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 **11 (208)**

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Коднянко В.А., Курзаков А.С. Улучшение динамических показателей кругового газостатического подпятника с кольцевыми диафрагмами 483

Современные технологии сборки

Водолазская Н.В. Силовой анализ процесса сборки резьбовых соединений при симметричной затяжке крепежных деталей 486

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Волков В.М., Должиков С.Н., Лакеенко М.Н. Контроль биения зубчатых колес тяговой передачи локомотива 491

Дунаев В.В., Пучков В.Н. Теория и оценка релаксации силы затяжки болтовых соединений при повышенных температурах (часть I) 494

Соединение деталей машин

Березин С.Я. Технологические принципы получения резьбовых соединений с натягом на основе сопрягаемых деталей с винтовой нарезкой волнистого профиля 500

Трение и смазка в машинах и механизмах

Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О., Василенко В.В. Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленном расплавом направляющей, с учетом зависимости вязкости от давления 504

Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Лычагин В.В., Климов А.Ю., Куц М.С. Анализ контактного взаимодействия в червячных передачах в связи с разработкой модели их нелинейных колебаний 510

Щедрин А.В., Алешин В.Ф., Бодарева А.В., Климочкин К.О., Поляков А.О., Косарев И.В. Формулы для прогнозирования силы комбинированного дорнования отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности в условиях применения металлоплакирующих смазок 518

В помощь конструктору, технологу

Калачёв О.Н., Гушан Д.Ф. Программное создание 3D-модели сборки УСП планшайбы средствами NX Open API в CAD/CAM NX 523

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 **11 (208)**

CONTENTS

Manufacturability of a construction

Kodnyanko V.A., Kurzakov A.S. Improvement of dynamic characteristics of a circular gas-static thrust bearing with annular orifices 483

Modern technologies in assembly

Vodolazskaya N.V. The power analysis of assembly process of threaded connections at a symmetric inhaling of fixing details 486

Quality assurance. Testing. Monitoring

Volkov V.M., Dolzhykov S.N., Lakeenko M.N. Control of the bearing of gear wheels threshold transmission of locomotive 491
Dunaev V.V., Puchkov V.N. Theory and estimation of forces relaxation of the bolt tightening at the elevate temperatures (part 1) 494

Connection of mashines parts

Berezin S.Ya. Technological principles reception of tight screw connections based assembling parts with wave thread 500

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Akhverdiev K.S., Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Vasilenko V.V. The wedge-shaped support of sliding using micropolar lubricant due to the melte guide taking into account dependence of viscosity on pressure 504
Polyakov S.A., Goncharov S.Yu., Lychagin V.V., Klimov A.Yu., Kuts M.S. Analysis of the contact interaction in worm gears in connection with the development of a model of their nonlinear oscillations 510
Shchedrin A.V., Alyoshin V.F., Bodareva A.V., Klimochkin K.O., Polyakov A.O., Kosarev I.V. Formulas for predicting the strength of the combined holes burnishing tool with regular microgeometry surface under the application of lubricants metalplacking 518

Industrial and design engineer's aid

Kalachev O.N., Gushan D.F. Model development using the NX Open API in CAD/CAM NX in MS Visual Studio using the counterweight example USP environment 523

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
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON
V.I. KOLESNIKOV
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

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

УДК 621.8

В.А. Коднянко, *д-р техн. наук,* **А.С. Курзаков**, *канд. техн. наук*
(Сибирский федеральный университет, г. Красноярск)
Email: kurzakov@list.ru

Улучшение динамических показателей кругового газостатического подпятника с кольцевыми диафрагмами

Предложена усовершенствованная конструкция газостатического подпятника с кольцевыми диафрагмами, обладающего существенно лучшими динамическими показателями. Показано, что статические характеристики конструкции не отличаются от характеристик традиционного подпятника, при этом динамические характеристики — степень устойчивости и показатель колебательности — улучшаются не менее чем вдвое, обеспечивая подпятнику запас устойчивости, соответствующий показателям хорошо демпфированных динамических систем.

The improved design of a gas-static thrust bearing coupled with annular orifices proposed having significant the best qualities of dynamic characteristics is proposed. It is shown that static characteristics of the proposed thrust bearing are identical with characteristics of a traditional thrust bearing, while the dynamic quality characteristics — stability degree and oscillatory character are increasing at least twice that causes a stability margin rising to gauges that peculiar to highly damped dynamical systems.

Ключевые слова: газостатический подпятник, кольцевые диафрагмы, статические характеристики, податливость, несущая способность, динамические характеристики, показатель колебательности, запас устойчивости.

Keywords: gas-static thrust bearing, annular orifices, static characteristics, compliance, carrying capacity, dynamic characteristics, oscillatory character, stability margin.

Газостатические подпятники, применяемые в точных приборах и в технологическом оборудовании, имеют в своей конструкции ограничители расхода газа (кольцевые и простые диафрагмы, капилляры, пористые вставки и др.). Преимущество кольцевых диафрагм перед другими пассивными питателями состоит в том, что их применение обеспечивает подпятникам абсолютную устойчивость [1]. Вместе с тем подпятники с кольцевыми диафрагмами имеют низкое качество динамики, состоящее в повышенной склонности конструкций к колебаниям, что выражается в высоких значениях показателя колебательности П частотной передаточной функции податливости несущего слоя [2]. Одна из причин низкого качества динамики таких подпятников состоит в негативном влиянии на него объема сжатого газа, заключенного в несущем слое. Повысить качество динамики конструкции можно посредством усовершенствований, направленных на уменьшение объема несущего слоя подпятника.

На рис. 1 показана схема кругового газостатического подпятника (ГП) с внутренней ступенью высоты δ, питаемого равномерно расположенными по окружности радиуса r_1 отверстиями малого диаметра. По сравнению с обычным подпятником ($\delta = 0$) такой ГП имеет уменьшенный объем газа в несущем слое, что положительно влияет на качество динамики конструкции. Ограниченный диа-

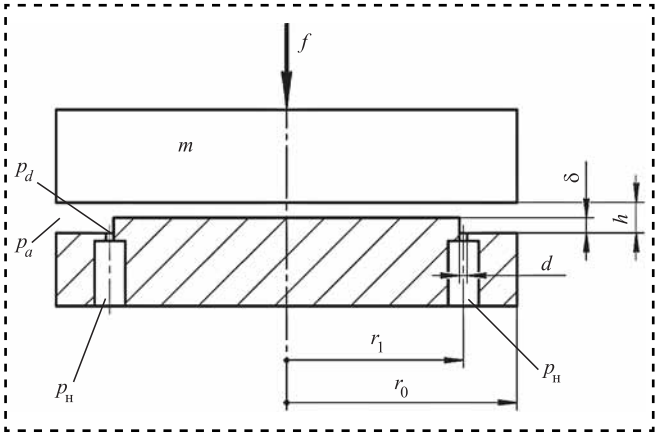


Рис. 1. Схема подпятника

пазон изменения толщины h несущего слоя может негативно сказаться на функциональных возможностях ГП, следовательно, необходим обоснованный выбор высоты ступени δ.

Исследование качества динамики ступенчатого ГП проведено в безразмерной форме. За масштабы величин приняты: наружный радиус r_0 — для радиусов; толщина h_0 слоя смазки, соответствующая расчетной нагрузке f_0 (режим "расчетной точки") — для перемещений и высоты ступени δ; давление p_a окружающей среды — для давлений; $\pi r_0^2 p_a$ — для сил.

Теоретическое исследование влияния параметра $\Delta = \delta/h_0$ на динамику ГП выполнено при помощи специализированной компьютерной среды моделирования, расчета и исследования газостатических опор (среды СИГО) [3] методами теории линейных динамических систем. Решение краевых задач для линеаризованного и преобразованного по Лапласу нестационарного уравнения Рейнольдса получено численным методом [4], гарантирующим заданную точность расчета комплексных коэффициентов при интегро-дифференциальных изображениях обобщенных координат динамической системы. Для описания массового расхода смазки через диафрагмы использована ступенчатая функция Прандтля [1].

В качестве критерия количественной оценки устойчивости и быстродействия ГП как динамической системы использовали степень устойчивости η [5]. Запас устойчивости ГП оценивали с помощью показателя колебательности П [5] амплитудно-частотной характеристики передаточной функции динамической податливости ГП $\overline{\Delta W}/\overline{\Delta F}$, где $\overline{\Delta W}$, $\overline{\Delta F}$ — лапласовы трансформанты отклонений безразмерных функций толщины слоя газовой смазки и внешней силы.

При расчетах использовали безразмерные параметры: высоту ступени Δ, давление наддува $P_н$, радиус ступени R_1, нормированный коэффициент настройки сопротивления диафрагм $\chi = \left(P_d^2 - 1\right)/\left(P_н^2 - 1\right) \in [0,1]$, "число сдавливания" газового слоя [2]

$$\sigma = 12\mu r_0^2 / p_a h_0^2 t_0,$$

где $P_d = p_d/p_a$, $P_н = p_н/p_a$ — безразмерные давления на выходе и входе диафрагм в режиме "расчетной точки";

t_0 — масштаб текущего времени.

Безразмерную массу M подвижного элемента полагали равной

$$M = mh_0 / \pi r_0^2 p_a t_0^2 = 1,$$

где m — масса подвижного элемента.

