-I / Д.Н. Решетов, и др.; под общ. ред. Д.Н. Решетова. 1995. 864 с.
15. **Приходько В.М., Меделяев И.А., Фатюхин Д.С.** Формирование эксплуатационных свойств деталей машин ультразвуковыми методами. М.: МАДИ, 2015. 264 с.
16. **Меделяев И.А.** Трибология сталей и сплавов при смешанной смазке в узлах трения технических систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 2. С. 63—73.

УДК 621.7.06

Л.К. Чернов, В.А. Полетаев, *д-р техн. наук*
(Ивановский государственный энергетический университет)
E-mail: poletaev@tam.ispu.ru

Повышение эффективности магнитной галтовки

Представлены возможные кинематические схемы магнитной галтовки, их преимущества и недостатки. Рассмотрены методы повышения эффективности работы магнитной галтовки, поведение частицы галтовочного наполнителя в управляющем магнитном поле, а также сила воздействия постоянного магнита на частицу наполнителя.

Possible kinematic schemes of magnetic tumbling, their advantages and disadvantages are presented. The methods for increasing the efficiency of the magnetic tumbling, the behavior of the tumbling filler particle in the control magnetic field, as well as the force of the permanent magnet on the filler particle are considered.

Ключевые слова: магнитная галтовка, смазочно-охлаждающее технологическое средство, магнитное поле, постоянный магнит, износ.

Keyword: magnetic tumbling, cutting technological means, magnetic field, permanent magnet, wear.

Магнитная галтовка — современный перспективный метод отделочной обработки. Данный метод использует особенность взаимодействия системы ферромагнитных частиц галтовочного наполнителя и магнитного поля, индуцируемого постоянными магнитами. Сложная система из множества единичных ферромагнитных частиц — игл в индуцируемом магнитном поле — представляет собой систему из множества диполей, которые взаимодействуют и между собой, и с постоянными магнитами.

При стандартной кинематической схеме магнитной галтовки в рабочий объем помещаются галтовочный наполнитель и обрабатываемое изделие. Под неподвижным рабочим объемом располагают подвижные постоянные магниты (рис. 1, *а*) [1]. При движении постоянных магнитов сложная система из множества частиц галтовочного наполнителя и магнитов приходит в движение. Облако частиц галтовочного наполнителя перемещается вслед за постоянными магнитами, каждая частица облака движется по индивидуальной сложной траектории, сталкиваясь с поверхностью изделия.

В момент соударения поверхности изделия и частиц наполнителя происходит обработка. Качество обработки поверхности зависит от степени свободы и сложности траектории движения галтовочной частицы и от силы соударения, которая в свою очередь завит от силы взаимодействия системы частицы — постоянный магнит. Сложная траектория движения галтовочной частицы позволяет обрабатывать поверхности с высокой сложностью профиля. Сила соударения частиц с обрабатываемой поверхностью зависит от конфигурации магнитного поля, силы постоянных магнитов и скорости вращения системы постоянных магнитов.

Стандартная кинематическая схема магнитной галтовки с одной группой постоянных магнитов позволяет обрабатывать изделия, но не использует весь возможный потенциал метода. Был проведен анализ возможных кинематических схем предполагаемой установки для магнитной галтовки. В ходе анализа возможных методов усовершенствования кинематической схемы разработаны эффективные схемы установки и получены патенты Российской Федерации на полезную модель [2—4].

Усовершенствование установки заключается во введении вспомогательной группы постоянных магнитов, которая расположена вокруг рабочего объема. Возможны два варианта кинематической схемы: группа вспомогательных

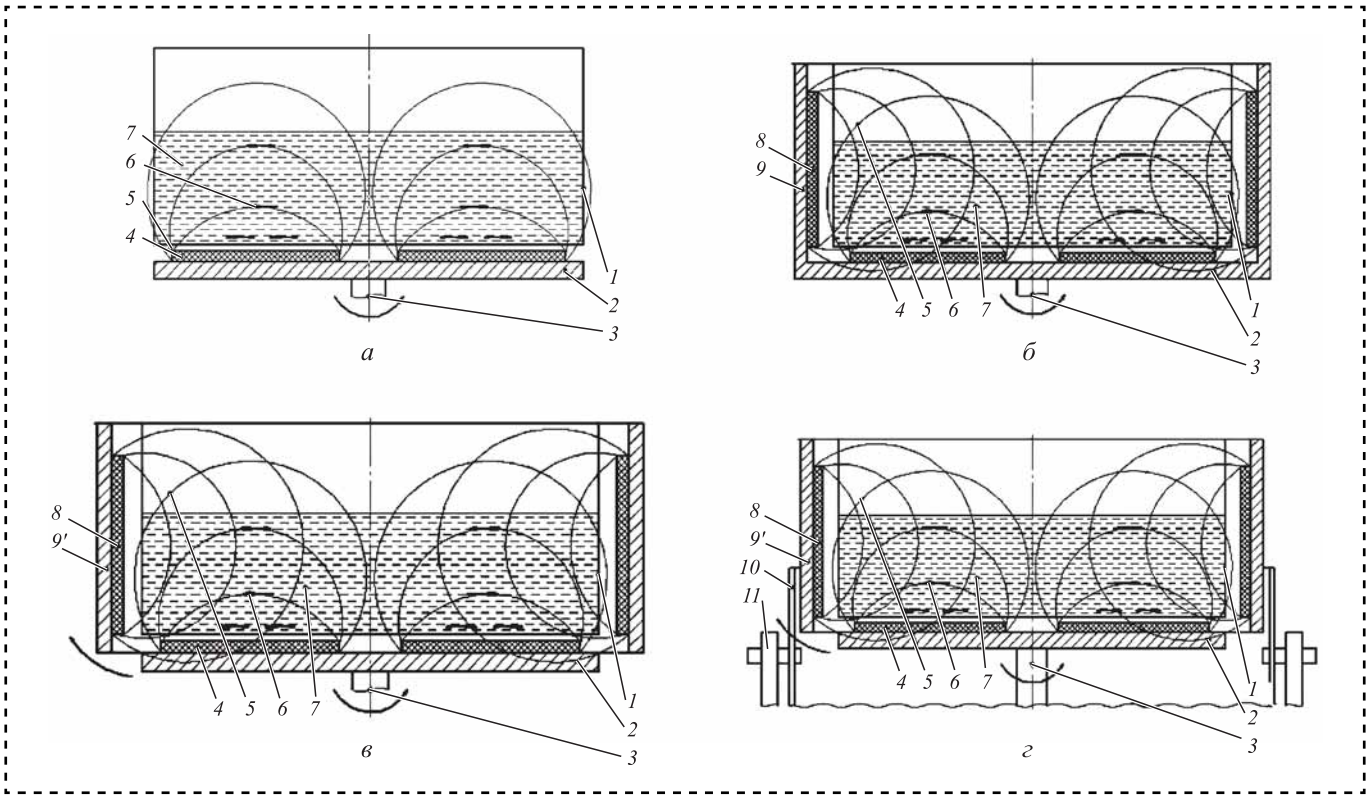


Рис. 1. Установка для магнитной галтовки:
а — стандартная; *б* — со вспомогательной группой магнитов; *в* — с двумя группами вспомогательных магнитов; *г* — с поворотным механизмом; *1* — рабочий объем; *2* — подвижный диск; *3* — передающий вал; *4* — основные постоянные магниты; *5* — магнитное поле; *6* — галтовочный наполнитель; *7* — смазочно-охлаждающая технологическая среда; *8* — дополнительные магниты; *9* — борт подвижного диска; *9′* — подвижный борт; *10* — корпус; *11* — поворотный механизм

магнитов вращается вместе с основной группой или в противоположную сторону. Третий вариант включает в себя поворотный механизм рабочего объема и борт, вращающийся в противоположную сторону.

Установка, представленная в работе [2], состоит из неподвижного рабочего объема, подвижного диска с постоянными магнитами, вертикального борта, установленного на подвижный диск, и вспомогательной группы магнитов, закрепленной на борту. Стандартная схема магнитной галтовки не предполагает наличия группы вспомогательных магнитов, вследствие чего рабочий объем задействован неэффективно, в разработанной полезной модели этот недостаток исправлен именно вспомогательной группой (рис. 1, *б*).

Чем выше неоднородность магнитного поля, тем сильнее постоянный магнит воздействует на частицу, помещенную в его магнитное поле. Этот эффект использован в установке, представленной в работе [3]. В целом установка похожа на описанную выше, но в ней вертикальный борт не является частью подвижного диска и вращается в противоположную ему сторону (рис. 1, *в*).

Две перемещающиеся друг относительно друга группы постоянных магнитов создают поле большей индуктивностью, чем одна группа постоянных магнитов или две неподвижных друг относительно друга. Взаимодействие движущихся друг относительно друга магнитных полей, индуцируемых основной и вспомогательной группами постоянных магнитов, интенсифицирует обработку изделий и повышает силу воздействия наполнителя на обрабатываемую поверхность.

Для дальнейшего усовершенствования магнитной галтовки в целях повышения эффективности обработки деталей и сокращения времени на обработку партии загруженных деталей к корпусу установки присоединен поворотный механизм, позволяющий наклонять рабочую область установки на необходимый угол для увеличения действия обрабатывающей силы, что позволяет также регулировать угол наклона рабочего объема, в котором проводится галтовка (рис. 1, *г*) [4].

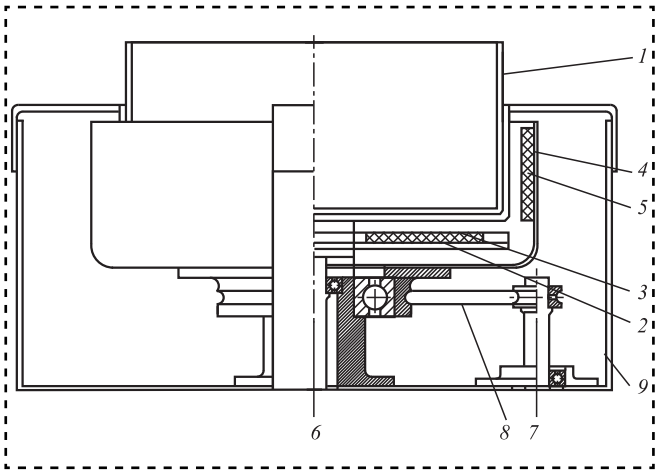


Рис. 2. Усовершенствованная схема установки для магнитной галтовки:
1 — рабочий объем; *2* — подвижный диск; *3* — основная группа постоянных магнитов; *4* — подвижный борт; *5* — вспомогательная группа постоянных магнитов; *6* — основной вал; *7* — вспомогательный вал; *8* — ремень передачи

В ходе усовершенствования схемы установки магнитной галтовки принято несколько конструктивных решений [5]: минимальное использование магнитных материалов; изготовление отдельных валов подачи на подвижный диск (основной вал) и на подвижный борт (вспомогательный вал); применение ременной передачи с вала двигателя на основной и вспомогательный валы; открытое установочное место для рабочего объема, представляющее собой две скрещенные металлические полосы (рис. 2).

Рассмотренные выше конструкции установок являются новыми по отношению к стандартной схеме магнитной галтовки и направлены на изменение конфигурации магнитного поля, управляющего ферромагнитным наполнителем.

От сложности траектории и силы взаимодействия частица—магнит зависят эффективность и время обработки деталей методом магнитной галтовки. Следовательно, нужно разработать такую конфигурацию магнитного поля, при которой сила воздействия на частицу будет максимальной, а ее траектория — наиболее эффективной [6].

Рассмотрим поведение частицы в некотором предполагаемом поле (рис. 3). Рабочее поле индуцируется двумя группами магнитов — основной и вспомогательной. Сила всех магнитов равна 500 кА/м. Основная группа вращается по часовой стрелке, вспомогательная — против. Управляющее поле соответствует кинематической схеме установки, представленной в работе [3].

На частицу наполнителя управляющее магнитное поле воздействует с силой F_m, которая всегда направлена в сторону большей индукции магнитного поля, т.е. в сторону постоянного магнита. Эта сила передвигает частицу вслед за перемещающимся магнитом. Если предположить, что на частицу более не действует никаких сил, то траектория частицы совпадает с перемещением магнита [7].

Частица перемещается по окружности (рис. 4). Причем скорость ее равномерна и совпадает со скоростью магнита. Если учитывать комплекс всех сил, воздействующих на частицу, то характер движения частицы в той же схеме изменится. Перемещающая частицу сила F_m будет частично компенсироваться силой трения, возникающей между дном рабочей области и частицей, а также силой сопротивления среды.