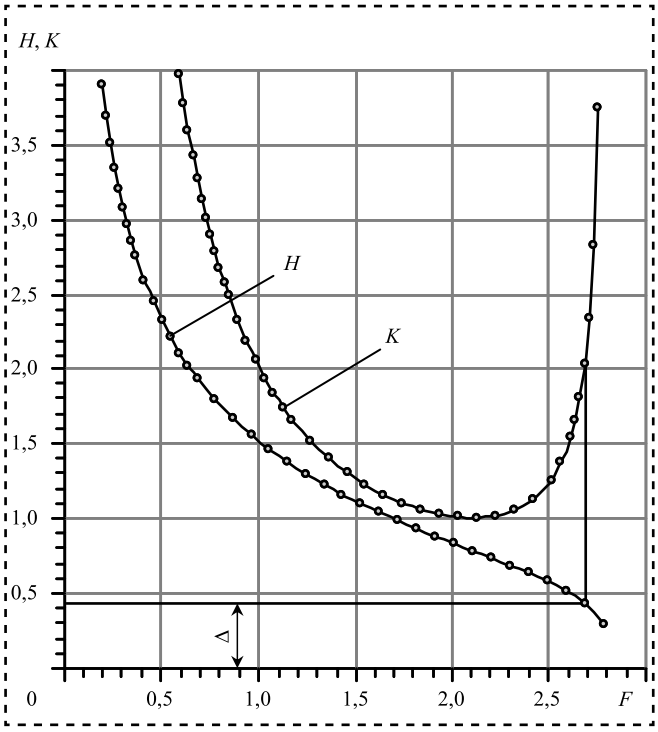


Рис. 2. Безразмерные статические характеристики зазора $H(F)$ и податливости $K(F)$ от нагрузки F ($\chi = 0{,}45$; $R_1 = 0{,}6$; $P_н = 5$)

На рис. 2 приведены нагрузочные кривые безразмерных статических характеристик обычного подпятника — перемещения $H(F)$ и податливости несущего слоя $K(F)$ в зависимости от безразмерной внешней силы F. Наименьшая по-

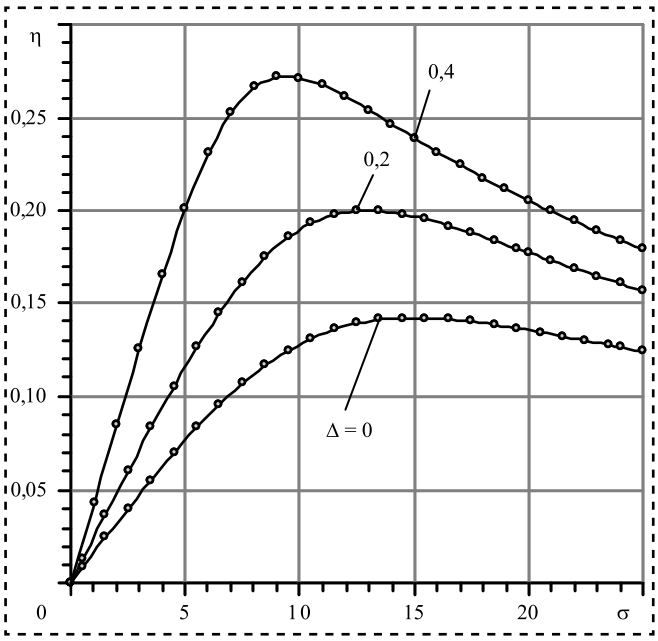


Рис. 3. Зависимости степени устойчивости η от "числа сдавливания" σ при различных значениях высоты ступени Δ ($\chi = 0{,}45$; $R_1 = 0{,}6$; $P_н = 5$)

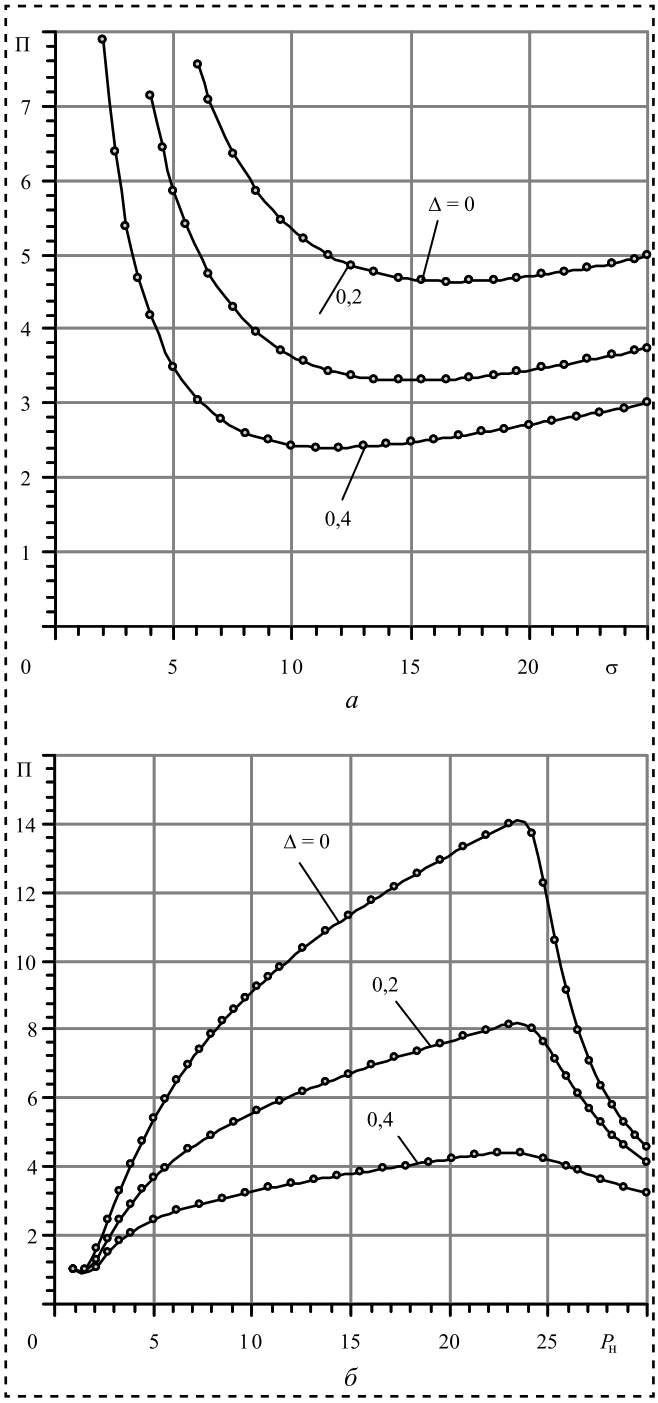


Рис. 4. Зависимости показателя колебательности П при различных значениях высоты ступени Δ:
а — от "числа сдавливания" σ при $\chi = 0{,}45$; $R_1 = 0{,}6$; $P_н = 5$; *б* — от относительного давления наддува $P_н$ при $\chi = 0{,}45$; $R_1 = 0{,}6$; $\sigma = 10$

датливость $K_{min} \approx 1$ имеет место при $F \approx 1$. Если считать приемлемой податливость, не превосходящую $2K_{min}$, то рабочим диапазоном нагрузок будет $F_{min} \leqslant F \leqslant F_{max}$, где $F_{min} \approx 1$, $F_{max} \approx 2{,}7$. За пределами этого диапазона, в частности при $F > F_{max}$, что соответствует $0 \leqslant H \leqslant \Delta$, податливость ГП неприемлемо велика, и этот диапазон перемещений можно считать практически неиспользуемым. Для приведенных на рис. 2 кривых допустимый предел высоты ступени — $\Delta \approx 0{,}45$.

В области $r \leqslant r_1$ статическое давление газа постоянно, следовательно, в рабочем диапазоне давлений обычный и предлагаемый подпятники вне зависимости от высоты ступени последнего будут иметь идентичные статические характеристики, в частности податливость и несущую способность. Размер ступени оказывает влияние лишь на динамические показатели ГП.

В режиме "расчетной точки" зависимость $\eta(\sigma)$ имеет экстремальный характер. Это свидетельствует о том, что расчетный размерный зазор h_0 имеет оптимальное по быстродействию значение (рис. 3). С увеличением Δ максимальные значения η на кривых возрастают, т.е. динамика ГП улучшается. При этом экстремумы кривых смещаются в сторону меньших σ (бóльших расчетных зазоров). При $\Delta = 0{,}2...0{,}4$ наилучшими будут $\sigma = 8...13$ и обеспечиваются значения степени устойчивости $\eta = 0{,}2...0{,}27$.

Графики зависимости показателя колебательности $П(\sigma)$ доказывают, что наличие ступени способствует повышению запаса устойчивости ГП (рис. 4, *а*). С увеличением Δ показатель П снижается примерно вдвое и при $\Delta = 0{,}4$ достигает значений $П = 2{,}5...3{,}0$, что позволяет отнести ГП с предельной высотой ступени к хорошо демпфированным динамическим системам [5].

На рис. 4, *б* приведены графики зависимости $П(P_н)$ для режима "расчетной точки". С увеличением высоты ступени Δ качество динамики ГП улучшается, что проявляется в уменьшении значений показателя П. По сравнению с обычным ГП ($\Delta = 0$) подпятник с предельной высотой ступени ($\Delta = 0{,}4$) имеет примерно втрое больший запас устойчивости.

Применение внутренней ступени позволяет вдвое улучшить характеристики качества динамики и повысить запас устойчивости подпятника с кольцевыми диафрагмами до показателей, которым отвечают хорошо демпфированные динамические системы.

Библиографический список

1. **Пинегин С.В., Орлов А.В., Табачников Ю.Б.** Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой: справочник. М.: Машиностроение, 1984. С. 186.

2. **Пинегин С.В., Табачников Ю.Б., Сипенков И.Е.** Статические и динамические характеристики газостатических опор. М.: Наука, 1982. С. 265.

3. **Коднянко В.А.** Концепция компьютерной среды исследования газостатических опор // СТИН. 2001. № 4. С. 11—13.

4. **Коднянко В.А.** Численный метод расчета нестационарных характеристик осевого кольцевого блока газостатических опор // Трение, износ, смазка. 2005. Вып. 22. С. 31—35.

5. **Бесекерский В.А., Попов Е.П.** Теория автоматического регулирования. М.: Наука, 2003. С. 767.

УДК 621.923, 621.83.519.8

Н.В. Водолазская, *канд. техн. наук*
(Белгородский государственный аграрный университет)
E-mail: vnv26@bk.ru

Силовой анализ процесса сборки резьбовых соединений при симметричной затяжке крепежных деталей

Рассмотрены особенности сборочных технологий на примере затяжки групповых резьбовых соединений. С учетом податливости деталей стыка получены расчетные зависимости для определения изменения нагружения крепежных деталей для круглого фланцевого стыка.

Features of assembly technologies on an example of an tightening of group threaded connections are considered. Taking into account an details yielding settlement dependences for definition of change of fixing details loading for a round flange joint are received.

Ключевые слова: сборочные технологии, групповое резьбовое соединение, податливость деталей стыка, силовые параметры.

Keywords: assembly technologies, group threaded connection, details yielding, power parameters.

Одна из основных тенденций развития машиностроительного сборочного производства — обеспечение показателей надежности выпускаемой продукции на протяжении всего ее эксплуатационного периода [1]. Получение требуемых показателей зависит, прежде всего, от качества разнообразных соединений, среди которых наиболее распространены резьбовые соединения, составляющие 25...35 % от всех соединений. Трудоемкость их сборки в ряде случаев достигает 50 % от общего объема сборочных работ [2]. Вопросы влияния степени затяжки на работоспособность изделий остаются актуальными в течение нескольких десятилетий. Такие исследователи как Б.И. Арпентьев, И.А. Биргер, В.Г. Григорович, В.К. Замятин, И.А. Клусов, В.С. Корсаков, В.Р. Косилов, Л.Н. Кошкин, М.С. Лебедовский, К.А. Муценек, М.П. Новиков, В.В. Прейс, А.Н. Рабинович, И.Г. Старостин, Н.И. Шерешевский, В.А. Яхимович, А.П. Гавриш, Ю.З. Житников, А.В. Ланщиков, А.Н. Михайлов, А.Г. Холодкова и другие обосновали рекомендации по использованию для однотипных изделий, в том числе мелких резьбовых соединений, разнообразных вариантов автоматизированной, автоматической и роторной сборки [3]. Для резьбовых соединений средних и крупных диаметров разработаны отличающиеся по конструктивным признакам и принципу действия инструменты для механизированной затяжки, например, статические и ударные механизмы резьбозавертывающих машин В.Г. Бобрикова, М.Л. Гельфанда, Б.Г. Гольдштейна, М.А. Нахамкина, Я.И. Ципенюка, В.И. Чанова и др.

Особую группу соединений представляют групповые резьбовые соединения. Технология их сборки предусматривает получение в крепежных деталях (болтах, шпильках и т.п.) таких сравнительно одинаковых осевых сил, при которых упругие деформации стягиваемых деталей при установившемся режиме работы машины будут находиться в определенных нормированных пределах, обеспечивающих плотность стыка. Сложность обеспечения равномерного нагружения крепежных деталей связана с уменьшением осевых сил в ранее затянутых болтах при поочередной затяжке следующих болтов. Неравномерность сил затяжки в групповых резьбовых соединениях исследовали В.Н. Захаров, С.С. Осгуд, Б.Ю. Житников предложил синхронную затяжку резьбовых соединений с помощью многошпиндельного высокоточного оборудования [4].

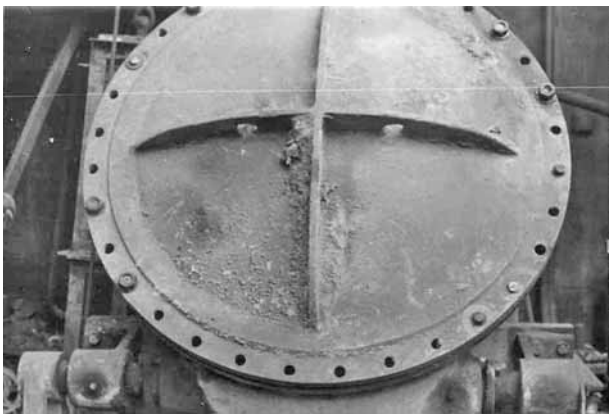


Рис. 1. Фланцевое соединение крышки дымового клапана воздухонагревателя доменной печи

Для сборки крупных резьбовых соединений в большинстве случаев нет возможности использовать стационарные сборочные автоматы и многошпиндельные установки. Определенные проблемы возникают при ремонтах, например, металлургического и нефтехимического оборудования (рис. 1). В случае кольцевых симметричных стыков, где резьбовые детали расположены по кругу (см. рис. 1), рекомендуется проводить одновременную затяжку двух диаметрально противоположных гаек с помощью двухпозиционных гидравлических гайковертов (рис. 2). Такая симметричная затяжка позволяет более равномерно нагружать детали стыка, не допускать перекосов фланца, избегать нагружения стержней болтов изгибающими моментами.

Определение изменения степени нагружения ранее затянутых крепежных деталей группового резьбового соединения (проведение силового анализа процесса при симметричной сборке), приобретает определенное значение при разработке рационального алгоритма их нагружения, определении необходимого числа обходов затяжки, выбора необходимых усилий нагружения.

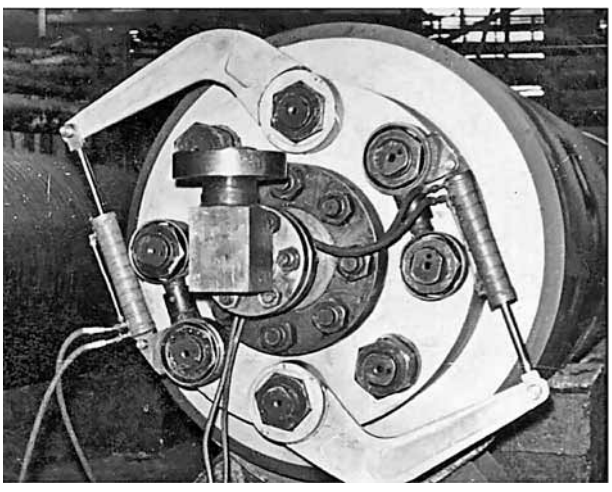


Рис. 2. Двухпозиционный гидравлический гайковерт

Цель работы — проведение силового анализа процесса симметричной затяжки и исследование возможности сборки группового резьбового соединения за один обход с учетом конструктивных особенностей, например, податливости его элементов.

Провели силовой анализ группового резьбового соединения, содержащего N пар симметрично расположенных крепежных деталей (болтов). Чтобы обеспечить плотность (герметичность) стыка после осуществления операции затяжки, каждая из пар болтов должна быть нагружена осевой силой Q_i так, чтобы суммарная сила затяжки Q обеспечила начальные напряжения в стягиваемых деталях стыка (или прокладке):

$$Q = \sum_{i=1}^{N} Q_i = q_1 F_1,$$

где q_1 — начальное напряжение в стягиваемых деталях стыка;

F_1 — площадь стыка.

При нагружении первой пары болтов суммарной силой $P = 2Q_i$ они получат удлинение

$$\delta_0 = P\lambda_0,$$

где Q_i — сила затяжки в i-й детали;

λ_0 — коэффициент осевой податливости затягиваемых болтов.

Под действием этой нагрузки детали стыка сожмутся на величину:

$$\delta_1 = P\lambda_1,$$

где λ_1 — коэффициент осевой податливости стягиваемых деталей.

Зависимость этих деформаций от силы затяжки представлена графически на диаграмме сил и деформаций (рис. 3).

Точки A_0 и A_1 характеризуют напряженные состояния болтов и деталей стыка при первом нагружении. После затяжки второй пары болтов такой же силой $P = 2Q_i$ стягиваемые детали получат дополнительную деформацию сжатия Δl_2, и их нагружение станет равным:

$$Q_2 = P + \frac{\Delta l_2}{\lambda_1}. \qquad (1)$$

Эта дополнительная деформация приведет к разгрузке ранее затянутой пары болтов на

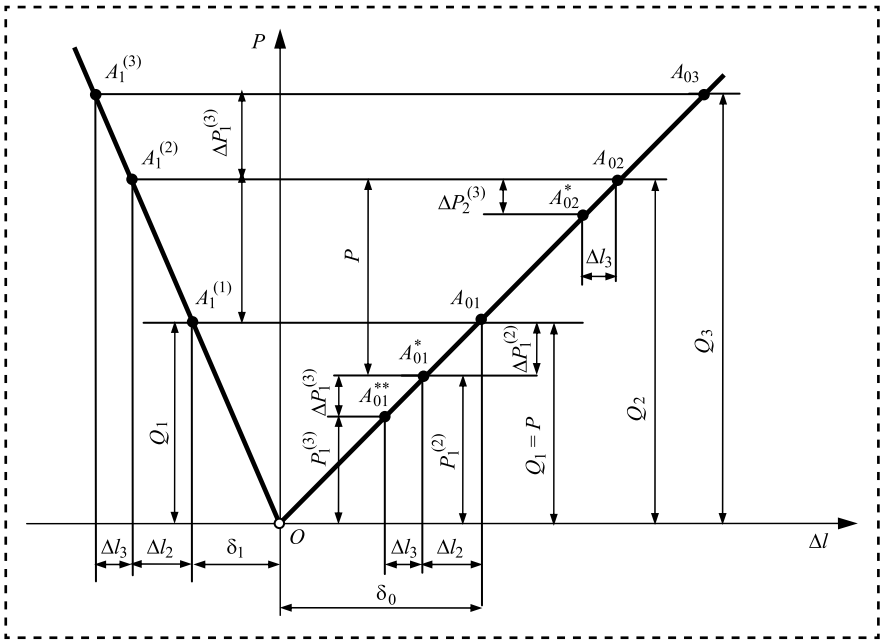


Рис. 3. Диаграмма сил и деформаций в групповом резьбовом соединении

$\Delta P^{(2)} = \dfrac{\Delta l_2}{\lambda_0}$, и суммарная осевая сила в болтах этой пары станет равна:

$$P_{01}^{(2)} = P - \Delta P^{(2)} = P - \frac{\Delta l_2}{\lambda_0}.$$

Общая сила в болтах после второй затяжки составит:

$$Q_2 = P + \left(P - \frac{\Delta l_2}{\lambda_0} \right). \qquad (2)$$

Приравнивая выражения (1) и (2), определим дополнительную деформацию:

$$\Delta l_2 = P \frac{\lambda_0 \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}. \qquad (3)$$

С учетом зависимости (3) снижение осевой силы в болтах первой пары после второй затяжки составит:

$$\Delta P_1^{(2)} = P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} = P \frac{\eta}{1 + \eta}, \qquad (4)$$

где $\eta = \dfrac{\lambda_1}{\lambda_0}$ — относительная податливость соединения.