При воздействии одного постоянного магнита, перемещающегося под рабочим объемом, частица будет вести себя следующим образом. При достаточном расстоянии до постоянного магнита частица лежит неподвижно (рис. 5, *а*), как только магнит приближается на расстояние, при котором модуль F_m становится больше суммы сил

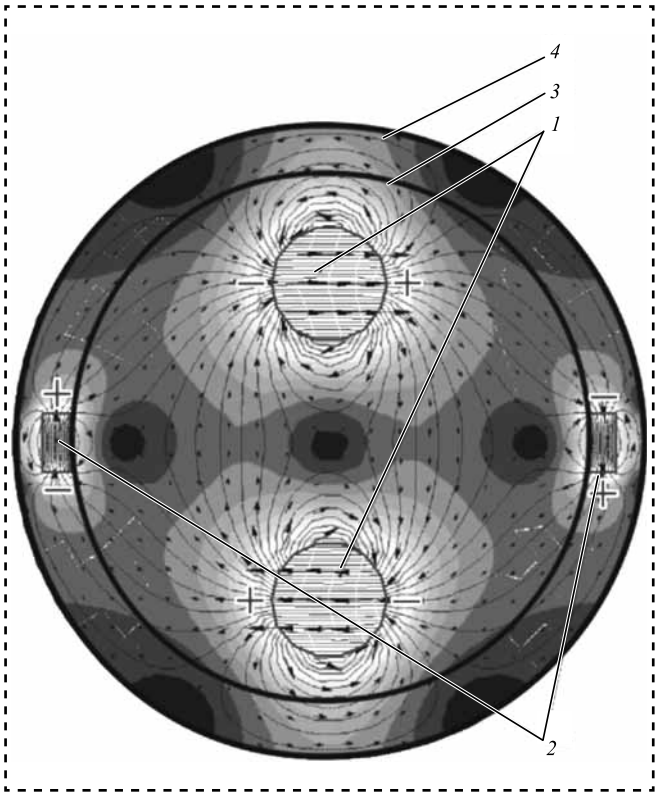


Рис. 3. Схема управляющего магнитного поля:
1 — основная группа постоянных магнитов; *2* — вспомогательная группа постоянных магнитов; *3* — граница рабочей области; *4* — условный нулевой потенциал

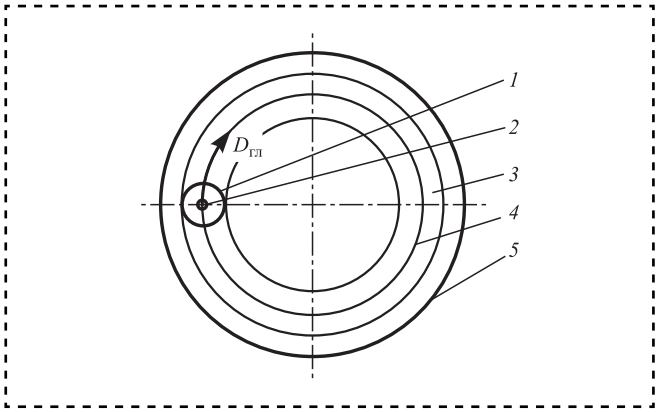


Рис. 4. Схема перемещения магнита и частицы наполнителя:
1 — постоянный магнит; *2* — частица наполнителя; *3* — "след" перемещения магнита; *4* — траектория частицы; *5* — граница рабочей области

трения и сопротивления среды, частица начинает передвигаться в сторону постоянного магнита (рис. 5, *б*). По мере сближения магнита и частицы F_m растет, так как величина F_m обратно пропорциональна четвертой степени расстояния между частицей и магнитом (рис. 5, *в*). Некоторое определенное время частица перемещается вслед за постоянным магнитом (рис. 5, *г*), но тормозится под действием внешних факторов (рис. 5, *д*), по мере компенсирования F_m частица все более отстает от постоянного магнита (рис. 5, *е*), вплоть до полной остановки (рис. 5, *ж*).

В системе с двумя или более постоянными магнитами прерывистое движение частицы сохраняется, но при движении двух магнитов возникает ситуация, когда полюса постоянного магнита и частицы наполнителя, представляющие собой диполь, могут быть направлены в одну и разные стороны. Соответственно меняется и направление вектора силы F_m, тогда сила F_m подбрасывает частицу в рабочем объеме, и частица совершает своеобразный "прыжок" при этом, стремясь восстановить направленность полюсов, поворачивается вокруг своей оси (рис. 6).

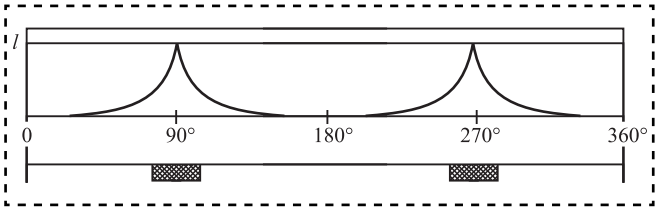


Рис. 6. Схема траектории движения частицы при цикличной смене направления вектора F_m

При вводе в систему вспомогательной группы постоянных магнитов к описанным выше движениям частицы наполнителя добавляется третье, в целом идентичное второму (см. рис. 6), но происходящее в плоскости, параллельной дну рабочего объема (рис. 7), а не его стенке — как в случае со вторым типом движения.

Траектория перемещения частицы галтовочного наполнителя по рабочему объему магнитной галтовки складывается из трех происходящих одновременно движений: *1* — по окружности с возвратно-поступательным движением частицы; *2* — вертикальное с вращением частицы вокруг собственной оси; 3 — горизонтально-радиальное частицы с дополнительным вращением вокруг собственной оси. Движение единичной частицы достаточно сложно и содержит пять степеней свободы, и как следствие соударение частицы с обрабатываемой поверхностью происходит в произвольной точке, что позволяет облаку частиц

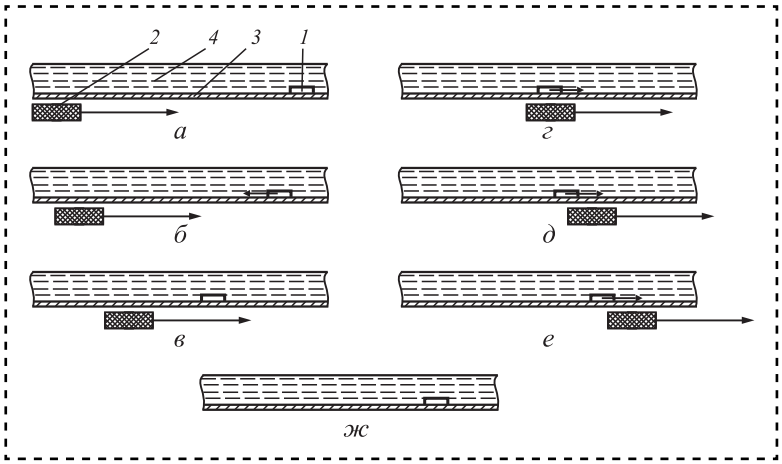


Рис. 5. Поведение частицы при проходе магнита:
1 — частица; *2* — постоянный магнит; *3* — дно рабочей области; *4* — СОТС: *а* — частица лежит неподвижно; *б*, *в* — частица перемещается навстречу движению постоянного магнита; *г*, *д*, *е* — частица перемещается параллельно движению постоянного магнита; *ж* — установка не работает

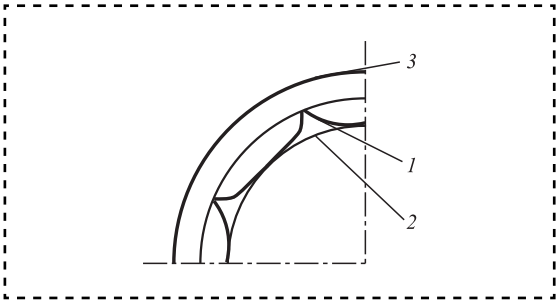


Рис. 7. Влияние вспомогательной группы постоянных магнитов на частицу наполнителя:
1 — траектория частицы; *2* — траектория основных постоянных магнитов; *3* — траектория вспомогательных магнитов

наполнителя одновременно обрабатывать деталь со всех сторон и в наибольшем количестве точек соударения.