Тогда болты первой пары окажутся затянутыми следующей силой (см. рис. 3, точка A_{01}^*):

$$P_{01}^{(2)} = P\left(1 - \frac{\eta}{1 + \eta}\right) = P \frac{1}{1 + \eta}. \qquad (5)$$

Общая осевая сила в крепежных деталях после второй затяжки (см. рис. 3, точка A_{02}^*) станет равной:

$$Q_2 = P + P \frac{1}{1 + \eta}. \qquad (6)$$

В результате затяжки третьей пары болтов до $P = 2Q_i$ появится дополнительная деформация стягиваемых деталей Δl_3, которая приведет к увеличению сил сжатия деталей стыка на $\Delta P_1^{(3)} = \dfrac{\Delta l_3}{\lambda_1}$ до следующего значения (см. рис. 3, точка A_{03}):

$$Q_3 = Q_2 + \frac{\Delta l_3}{\lambda_1}. \qquad (7)$$

При этом осевые силы в парах болтов первой и второй затяжек уменьшатся на величину $\Delta P_0^{(3)} = \dfrac{\Delta l_3}{\lambda_0}$ до значения (см. рис. 3, точка A_1^{03}):

$$Q_3 = Q_2 + P - 2\frac{\Delta l_3}{\lambda_0}. \qquad (8)$$

Из равенства величин (7) и (8) вычислили приращение деформации деталей стыка после третьей затяжки:

$$\Delta l_3 = P \frac{\lambda_0 \lambda_1}{\lambda_0 + 2\lambda_1}, \qquad (9)$$

и уменьшение осевых сил в каждой из двух ранее затянутых парах болтов будет равным:

$$\Delta P_1^{(3)} = \Delta P_2^{(3)} = P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + 2\lambda_1} = P \frac{\eta}{1 + 2\eta}. \qquad (10)$$

Тогда сила в первой паре после третьей затяжки (см. рис. 3, точка A_{01}^{**}):

$$P_1^{(3)} = P\left(1 - \frac{\eta}{1 + \eta} - \frac{\eta}{1 + 2\eta}\right), \qquad (11)$$

а во второй паре:

$$P_2^{(3)} = P\left(1 - \frac{\eta}{1 + 2\eta}\right). \qquad (12)$$

Общая осевая сила в крепежных деталях после третьей затяжки (см. рис. 3, точка A_{03}) равна:

$$Q_3 = P + P_1^{(N)} + P_2^{(3)} = P + P \frac{1}{1 + \eta} + P \frac{1}{1 + 2\eta}. \qquad (13)$$

Таблица 1

Степень затяжки в затягиваемых парах в конце первого обхода

Номер затягиваемой пары	$P_k^{(N)}/P$			
	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$	$\eta = 0,3$	$\eta = 0,4$
1	0,6108	0,3546	0,1675	0,0303
2	0,7017	0,5212	0,3982	0,3168
3	0,7851	0,6641	0,5857	0,5388
4	0,8619	0,7891	0,7435	0,7128
5	0,9330	0,9001	0,8801	0,8668
6	1,0	1,0	1,0	1,0
Общая сила затяжки	4,8925P	4,1291P	3,7750P	3,4647P
$Q_{\text{фактическое}}/Q_{\text{требуемое}}$	0,8154	0,6681	0,6292	0,5774

Проведенный анализ позволяет установить, что после окончания первого обхода (осуществления N-й затяжки) снижение осевой силы в k-й паре будет равно:

$$\Delta P_k^{(N)} = P\sum_{j=k}^{N-1}\left(\frac{\eta}{1+j\eta}\right), \qquad (14)$$

суммарная осевая сила в двух болтах k-й пары:

$$P_k^{(N)} = P - \Delta P_k^{(N)} = P - P\sum_{j=k}^{N-1}\left(\frac{\eta}{1+j\eta}\right), \qquad (15)$$

общая сила затяжки:

$$Q_N = \sum_{k=1}^{N} P\frac{1}{1+(k-1)\eta}. \qquad (16)$$

Проведены расчеты общей силы затяжки после первого обхода резьбовых соединений с различным числом затягиваемых пар (N = 1...12) при различных значениях относительной податливости стыка (табл. 1).

Когда $N > 1$, общая сила затяжки после первого обхода $Q_N < Q_{\text{зат}} = PN$, т.е. первый обход не обеспечивает требуемую затяжку группового резьбового соединения [5] (рис. 4).

За один обход сборку группового резьбового соединения можно осуществить, только если последовательно нагружать затягиваемые пары увеличенными силами затяжки $P_k^* = \xi_k P$. Коэффициент перегрузки ξ_k для соединения с N-затягиваемыми парами определяется зависимостью

$$\xi_k^N = 1 + \frac{1}{P}\sum_{j=k}^{N-1}\Delta P_k^N, \qquad (17)$$

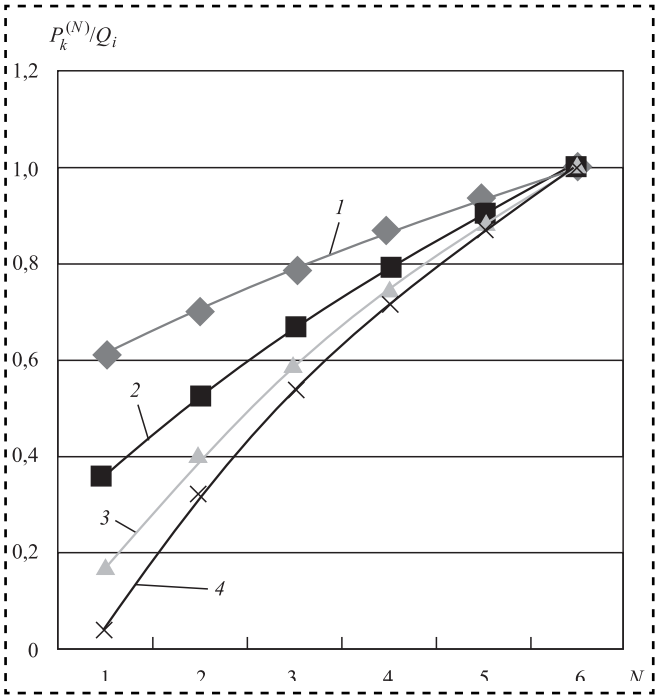


Рис. 4. Степень нагружения крепежных деталей группового резьбового соединения с шестью затягиваемыми парами после первого обхода:
1 — ряд 1, $\eta = 0,1$; *2* — ряд 2, $\eta = 0,2$; *3* — ряд 3, $\eta = 0,3$; *4* — ряд, $\eta = 0,4$

При большом числе затягиваемых пар, высокой относительной податливости соединения, численные значения коэффициентов перегрузки затрудняют применение такой технологии по условиям прочности крепежных деталей (табл. 2).

Интенсивность возможной перегрузки осевых сил возрастает с увеличением относительной податливости элементов соединения и числа крепежных деталей.

Таблица 2

Коэффициенты перегрузки при осуществлении затяжки за один обход

Номер затягиваемой пары	ξ_k					
	$N = 3$		$N = 4$		$N = 6$	
	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$
1	1,2575	1,4522	1,8327	1,4971	2,1073	2,7712
2	1,0833	1,1428	1,3983	1,2461	1,7181	2,1258
3	1	1	1,1305	1,0764	1,4198	1,6471
4			1	1	1,2048	1,311
5					1,0667	1,101
6					1	1

Заключение

Сборка групповых резьбовых соединений — наиболее сложная технологическая операция, по сравнению с затяжкой одиночных соединений. Для крупных резьбовых соединений наиболее эффективна парная затяжка симметрично расположенных крепежных деталей.

При затяжке последующих крепежных деталей осевые силы в ранее затянутых деталях уменьшаются, причем степень их разгрузки пропорциональна числу крепежа в соединении, а также относительной податливости деталей стыка. При определенных значениях этих параметров затягиваемых пар осевая сила в первоначально затягиваемых деталях может уменьшиться до нуля.

Получены зависимости для определения осевых сил в крепежных деталях и общей силы затяжки после первого обхода. Разработаны диаграммы сил и деформаций в групповом симметричном резьбовом соединении при его парной затяжке.

Для групповых резьбовых соединений с большим числом затягиваемых пар сила затяжки после одного обхода недостаточна для обеспечения герметичности стыка, что требует проведения дополнительных исследований и повторных затяжек.

Библиографический список

1. **Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Давыдова И.В.** Технология сборочного производства. Ростов н/Д.: Феникс, 2007. 270 с**.**

2. **Водолазская Н.В.** Модели, алгоритмы и технические средства обеспечения качества сборки резьбовых соединений. Донецк: ДВНЗ "ДонНТУ". 2013. 207 с.

3. **Водолазская Н.В., Михайлов А.Н.** К вопросу оценки компоновок роторных сборочных машин для резьбовых соединений // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2004. № 4. С. 34—37.

4. **Житников Б.Ю**. Разработка нового класса высокоточных многошпиндельных завинчивающих устройств на основе выявленных взаимосвязей, действующих при синхронной затяжке соединений: дис. ... д-ра техн. наук. Ковров. 2003. 254 с.

5. **Водолазская Н.В**. Состояние и некоторые направления развития технологии сборки резьбовых соединений / Journal of Advanced Research in Technical Science. North Charleston. USA. 2016. Is. 3. P. 20—23.

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

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА. ИСПЫТАНИЯ. КОНТРОЛЬ

УДК 531.7.08:621.833.3

В.М. Волков, С.Н. Должиков, *канд-ты техн. наук*
(Омский государственный университет путей сообщения),
М.Н. Лакеенко, *канд. техн. наук*
(Опытно-инструментальный завод "Транспорт", г. Омск)
E-mail: izminst@mail.ru

Контроль биения зубчатых колес тяговой передачи локомотива

Приведены способы измерения и контроля радиального и торцового биения венца зубчатого колеса тяговой передачи локомотива, схемы их измерения для сформированной колесной пары локомотива, а также принцип работы разработанных контрольно-измерительных устройств.

Methods of measurement and control of the radial and face runout of the crown of the gear wheel of traction transmission of the locomotive, the schemes of their measurement for the formed wheel pair of the locomotive, as well as the principle of operation of the developed control and measuring devices are given.

Ключевые слова: радиальное и торцовое биение, зубчатое колесо, стойка, калиброванный ролик, индикатор часового типа.

Keywords: radial and face runout, cogwheel, rack, calibrated roller, hour-type indicator.

Зубчатые колеса, образующие тяговую передачу локомотива, при изготовлении и эксплуатации подвергаются измерениям и контролю, по результатам которых оценивается степень их пригодности к работе. Колеса при изготовлении проверяются по нормам кинематической точности, плавности зацепления и контакту зубьев.

Радиальное биение — один из основных показателей кинематической точности зубчатых колес. Радиальное биение — это наибольшая в пределах зубчатого колеса разность расстояний от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура, условно наложенного на профили зубьев колеса (рис. 1). Оно определяется положением измерительного наконечника во впадинах зубьев при соприкосновении его с боковыми поверхностями [1]. Измерительные наконечники изготавливают в виде усеченного конуса с углом при вершине, равным двойному углу профиля исходного контура 2α. Для большинства зубчатых колес, нарезаемых зуборезным инструментом, $\alpha = 20°$, поэтому угол при вершине конуса должен быть равен $40° \pm 7'$ [2].

Торцовое биение — это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной к базовой оси [3]. Торцовое биение определяется в сечении торцовой поверхности цилиндром заданного диаметра, соосным с базовой осью, а если диаметр не задан, то в сечении любого (в том числе и наибольшего) диаметра торцовой поверхности.

У сформированной колесной пары вместе с зубчатым колесом тяговой передачи в соответствии с Правилами ремонта требуется контролировать радиальное и торцовое биение, величины

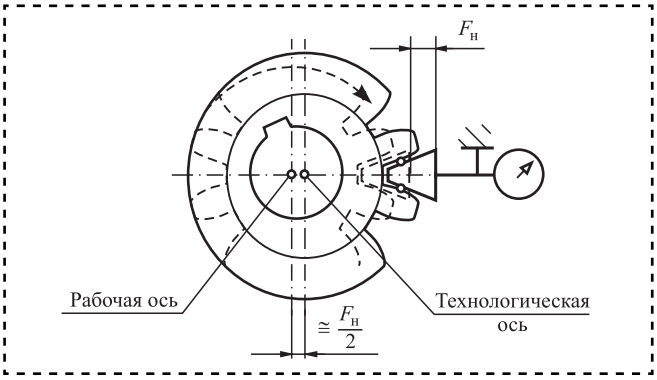


Рис. 1. Радиальное биение венца колеса

которых должны соответствовать установленным нормам. Чрезмерное торцовое и радиальное биения вызывают перекос зубьев в зацеплении и неравномерный их износ, что в конечном результате сокращает ресурс тяговой передачи.

Для измерения радиального биения колес с модулем от 0,2 до 10 мм выпускают биениемеры трех классов точности: А, АВ и В. Инструментальные предприятия изготавливают биениемеры типа Б-10М для цилиндрических колес модулем 1...10 мм и диаметрами 20...400 мм. Но поскольку зубчатые колеса тяговой передачи тепловоза имеют делительный диаметр 750 мм, а электровозов до 970 мм, то эти приборы не могут быть использованы для измерения радиального биения.

В производственных условиях допускается проверять радиальное биение с помощью калиброванного ролика и индикатора часового типа [2]. Для этой цели колесо закрепляют в центрах, в одну из его впадин укладывают ролик и проводят измерение. Затем колесо проворачивается на один зуб и процедуру повторяют до тех пор, пока не проконтролированы все впадины. Наибольшая разность показаний индикатора дает значение радиального биения. Диаметр ролика при этом методе должен быть таким, чтобы его образующая соприкасалась с боковыми поверхностями зубьев в точках, лежащих на постоянной хорде зуба. Опытным путем установлено, что диаметр ролика $D = 1{,}68m$, т.е. при модуле $m = 10$ мм, $D = 16{,}8$ мм. В соответствии с ГОСТ 2475—88 можно подобрать ближайший к этому размеру стандартный калиброванный ролик, например, 16, 565 мм [4].

Но этот метод предполагает измерение радиального биения отдельно взятого колеса, т.е. не в сборе с колесной парой. При ремонте колесных пар радиальное и торцовое биения целесообразно измерять тогда, когда зубчатое колесо уже установлено на ось, и процедура контроля уже невозможна даже при наличии биениемеров больших типоразмеров.

Специалисты ОмГУПС совместно с Опытно-инструментальным заводом "Транспорт" (г. Омск) разработали и изготовили устройство для контроля радиального биения зубчатого колеса передачи, устанавливаемого на колесной паре тепловоза (рис. 2) [5].

Собранная колесная пара *1* с обточенными бандажами остается закрепленной на колесно-токарном станке. На ободе зубчатого колеса *2* маркером помечают несколько впадин, в которые укладывают калиброванные ролики *3*. На шейку оси колесной пары устанавливают стойку *4* с индикатором *5*.

Для проведения измерений стойку *4* с призматическим основанием устанавливают на шейку оси колесной пары. В первую помеченную впадину зубчатого колеса укладывают ролик *3*. Горизонтальная штанга стойки перемещается до тех пор, пока измерительный наконечник индикатора *5* не войдет в контакт с цилиндрической поверхностью ролика. При этом желательно, чтобы большая стрелка индикатора сделала несколько оборотов, а затем поворотом за ободок циферблата она выставляется нулевой отметкой на стрелку шкалы. Такая установка нуля позволяет проводить измерения и контроль как влево от нулевой отметки, так и вправо. Для предотвращения произвольного углового перемещения стойки *4* предусмотрен предохранительный рычаг, который одним концом прикреплен к стойке, а другим — к станине станка (на схеме он не показан).

Затем, приподняв измерительный наконечник индикатора, ролик перемещается в следующую впадину, а колесо с колесной парой проворачивается на один шаг и снова проводят измерение индикатором. Разница между наибольшим значением показания индикатора и наименьшим — радиальное биение. В производственных условиях число измерений может быть сокращено. У большинства тепловозов колесо тяговой передачи имеет 75 зубьев и столько же впадин, т.е. число измерений может быть сокращено до значения, кратного пяти, т.е. до 5, 15 или 25.

Однако такое устройство предназначено только для измерения радиального биения зубчатого колеса тяговой передачи тепловоза, которое расположено

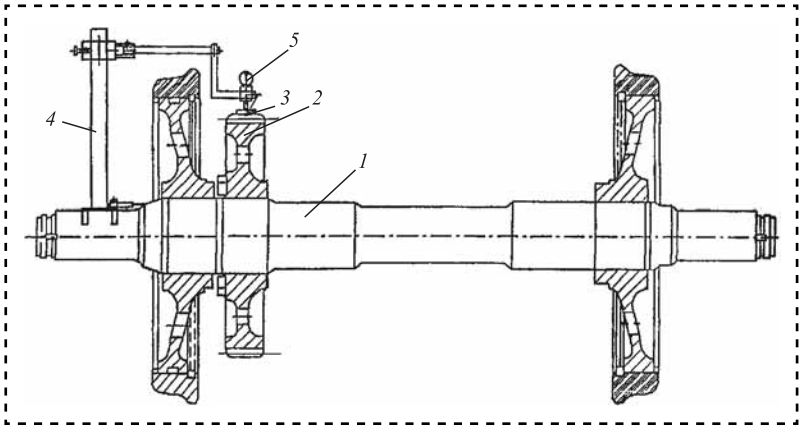


Рис. 2. Схема измерения радиального биения

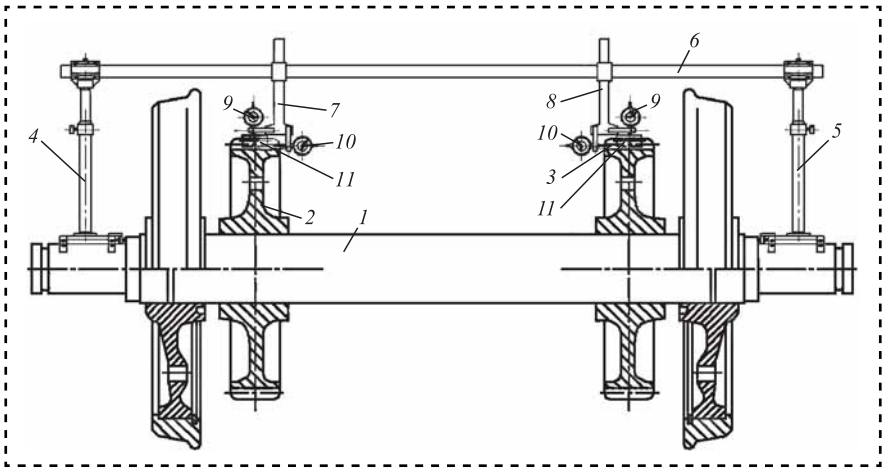


Рис. 3. Схема измерения радиального и торцового биения

несимметрично на колесной паре. Тяговая передача электровоза состоит из двух кинематических цепей, у которых два зубчатых колеса расположены симметрично на оси колесной пары. Для того чтобы произвести измерения биения второго колеса, требуется стойку с индикатором переставить на вторую шейку оси, что практически изменяет положение измерительной базы. Кроме того, односторонняя установка стойки с индикатором на шейке оси допускает некоторый перекос измерительной системы, что вносит дополнительную погрешность измерения.

В ОмГУПС и ОИЗ "Транспорт" разработано устройство, позволяющее повысить точность измерения радиального биения, а также измерить и торцовое биение колес (как зубчатой передачи, так и колес колесной пары).

Разработанное устройство состоит из двух стоек *4* и *5* с призматическим основанием, горизонтальной штанги *6*, поворотных консолей *7* и *8* с индикаторами *9* и *10* и калиброванных роликов *3* (рис. 3). После обточки бандажей колесная пара *1* остается закрепленной на колесно-токарном станке, на ободе зубчатого колеса *2* маркером помечаются несколько впадин, в которые будут укладываться ролики *3*. На шейку оси колесной пары устанавливают левую *4* и правую *5* стойки. На эти стойки крепится горизонтальная штанга *6*, на которой размещены консоли *7* и *8*. Для предотвращения произвольного углового перемещения стоек *4* или *5* предусмотрены предохранительные рычаги, которые одним концом прикреплены к стойке, а другим — к станине станка (на рис. 3 не показаны).