Рассмотрим силу воздействия постоянного магнита на частицу наполнителя. Помещенная в магнитное поле частица наполнителя — металлический продолговатый цилиндр — намагничивается и становится диполем, т.е. небольшим постоянным магнитом, поэтому рассматривать взаимодействие между индуктором магнитного поля и частицей наполнителя можно как систему из двух постоянных магнитов. Знание формы и намагниченности постоянного магнита позволяет для расчетов заменить его эквивалентной системой электрических токов намагничивания. Такая замена возможна как при расчете характеристик магнитного поля, так и при расчетах сил, действующих на магнит со стороны внешнего поля. Следовательно, чтобы рассчитать силу взаимодействия иглы наполнителя и индуктора магнитного поля, надо заменить их эквивалентной системой электрических токов намагничивания.

Для примера проведем расчет силы взаимодействия двух постоянных магнитов. Пусть один магнит имеет форму тонкого цилиндра, а другой — продолговатого, их радиусы обозначим r_1 и r_2, толщины h_1, h_2, оси магнитов совпадают, расстояние между магнитами обозначим z, будем считать, что оно больше размеров магнитов.

Для расчета силы взаимодействия между магнитами заменим магниты с однородной намагниченностью J_1 и J_2 круговыми токами, текущими по боковой поверхности цилиндров. Силы этих токов выразим через намагниченности магнитов:

$$I_{1,2} = J_{1,2}h_{1,2}. \quad (1)$$

Разложим вектор индукции $\vec{B}$ магнитного поля, создаваемого первым магнитом в месте расположения второго, на две составляющие: осевую $\vec{B}_z$, направленную вдоль оси магнита, и радиальную $\vec{B}_r$ — перпендикулярную ей. Для вычисления суммарной силы, действующей на кольцо, необходимо разбить его на малые элементы $I\Delta l$ и просуммировать силы Ампера, действующие на каждый такой элемент. По правилу левой руки определяем, что осевая составляющая магнитного поля приводит к появлению сил Ампера, стремящихся растянуть (или сжать) кольцо — векторная сумма этих сил равна нулю. Наличие радиальной составляющей поля приводит к возникновению сил Ампера, направленных вдоль оси магнитов, т.е. к их притяжению или отталкиванию.

Так как рассматриваемая система обладает осевой симметрией, то модуль радиальной составляющей постоянен во всех точках кольцевого тока второго магнита. Проекция силы, действующей на второй магнит, с учетом правила левой руки:

$$F = I_2 B_r l = -I_2 B_r 2\pi r_2. \quad (2)$$

Положительное направление силы соответствует притяжению магнитов, положительное направление тока — против часовой стрелки.

Магнитное поле, создаваемое первым магнитом, эквивалентно полю кругового тока. В рамках сделанных приближений ($z \gg r$, h), осевая составляющая поля определяется:

$$B_z = \frac{\mu_0 p_{m1}}{2\pi z^3}, \quad (3)$$

где p_{m1} — магнитный момент первого магнита, $p_{m1} = I_1 S_1 = J_1 h_1 \pi r_1^2 = J_1 V_1$;

V_1 — объем первого магнита.

Радиальная составляющая поля в месте расположения второго кругового контура равна:

$$B_r = \frac{r_2}{2}\frac{\Delta B_z}{\Delta z} = \frac{3\mu_0 p_{m1}}{4\pi z^4} r^2. \quad (4)$$

Уменьшение осевой составляющей поля приводит к появлению положительной (направленной от оси) составляющей поля. Сила взаимодействия между магнитами определяется скоростью изменения осевой составляющей поля $\Delta B_z/\Delta z$. Если бы поле, создаваемое первым магнитом, было однородным, то сила, действующая на второй магнит, была бы равна нулю. Это справедливо для случая произвольного контура с током (следовательно, и для любого постоянного магнита). Сила Ампера, действующая на элемент тока $I\Delta\bar{l}_k$ равна $\Delta\bar{F}_k = I\Delta l_k \times \bar{B}$. Для вычисления силы, действующей на контур, необходимо просуммировать эти выражения по всем элементам контура

$$\bar{F} = \sum_k \Delta\bar{F}_k = \sum_k I\Delta\bar{l}_k \times \bar{B} = I\left(\sum_k \Delta\bar{l}_k\right) \times \bar{B} = \bar{0}.$$

При выводе учтено, что в однородном поле вектор индукции постоянен, поэтому его можно вынести за знак суммы, а сумма элементов контура равна нулю, так как все векторы выстро-

ены в замкнутую линию — конец последнего совпадает с началом первого. Сила, действующая на любой постоянный магнит, находящийся во внешнем однородном поле, равна нулю. Аналогично, сила, действующая на электрический диполь со стороны однородного электрического поля, также равна нулю, а в неоднородном поле она пропорциональна скорости изменения поля $\Delta E/\Delta z$.

Подставляя выражение для радиальной составляющей поля, получим формулу для вычисления силы взаимодействия двух магнитов в рассматриваемом случае:

$$F = -I_2 2\pi r_2 B_r = -I_2 2\pi r_2 \frac{3\mu_0 p_{m1}}{4\pi z^4} r^2 = \\ = I_2 \pi r_2^2 \frac{3\mu_0 p_{m1}}{2\pi z^4} = \frac{3\mu_0 p_{m1} p_{m2}}{2\pi z^4}, \quad (5)$$

где p_{m2} — магнитный момент второго магнита, $p_{m2} = I_2 S_2 = J_2 h_2 \pi r_2^2 = J_2 V_2$.