Порядок настройки на ноль и методика проведения измерений аналогичны устройству на рис. 2.

Для измерения торцового биения зубчатого венца или колеса колесной пары при такой же установке стоек и штанги, к торцам колес подводят консоль *7* или *8* с индикаторами *10* до тех пор, пока большая стрелка совершит несколько оборотов. Выставлять на ноль индикаторы не обязательно, для измерения достаточно провернуть колесную пару на один оборот, при этом отмечая максимальные и минимальные показания индикатора.

Использование разработанного устройства позволяет измерять как радиальное, так и торцовое биение, а также повысить точность измерения, поскольку измерительной базой является сама ось колесной пары, кроме того, устраняется возможность появления перекосов в измерительной системе.

Библиографический список

1. **Анухин В.И.** Допуски и посадки: учебное пособие. СПб.: Питер, 2005. 206 с.

2. **Марков А.Л.** Измерение зубчатых колес (допуски, методы и средства контроля). Л.: Машиностроение, 1977. 280 с.

3. **ГОСТ 24642—81.** Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1990. 23 с.

4. **ГОСТ 2475—88.** Проволочки и ролики. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 2003. 16 с.

5. **Пат. на полезную модель 161342 RU, МПК G 01 B 3/22.** Устройство для измерения радиального биения венца зубчатого колеса тяговой передачи тепловоза / В.М. Волков, С.Н. Должиков, М.Н. Лакеенко.

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 силы затяжки болтовых соединений при повышенных температурах (часть I)

Описаны технические средства и методика экспериментального исследования релаксации сил затяжки болтовых соединений, выполненных из разнородных материалов. Оценено влияние на процессы релаксации материалов соединения и величины начальной силы затяжки.

Describes the technical means and methods of experimental studies of relaxation of the efforts in bolted joints made from dissimilar materials. Are estimating the influence of the connection materials on the processes of relaxation and the value of the initial tightening torque.

Ключевые слова: релаксация силы затяжки, деформация элементов соединения, диаграмма сил в затянутом соединении, 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.

При проектировании конструктивно-силовой схемы сверхзвукового пассажирского самолета второго поколения (СПС-2) проблемы правильного выбора конструкционного материала обусловлены необходимостью учета релаксационной стойкости материалов и болтовых соединений.

Проведенный анализ весовых характеристик планера СПС-2 для различных материалов позволил предложить концепцию применения материалов [1]:

— кессон крыла — титановый сплав;

— фюзеляж — алюминиевый сплав АК4-1Т1.

Для алюминиевых сплавов релаксация напряжений вследствие ползучести весьма заметна и при комнатной температуре [2].

Релаксация напряжений в титановых сплавах при комнатной температуре и напряжениях менее предела текучести в связи с явлением ползучести интенсивно протекает в первые минуты и часы нагружения, а затем резко затухает [3].

В затянутом болтовом соединении уравнение совместности относительных деформаций элементов соединения имеет вид [4]:

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_р + \varepsilon_{гб} + \varepsilon_ш = \varepsilon_2, \quad (1)$$

где ε_1, $\varepsilon_р$, $\varepsilon_{гб}$, $\varepsilon_ш$ и ε_2 — соответственно осевые относительные деформации стержня болта, резьбы, головки болта, шайбы и соединяемых деталей.

Сущность процесса релаксации напряжений состоит в том, что в болте при высокой температуре возрастает пластическая деформация (ползучесть) и напряжение затяжки в соединении при неизменной общей деформации уменьшается. Общая деформация болта складывается из упругой и пластической составляющих:

$$\varepsilon_о = \varepsilon_у + \varepsilon_{пл} = \text{const}.$$

Из формулы следует, что упругие деформации в болте уменьшаются за счет увеличения пластических деформаций при ползучести.

Различные стадии напряженно-деформированного состояния затянутого болтового соединения при наличии температурной деформации демонстрирует диаграмма на рис. 1.

Лучи *01* и *02* показывают зависимости сил соответственно в болте и стягиваемых деталях от их деформации. Точки B и B_1 на диаграмме

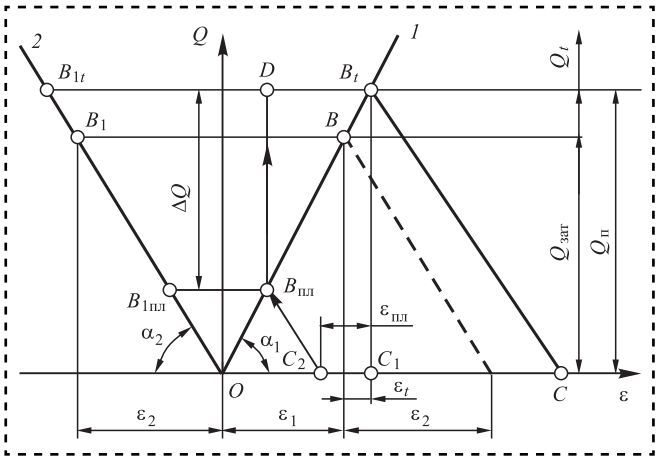


Рис. 1. Диаграмма сил в болтовом соединении при учете температурной деформации

характеризуют силы и деформации в болте и стягиваемых деталях после затяжки:

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_{зат}\lambda_1}{l_1};\ \ \varepsilon_2 = \frac{Q_{зат}\lambda_2}{l_2},$$

где λ_1, l_1 — осевая податливость и длина болта;

λ_2, l_2 — то же для соединяемых деталей.

Углы наклона прямых зависят от податливости болта и деталей:

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\frac{1}{\lambda_1};\ \ \alpha_2 = \operatorname{arctg}\frac{1}{\lambda_2}. \qquad (2)$$

При наличии температурной деформации

$$\varepsilon_t = \alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1, \qquad (3)$$

где α_1, t_1 — коэффициент линейного расширения и температура болта;

α_2, t_2 — то же для соединяемых деталей.

Дополнительная температурная нагрузка на болт

$$Q_t = \varepsilon_t \frac{l_1}{\lambda_1 + \lambda_2}. \qquad (4)$$

Полная сила, действующая на болт в этом случае (точка B_t):

$$Q_п = Q_{зат} + Q_t. \qquad (5)$$

Под действием повышенной температуры с течением времени в болте возникает деформация ползучести $\varepsilon_{пл}$ [2]:

$$\varepsilon_{пл} = \Omega\sigma_n^m, \qquad (6)$$

где Ω — функция времени τ и температуры;

m — коэффициент, зависящий от материала болта и температуры среды. Значения Ω и m приведены в работах [2, 4].

Величина $\varepsilon_{пл}$ в выбранном масштабе выражается отрезком C_1C_2. Деформация ползучести болта приводит к релаксации силы затяжки ΔQ. Для определения значения ΔQ через точку C_2 проводят прямую, параллельную прямой B_tC до пересечения с лучом *01* и получают точку $B_{пл}$. Из полученной точки проводят прямую, параллельную оси координат, до пересечения с линией B_tB_{1t} и получают точку D. Отрезок $B_{пл}D$ соответствует искомому значению релаксации силы затяжки ΔQ.

Из диаграммы следует, что даже при малых значениях $\varepsilon_{пл}$ величина снижения силы затяжки весьма высока. Для повышения релаксационной стойкости соединений рекомендуется увеличить податливость болта, т.е. уменьшить угол α_1.

В соединениях с болтами из титанового сплава ВТ16 и ВТ1 следует ожидать меньшего снижения силы затяжки по сравнению с болтами из стали 30ХГСА.

Для ориентировочных расчетов остаточного напряжения затяжки в момент времени τ при ползучести предложена формула [5]:

$$\sigma_r = \sigma_{зат}(b\tau + 1)^{-\frac{1}{m-1}}, \qquad (7)$$

где $\sigma_{зат}$ — напряжение предварительной затяжки соединения при $\tau = 0$;

$$b = BE_1\sigma_{зат}^{m-1}(m-1);$$

$$B = \frac{d\Omega}{dt};$$

E_1 — модуль упругости болта.

Для установившейся ползучести $B = \text{const}$.

Из формулы (7) следует, что остаточная величина затяжки наиболее существенно зависит от модуля упругости материала болта, характеризующего его податливость.

Остаточное напряжение затяжки, возникающее в результате ползучести элементов соединения, достоверно определить практически невозможно вследствие того, что в реальных условиях действует значительное число трудно учитываемых факторов. Следовательно, остаточное напряжение затяжки реальных соединений при ползучести необходимо определять экспериментально.

Экспериментальное исследование релаксации сил в болтовых соединениях при повышенных температурах

Технические средства и методика исследования релаксации сил в болтовых соединениях при повышенных температурах приведены в работе [6].

Для определения напряженного состояния в элементах болтового соединения и исследова-

ния его при повышенной температуре t = 175 °С применяли образцы типа I и II (рис. 2 и 3).

Материалы болтового соединения: пакет из алюминиевого сплава АК4-1Т1, болты из титанового сплава ВТ16, самостопорящиеся гайки из стали 30ХГСА, шайбы из алюминиевого сплава Д16Т. При затяжке соединений резьбу болтов смазывали пастой ВАП-2.

Монтаж тензорезисторов ЦИК-3 обеспечивали элементами болтового соединения типа I: болты диаметром 10 мм, пластины толщиной 22 мм.

Для исследования релаксации силы затяжки болтовых соединений типа II при повышенных температурах изготовлены измерители для болтов диаметрами 5, 6, 8 и 10 мм. Оценивали напряженное состояние элементов соединения при затяжке, нагревании, длительной выдержке в условиях повышенных температур, охлаждении и отвинчивании гайки.

Изучение взаимодействия элементов соединения выполняли при помощи тензорезисторов ЦНК-3 на образцах типа I.

Основные размеры соединения типа II приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные размеры, мм, соединения типа II

d	d_0	a	h	h_1	t	c
5	5,1	60	5	2,5	20	10
6	6,1	72	6	3	24	12
8	8,1	92	14	7	32	14
10	10,2	120	20	10	40	20

На рис. 4 при $\sigma_{зат}$ = 150 МПа приведены типовые кривые изменения деформированного состояния болта диаметром 10 мм (кривая *1*) и пакета толщиной 32 мм (кривая *2*) при механической затяжке болтов, температурной дозатяжке, релаксации сил в условиях длительной выдержки при температуре 175 °С. Пунктирной линией (*а—б*) нанесены деформации, вызванные температурными напряжениями. Максимальные температурные напряжения при t = 175 °С в болтах из ВТ16 составляют +74 МПа, в пакете не превышают −21 МПа.

Величина релаксации сил в болтах с затяжкой, соответствующей $\sigma_{зат} + \sigma_t$ = 220 МПа по истечении 280 ч при t = 175 °С, составляет примерно ≈67 %. При охлаждении образца затяжка болта уменьшилась за счет снятия температурных напряжений на 60 МПа. Остаточная величина напряжения затяжки при нормальной температуре составляет около 12 % от начальной затяжки.

Приведенные кривые определяют суммарные собственные и контактные деформации элементов соединения. При этом напряжения по мере релаксации сил уменьшаются и соответственно уменьшается скорость развития деформаций ползучести.

В целях выявления кинетики деформирования соединения проведены дополнительные исследования по оценке деформации ползучести материала АК4-1Т1 и ВТ16 при t = 175 °С в течение 280 ч. Установлено, что деформация ползучести круглых образцов из АК4-1Т1 при напряжении σ = 100 МПа не превышает 0,05 %, а ползучесть гладкой части болта при напряжении σ = 300 МПа не превышает 0,025 %.

Существенное уменьшение деформации в болтах при температуре выше 100 °С на этапе на-

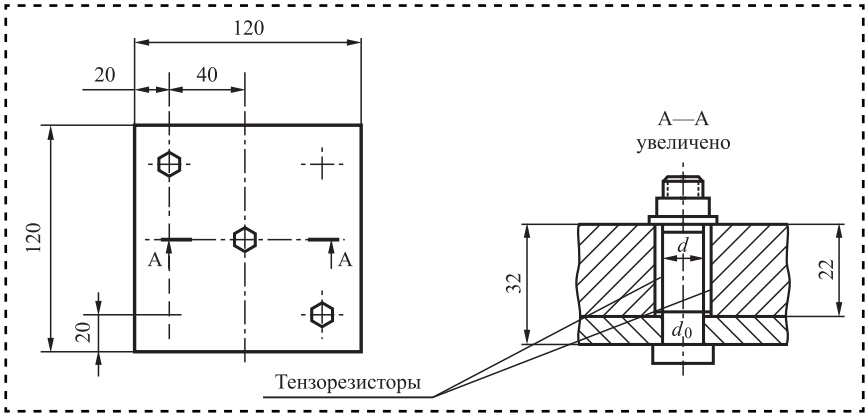


Рис. 2. Образец типа I для исследования напряженного состояния элементов соединения

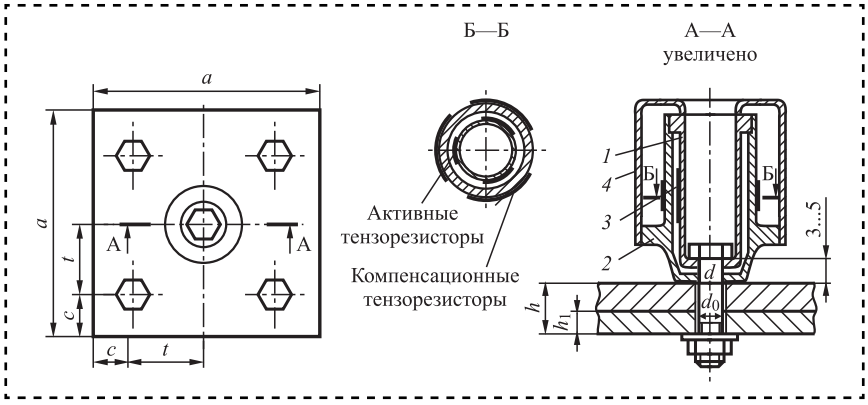


Рис. 3. Образец типа II для исследования релаксации сил в болтовом соединении посредством измерителя:

1 — упругий измерительный элемент; *2* — силовой корпус; *3* — тензорезистор; *4* — защитный кожух

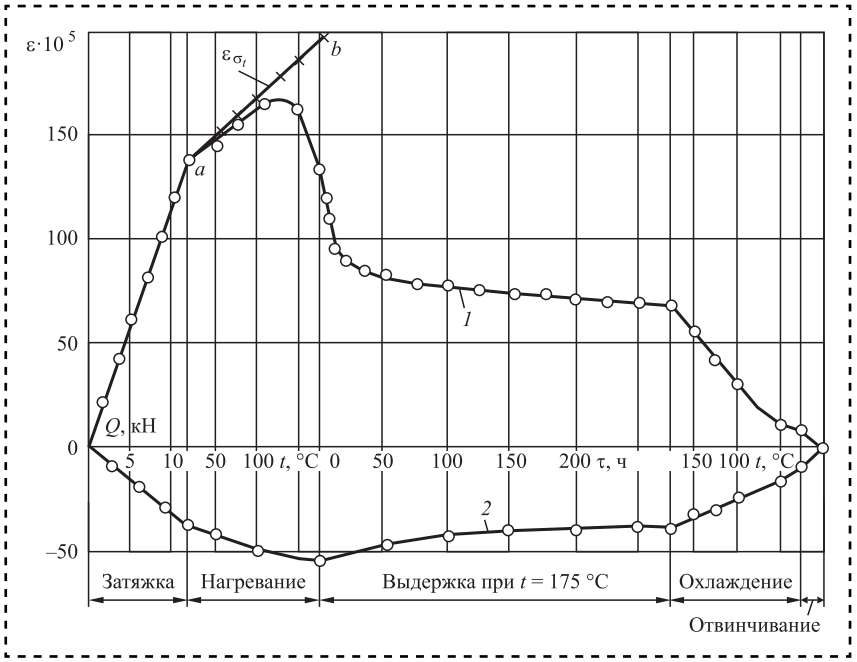


Рис. 4. Изменение деформированного состояния болта диаметром 10 мм из ВТ16 (кривая *1*) и пакета из АК4-1Т1 (кривая *2*) при различных состояниях соединения типа I

гревания (см. рис. 4) обусловлено, в основном, ползучестью материала пакета и шайбы в зоне контакта его с головкой болта и гайки, а также величиной смятия микронеровностей боковой поверхности витков резьбы болта и гайки. Именно большая шероховатость поверхности резьбы (Rz = 20 мкм) приводит к значительной деформации соединения. Величину смятия микронеровностей определяют по зависимости:

$$\delta_{см} = 1{,}2(Rz_1 + Rz_2).$$

При $Rz_1 = Rz_2 = 20$ мкм, $\delta_{см} = 48$ мкм.

Осевое смещение резьбового соединения вследствие смятия микронеровностей на боковой поверхности метрической резьбы для стержня болта длиной 32 мм составляет $\varepsilon_{ос} = 13 \cdot 10^{-5}$.

Исследования релаксации сил затяжки болтовых соединений на образцах типа II проводили с использованием измерителей (см. рис. 3) при температуре 175 °С для болтов диаметром 5, 6, 8 и 10 мм при начальной затяжке 0,1; 0,2; 0,3 и 0,4 от $P_{рр}$ ($P_{рр}$ — расчетно-разрушающая нагрузка по ОСТ 131100—80).

Испытания болтов диаметрами 5, 6, 8 и 10 мм при напряжениях в гладкой части $\sigma_{гл.ч} = 300$ МПа и в резьбовой $\sigma_{р.ч} = 500$ МПа показали, что ползучесть гладкой и резьбовой частей болтов на базе измерения 22...39 мм не превышает 0,025 %.

На рис. 5 приведены графики изменения сил затяжки болта диаметром 10 мм при различных

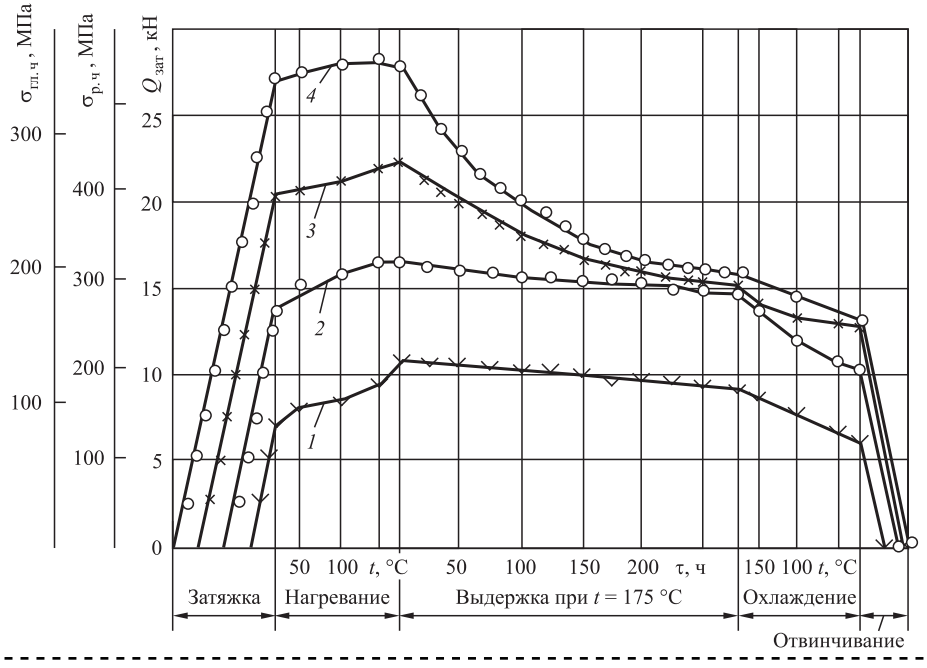


Рис. 5. Изменение сил в болтах М10 при начальной силе затяжки $Q_{зат.0}$ соединения типа II:
1 — 0,1; *2* — 0,2; *3* — 0,3; *4* — 0,4 $P_{зат}$

состояниях соединения: затяжка, нагревание, выдержка при 175 °С, охлаждение и отвинчивание гайки.

Установлено, что максимальные температурные напряжения, возникающие в болтах при нагревании образцов, достигали 50...74 МПа. Наиболее интенсивная релаксация сил затяжки происходит в первые 50 ч выдержки.