Следовательно, для определения силы взаимодействия в единичной системе постоянный магнит — частица наполнителя, также называемая иглой, справедлива формула (5). Сила воздействия постоянного магнита на частицу наполнителя зависит от расстояния между ними, объема частицы и магнита, а также намагниченности магнита. Зная силу воздействия магнитного поля на единичную частицу можно рассчитать траекторию единичной частицы в рабочем объеме, а зная от каких параметров зависит эта сила, можно настраивать оптимальное значение ее в тех или иных условиях обработки. Общая сила обрабатывания складывается от взаимодействия множества частиц наполнителя на которые воздействуют несколько постоянных магнитов, частицы так или иначе взаимодействуют со всеми постоянными магнитами системы одновременно, также являясь диполями взаимодействуют между собой. Сила воздействия системы постоянных магнитов на систему галтовочного наполнителя определяется не только величиной частицы и намагниченностью управляющих магнитов, плотностью магнитного потока B, но и в значительной мере зависит от неравномерности магнитного поля, определяемого градиентом магнитной индукции, причем направление силы $\overline{F_i}$ определяется направлением изменения вектора магнитной индукции (в равномерном поле он равен нулю, и следовательно сила воздействия тоже равна нулю). Практически такая ситуация может возникнуть лишь в том случае, если $\Delta B = 0$ и $\mu = \mu_0$. В ином случае ($\mu \neq \mu_0$) концентрация магнитного потока в самой ферромагнитной среде приводит к искажению внешнего поля и появлению $\overline{\Delta B} \neq 0$. Величина магнитной силы тем больше, чем больше неравномерность магнитной индукции в рассматриваемой области пространства, причем магнитная сила направлена в сторону наибольшей плотности магнитного потока.

Наибольшее воздействие на систему частиц наполнителя окажет наиболее неоднородное магнитное поле. За счет взаимной разнонаправленности соседних полюсов постоянных магнитов, индуцирующих магнитное поле, вращаются вокруг собственной оси диполи, составляющие наполнитель. Из-за изменяющейся плотности управляющего магнитного поля, обеспеченной движением друг относительно друга групп постоянных магнитов, движение наполнителя придает дополнительное обрабатывающее усилие.

Библиографический список

1. **Павлюкова Н.Л.** Использование магнитно-абразивного полирования при отделке деталей из цветных металлов // Вестник ИГЭУ. 2010. Вып. 2. С. 76—80.
2. **Полетаев В.А., Чернов Л.К.** Патент № 97670 на полезную модель. Устройство для магнитно-абразивной галтовки. Опубл. 20.08.2010; бюлл. № 26.
3. **Полетаев В.А., Павлюкова Н.Л., Чернов Л.К.** Патент на полезную модель РФ № 97076. Устройство для магнитно-абразивной галтовки. Опубл. в Б.И. № 24, 27.08.2010.
4. **Полетаев В.А., Чернов Л.К.** Патент № 104887 на полезную модель. Устройство для магнитно-абразивной галтовки. Опубл. 27.05.2011; бюлл. № 15.
5. **Полетаев В.А., Чернов Л.К.** Патент на полезную модель РФ № 111795. Устройство для магнитно-абразивной галтовки. Опубл. 27.12.2011; бюлл. № 36.
6. **Полетаев В.А., Чернов Л.К.** Повышение качества магнитной галтовки в магнитно-абразивном устройстве // Вестник ИГЭУ. Вып. 5. 2012. С. 40—43.
7. **Полетаев В.А., Чернов Л.К.** Исследование процесса магнитной галтовки в магнитно-абразивном устройстве // Металлообработка. 2013. № 3. С. 31—35.

УДК 519.85

Ю.Н. Можегова, *канд. техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярева)
E-mail: kandy2701@mail.ru

Программное обеспечение для оценки функционирования элементов коробки скоростей металлорежущих станков

Представлено программное обеспечение для расчета основных параметров коробок скоростей металлорежущих станков, результаты моделирования коробки скоростей в "Компас 3D" и автоматический расчет ее параметров в MS Excel.

The software to calculate the basic parameters of boxes of speeds of machine tools are presented, modeling the gearbox in "Compass 3D" and the automatic calculation of its parameters in MS Excel are presented.

Ключевые слова: коробка скоростей, устройство, металлорежущий станок.

Keywords: gearbox device, device, machine tool.

Одна из основных задач автоматизированной сборки узлов металлорежущих станков — первоначальное моделирование функционирования элементов станков при прилагаемой к ним нагрузке, что позволяет выявить допустимые значения сил резания и напряжений, возникающих в процессе механической обработки деталей [1].

Коробка скоростей служит для передачи необходимых сил и скоростей резания для заданного диапазона материалов и размеров обрабатываемых изделий. Коробка скоростей должна иметь возможно меньшие габариты, высокий КПД и хорошие эксплуатационные показатели.

Разработано программное обеспечение, реализующее автоматизацию кинематического, силового и прочностного расчетов коробки передач металлорежущих станков для построения 3D-моделей (рис. 1).

При запуске программы задают исходные данные для расчетов: тип конструируемого металлорежущего станка, вид зубчатого зацепления, максимальный диаметр детали (инструмента) D_{max}, мм, свойства обрабатываемого материала. Они служат для расчета по формализованным в программе зависимостям следующих параметров станка: минимального диаметра инструмента D_{min}, мм; предельных значений подач обработки самого мягкого S'_{max}, S'_{min}, мм/об, и самого твердого обрабатываемого материалов S''_{max}, S''_{min}, мм/об; максимальной v_{max} и минимальной v_{min} скорости резания самого мягкого материала, м/мин; скорости резания при обеспечении наибольшей мощности v_N, м/мин; максимального и минимального числа оборотов шпинделя n_{max}, n_{min}, мин$^{-1}$; крутящего момента M_{max}, Н·м; максимальных осевой силы P_{omax}, Н, и эффективной мощности N_{max}, кВт; установленной мощности электродвигателя $N_э$, кВт; тяговой силы станка Q, Н.

Выходные расчетные данные: максимальная и минимальная частота вращения выходного вала коробки передач n_{max}, n_{min}, мин$^{-1}$; мощность двигателя $N_э$, кВт; число частот вращения шпинделя Z.

Программа дает возможность выбирать вид структурной формулы, на основе которой будет построен график частот вращения шпинделя и рассчитывать передаточные числа зубчатых передач и характеристики зубчатых колес входящих в них.

Программа позволяет провести проверочный расчет отклонений действительного значения частоты вращения $n_д$ от частоты вращения, выбранной в соответствии с геометрическим

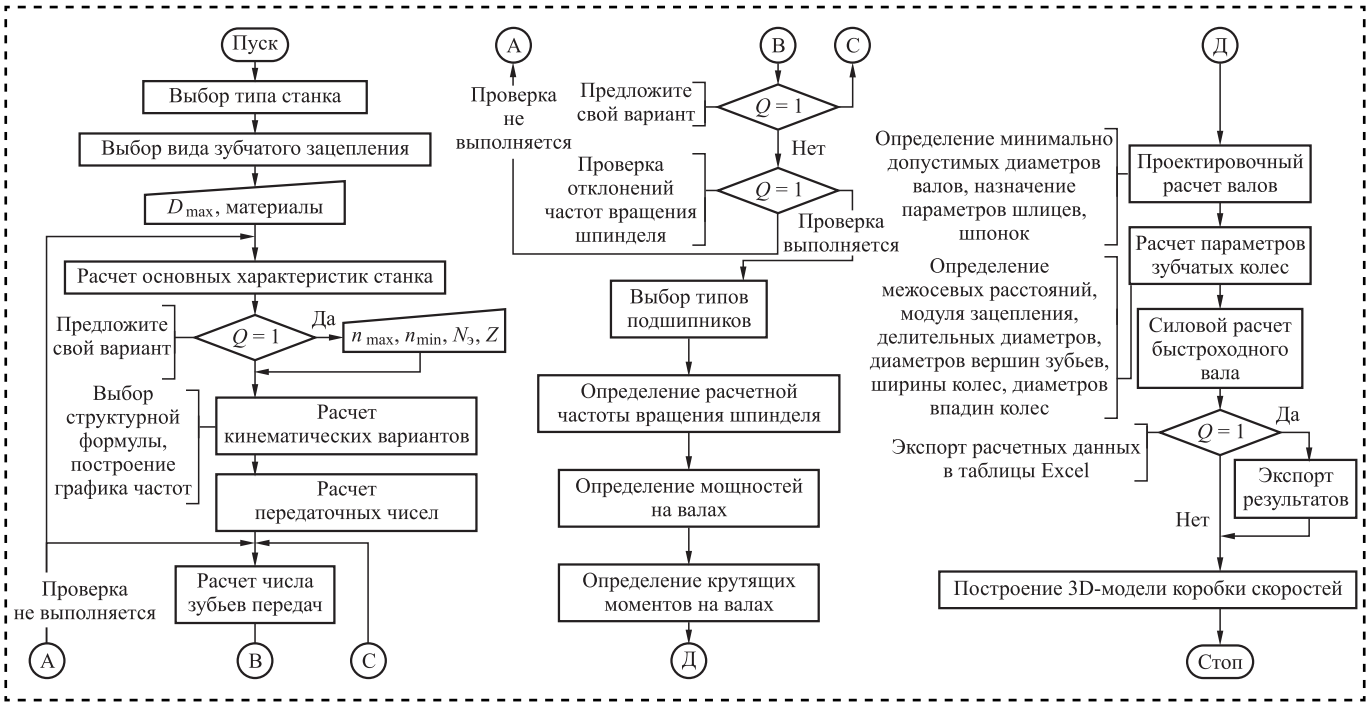


Рис. 1. Алгоритм работы программы

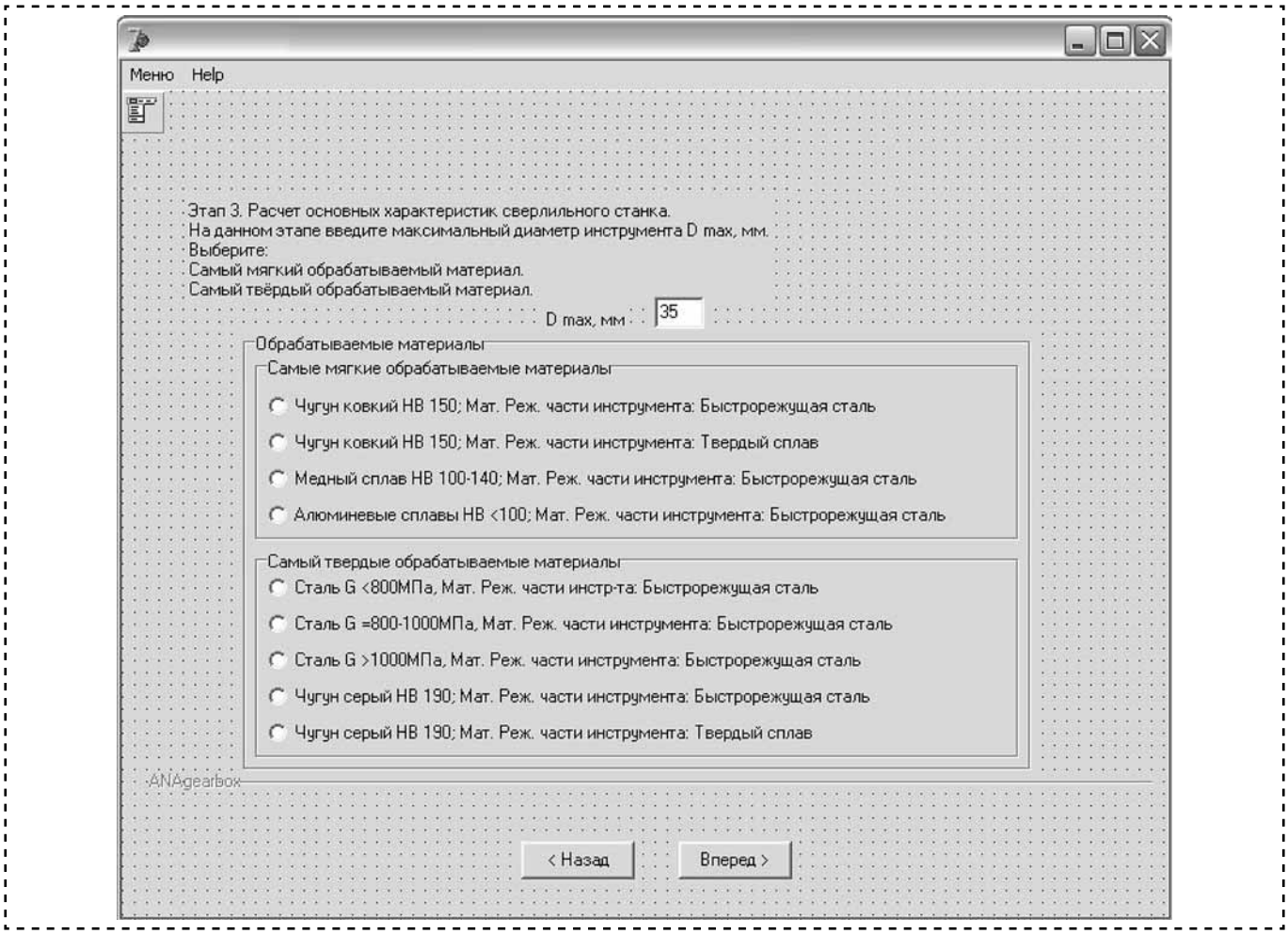
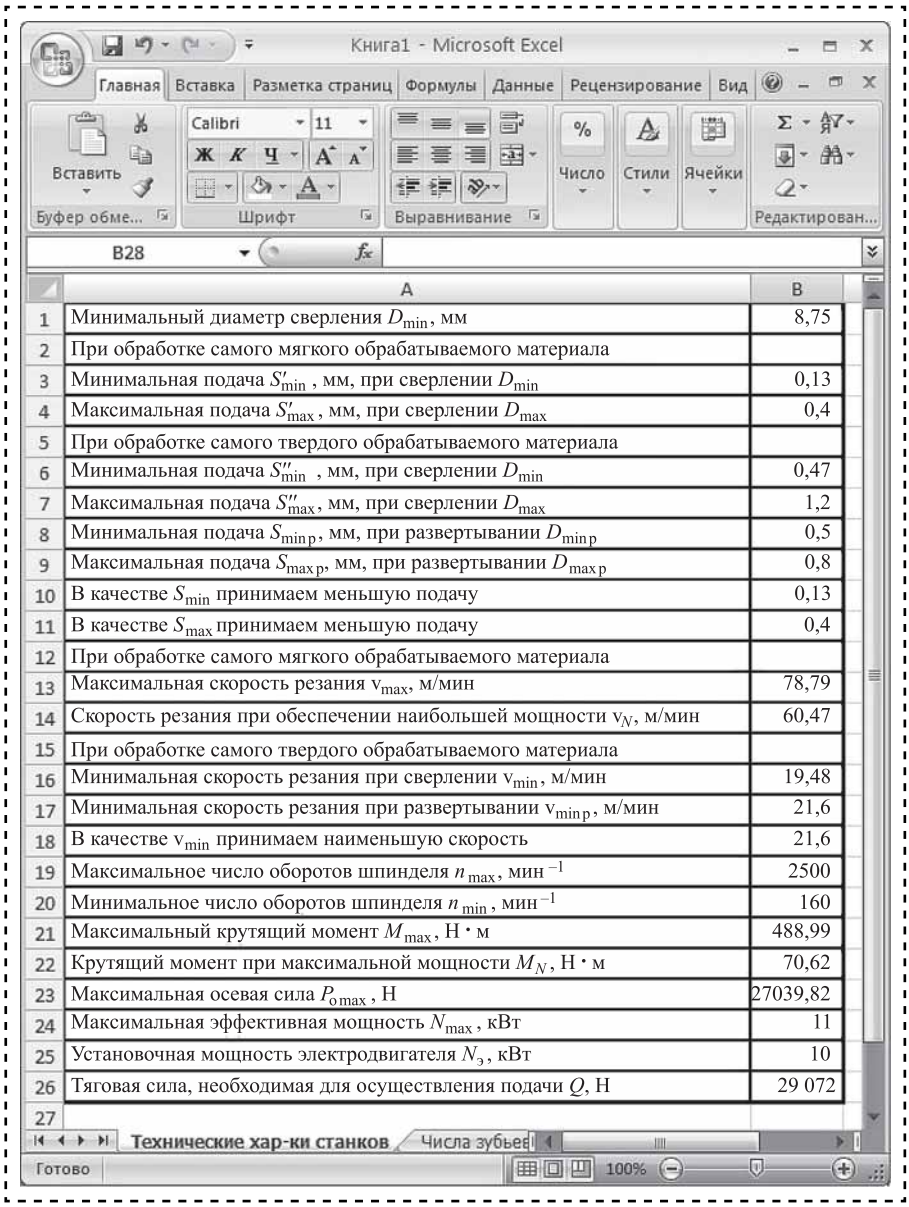


Рис. 2. Ввод информации об обрабатываемом материале



	A	B
1	Минимальный диаметр сверления D_{min}, мм	8,75
2	При обработке самого мягкого обрабатываемого материала	
3	Минимальная подача S'_{min}, мм, при сверлении D_{min}	0,13
4	Максимальная подача S'_{max}, мм, при сверлении D_{max}	0,4
5	При обработке самого твердого обрабатываемого материала	
6	Минимальная подача S''_{min}, мм, при сверлении D_{min}	0,47
7	Максимальная подача S''_{max}, мм, при сверлении D_{max}	1,2
8	Минимальная подача $S_{min\,p}$, мм, при развертывании $D_{min\,p}$	0,5
9	Максимальная подача $S_{max\,p}$, мм, при развертывании $D_{max\,p}$	0,8
10	В качестве S_{min} принимаем меньшую подачу	0,13
11	В качестве S_{max} принимаем меньшую подачу	0,4
12	При обработке самого мягкого обрабатываемого материала	
13	Максимальная скорость резания v_{max}, м/мин	78,79
14	Скорость резания при обеспечении наибольшей мощности v_N, м/мин	60,47
15	При обработке самого твердого обрабатываемого материала	
16	Минимальная скорость резания при сверлении v_{min}, м/мин	19,48
17	Минимальная скорость резания при развертывании $v_{min\,p}$, м/мин	21,6
18	В качестве v_{min} принимаем наименьшую скорость	21,6
19	Максимальное число оборотов шпинделя n_{max}, мин$^{-1}$	2500
20	Минимальное число оборотов шпинделя n_{min}, мин$^{-1}$	160
21	Максимальный крутящий момент M_{max}, Н · м	488,99
22	Крутящий момент при максимальной мощности M_N, Н · м	70,62
23	Максимальная осевая сила $P_{o\,max}$, Н	27039,82
24	Максимальная эффективная мощность N_{max}, кВт	11
25	Установочная мощность электродвигателя $N_э$, кВт	10
26	Тяговая сила, необходимая для осуществления подачи Q, Н	29 072
27		

Рис. 3. Результаты расчетов технических характеристик станка

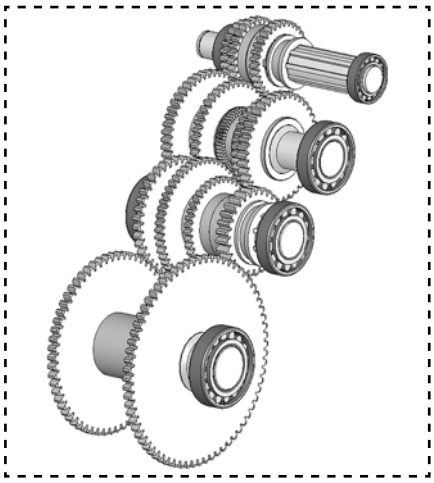


Рис. 4. 3D-модель коробки скоростей

рядом, $n_{г.р}$. Если отклонения частоты вращения не удовлетворяют условию $\frac{n_д - n_{г.р}}{n_{г.р}} 100\ \%$, то возвращаемся к блоку расчетов чисел зубьев и выбираем новые значения. Если условие выполняется, то переходим к выбору типов подшипников и расчету частоты вращения шпинделя, передаваемой мощности на валах и крутящего момента на каждом из валов.

Проводим прочностной и силовой расчеты элементов коробки скоростей, результаты которых в автоматическом режиме экспортируются в MS Excel и при помощи API функций "Компас 3D" строится трехмерная модель.

Программное обеспечение написано в среде разработки Borland Delphi. Интерфейс программы разработан на основе диалогового общения программы с пользователем (рис. 2). Посредством выбора данных, необходимых для расчетов, задаются входные параметры. После проведения блока расчетов программа в диалоговом режиме выводит полученные результаты (рис. 3).

Исходя из полученных расчетных значений имеется возможность вернуться к любому предыдущему этапу проектирования и задать новые параметры для расчетов или продолжить построение 3D-модели коробки передач (рис. 4).

Предлагаемое программное обеспечение позволяет рассчитать характеристики коробок скоростей металлорежущих станков и спроектировать в автоматизированном режиме их трехмерные модели.

Библиографический список

1. **Матросова Ю.Н., Федотов М.В.** Моделирование устройства для автоматизированной сборки изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 6. С. 46—48.

УДК 62-192: 658.5.012.1

Д.В. Ярошик, М.Г. Кристаль, *д-р техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: crysmar@mail.ru

Особенности интеграции Microsoft Excel с Esteco ModeFrontier при моделировании тепловых расчетов гидроакустических приборов

Изложен принцип проектирования приборов гидроакустической связи с учетом требований их минимального обслуживания и длительной автономной работы. Показан процесс автоматизации сборки с использованием данных из Microsoft Excel и программы оптимизации ModeFrontier выполнением поиска оптимальных конструкций, удовлетворяющих требованиям к тепловому режиму работы прибора, тем самым минимизируя дальнейшее обслуживание и повышая автономность прибора.

The principle of designing devices for hydroacoustic communication, taking into account the requirements of their minimum maintenance and long-term autonomous work is stated. The process of assembly automation using data from Microsoft Excel and the ModeFrontier optimization program is performed by searching for optimal designs that meet the requirements for thermal operation of the device, thereby minimizing further maintenance and increasing the unit's autonomy.

Ключевые слова: тепловой расчет, оптимизация конструкции, интеграция ПО.

Keywords: thermal calculation, design optimization, software integration.

Введение

При разработке электронных приборов необходимо проведение теплового расчета, так как перегрев прибора вследствие наложения тепловых полей от компонентов приводит его в негодность в короткие сроки [1, 2]. В мелкосерийном и серийном производстве возникает потребность автоматизации теплового расчета для скорейшего запуска изделия в производство [3].

Рассмотрим способ автоматизации теплового расчета гидроакустического прибора с использованием табличного процессора Microsoft Excel и программы оптимизации Esteco ModeFrontier (рис. 1 на стр. 3 обложки).

Исходные данные для занесения в Microsoft Excel (таблица):

d — диаметр внутренней части прибора, мм;

L — длина внутренней части прибора, мм;

$x_1...x_n$ — координаты плат относительно передней части прибора по оси x, мм;

$\alpha_1...\alpha_n$ — углы расположения элементов на плате, °;

$d_1...d_n$ — межцентровые расстояния элемента и платы, мм;

$q_1...q_n$ — тепловые нагрузки элементов, Дж.

Следующий шаг — перенос данных в Esteco ModeFrontier.

Условия для проведения теплового расчета прибора:

1. Валидация исходных данных:

значения линейных величин и тепловых нагрузок не могут быть отрицательными;

координаты плат не могут превышать координаты конечной точки прибора;

угол расположения элемента не может превышать 360°.

2. Проверка работоспособности прибора с точки зрения теплового режима.

3. Нахождение оптимального варианта конструкции по критерию минимизации габаритов.

Параметры электронного прибора в Microsoft Excel

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V
1	d	L	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	q_1	q_2	q_3	q_4	q_5
2	40	800	300	410	505	550	670	30	20	45	100	40	25	30	15	20	22	0,062	0,2	0,1	100	1,5
3	60	1000	420	425	490	555	900	25	25	75	90	30	15	35	20	32	28	3,6	0,3	260	260	0,2
4	52	1200	325	380	495	580	1000	70	80	120	45	60	20	10	25	40	15	1,5	0,11	1,5	3,6	0,11

Задание ограничений и цели оптимизации в Esteco ModeFrontier

Входными данными программы является "qmax" — наибольшая из заданных тепловых нагрузок (рис. 2 на стр. 3 обложки). Программа ищет максимальное значение для всех введенных нагрузок и присваивает ему значение "max_qmax", которое в дальнейшем использует при оптимизационных вычислениях. Программа сравнивает длины прибора, заданные переменной Length, отыскивая значения минимальной — min_Length.

Конечная цель — получение оптимальной конструкции прибора, способной работать в заданном тепловом режиме (рис. 3 на стр. 3 обложки).

Ось абсцисс на рис. 3 соответствует длине прибора, ось ординат — суммарному тепловыделению элементов. Цвет варианта варьируется от красного, соответствующего поломке прибора до синего, означающего полную работоспособность.

Выводы

Данные Microsoft Excel могут быть использованы в качестве входных данных в Esteco ModeFrontier для определения ряда оптимальных вариантов, как с точки зрения суммарного тепловыделения, так и с позиции критерия минимизации габаритов. Это позволит автоматизировать процесс сборки прибора, повысить его автономность и минимизировать дальнейшее обслуживание.

Библиографический список

1. **Ярошик Д.В.** Распределение температуры окружающей воздушной среды от точечного источника инфракрасного излучения: сб. ст. // X междунар. науч.-практ. конф. В 3 ч. Ч. 3 / отв. ред. Г.Ю. Гуляев; Международный центр научного сотрудничества "Наука и Просвещение". Пенза, 2017.

2. **Булгаков О.М., Таравков М.В.** К расчету тепловых полей полупроводниковых приборов // Вестник Воронежского института МВД России. 2011. № 3.

3. **Прохоров А.А., Назаренко А.М., Пересторонин Н.О., Давыдов А.В.** Гибридная настольно-облачная платформа для исследования пространства параметров // Программные продукты и системы. 2016. № 2 (114).

ВАСИЛИЙ ГРИГОРЬЕВИЧ КАРАБАНЬ

03.01.1953 — 15.11.2017

15 ноября 2017 года ушел из жизни Василий Григорьевич Карабань — член редакционного совета нашего журнала, много лет возглавлявший машиностроительный факультет Волгоградского государственного технического университета. Почетный работник высшего профессионального образования, Ветеран труда. Был награжден Почетными грамотами Министерства образования и науки и Областной думы. На его счету более 100 научных трудов, 16 патентов и авторских свидетельств.

Василий Григорьевич Карабань сохранится в памяти друзей и коллег как замечательный человек и настоящий ученый.

Редакция и редакционный совет журнала
«Сборка в машиностроении, приборостроении»
выражают глубокие соболезнования родным и близким Василия Григорьевича

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: **mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru.**
Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 268-48-97.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 09.10.2017. Подписано в печать 28.11.2017. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: **www.aov.ru**
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.