Снижение сил затяжки болтов после выдержки в течение 289 ч при t = 175 °С составляет 20...30 % при $Q_{зат.0} = 0{,}4P_{рр}$. С увеличением сил предварительной затяжки релаксация сил возрастает, т.е. процесс релаксации интенсифицируется.

Чтобы выяснить влияние диаметра стержня болта на характер релаксации сил затяжки, используем коэффициент затяжки:

$$K_{зат.0} = Q_{зат.0}/P_{рр} —$$
для условий начальной затяжки;

$$K_{зат.р} = Q_{зат.р}/P_{рр} —$$
для условий релаксации сил затяжки,

где $Q_{зат.0}$ и $Q_{зат.р}$ — начальная и остаточная силы затяжки при релаксации и температуре 175 °С в течение 280 ч и охлаждении до 20 °С.

На рис. 6 показан график зависимости $K_{зат.р}$ от $K_{зат.0}$ для болтовых соединений с диаметрами болтов 5, 6, 8 и 10 мм. С ростом начальной силы затяжки значение остаточной силы возрастает. В пределах разброса данных все экспериментальные точки для каждого диаметра образуют единую кривую остаточной силы затяжки. Ордината между линией OA и кривой характеризует величину "потерянной" силы затяжки.

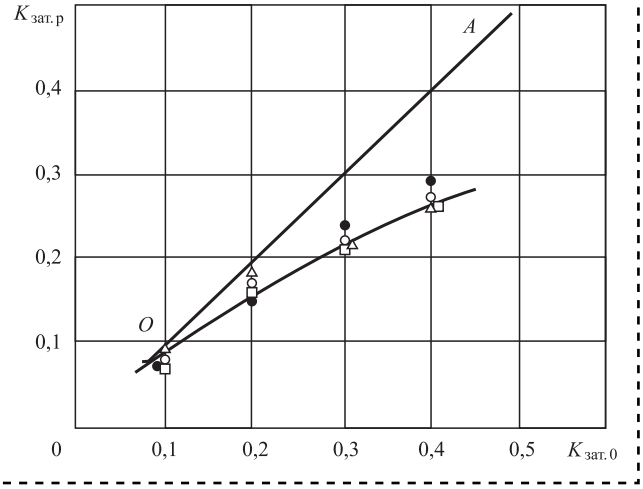


Рис. 6. Зависимость остаточной силы затяжки $K_{зат.р}$ при температуре 175 °С в течение 280 ч от начальной силы затяжки $K_{зат.0}$ болтов диаметрами, мм:
○ — 5; • — 6; Δ — 8; □ — 10 мм

Влияние конструктивно-технологических факторов на релаксацию сил затяжки болтов

По результатам анализа существующих способов исследования релаксации сил затяжки принят способ контроля по удлинению болта с использованием специального измерительного приспособления (рис. 7).

Образцы болтовых соединений: болт М8, гайки, шайбы и втулки показаны на рис. 8. Марки и физико-механические свойства материалов элементов болтового соединения приведены в табл. 2 и 3.

Было проведено 53 серии испытаний соединений по 10 образцов в каждой. Варьировали следующие факторы: материал болта, гайки, шайбы и втулки, температуру, силу затяжки болта и некоторые факторы, связанные с геометрической неправильностью опорных поверхностей головки болта, гайки и шайбы.

Таблица 2

Материалы элементов соединения

Болт	Гайка	Шайба	Втулка
16ХСН	16ХСН	30ХГСА	30ХГСА
ВТ16	30ХГСА	Д16АТ	ВТ3-1
	ВТ16	Ст3	В16АТ
			АК4-1Т1

Таблица 3

Физико-механические свойства материалов элементов соединения

Марка материала	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	$E\cdot10^{-5}$, МПа	$\alpha\cdot10^{6}$, 1/°С
30ХГСА	1100	850	2,0	1,1
ВТ16	1050	900	1,12	9,1
ВТ3-1	1000	900	1,2	9,2
Д16АТ	435	280	0,69	24,0
АК4-1Т1	410	330	0,72	21,0

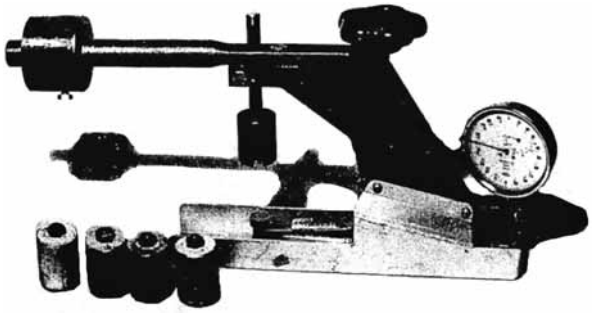


Рис. 7. Измеритель удлинения болта

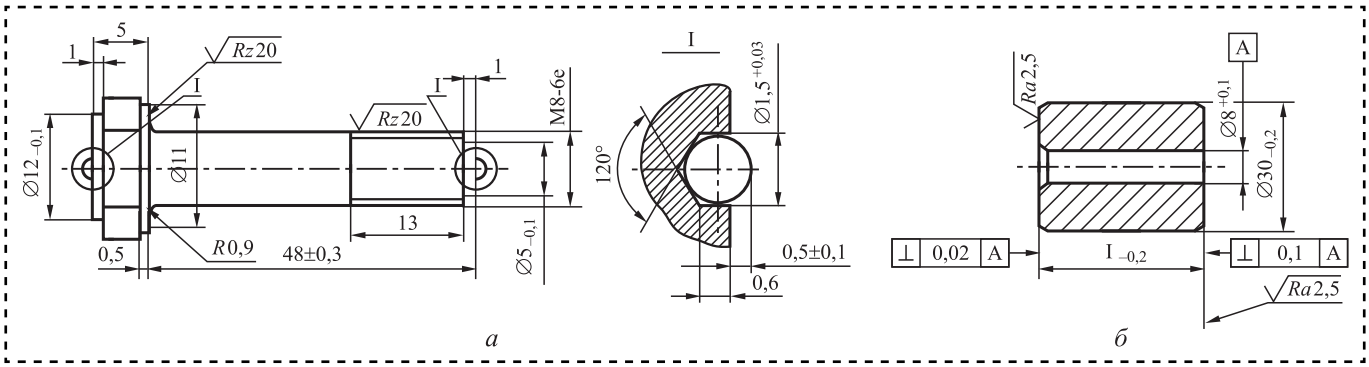


Рис. 8. Образцы болтовых соединений:
а — болт с завальцованными шариками диаметром 1,588 мм для обеспечения заданной точности замера удлинения болта; *б* — втулка

Замеры остаточных сил затяжки проводили после 100 и 500 ч выдержки соединений при соответствующей повышенной температуре (100, 175 и 300 °С). Результаты экспериментов обработаны статистически.

Начальные силы затяжки болтов из 16ХСА и ВТ16 задавали одинаковыми: $Q_{зат.0}$ = 10,7; 21,4 и 28,6 кН, что соответствует 0,3; 0,6 и 0,8$P_{рр}$. Выбор рабочей точки для затяжки болтов проводили по результатам предварительной тарировки серии болтов на механической разрывной машине с использованием мерительного приспособления (рис. 9).

После сборки до проведения термостатирования исследовали релаксацию затяжки при комнатной температуре в течение 24 ч. По результатам испытания всех серий установлено, что при начальной затяжке $Q_{зат.0}$ = 0,6$P_{рр}$ пластическое удлинение составило 1...3 мкм, а в болтах из ВТ16 пластическое удлинение отсутствовало. При $Q_{зат.0}$ = 0,8$P_{рр}$ пластическое удлинение болтов из 16ХСН увеличивалось до 4 мкм, а в болтах из ВТ16 пластическое удлинение составило примерно 1,5 мкм. При повторных сборках пластическое удлинение болтов практически не увеличилось.

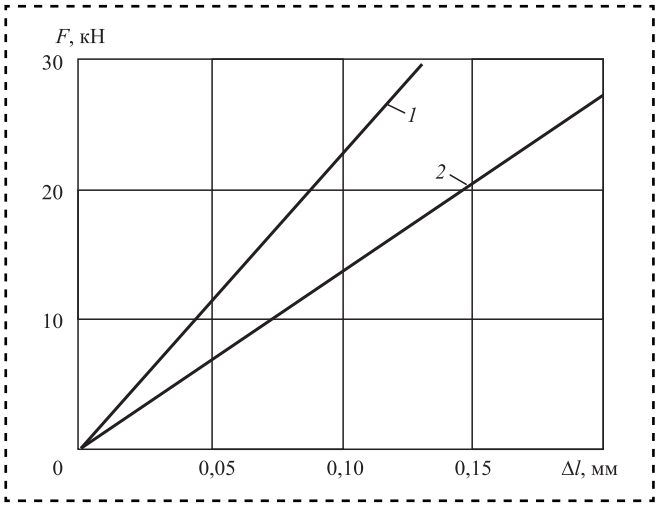


Рис. 9. Экспериментальная диаграмма растяжения стержня болта диаметром 8 мм из стали 16ХСН (линия *1*) и сплава ВТ16 (линия *2*)

Оценка точности замера сил по удлинению болтов и надежности полученных результатов

В измерителе для замера удлинения болтов использован многооборотный индикатор 1МИГ ГОСТ 9696—82 с ценой деления 0,001 мм. При тарировке болтов и определении сил использовали механическую разрывную машину УМЭ-10ТМ с максимальной погрешностью не более ±1 % от максимальной нагрузки (для шкалы 5000 кгс составляет ±50 кгс).

Максимальная погрешность при определении сил по удлинению в домкратном болте зависит только от измерителя и составляет при силе 20 кН ±2,1 % для стальных и ±1,2 % для титановых болтов.

Статистический анализ экспериментальных результатов показал, что доверительные интервалы средних значений остаточных сил затяжки позволяют сравнивать релаксацию сил затяжки в различных вариантах соединений при разных температурах с высокой степенью надежности.

Библиографический список

1. **Бирюк В.И., Кутьинов В.Ф.** Проблемы проектирования конструкции самолета второго поколения (СПС-2) // Труды ЦАГИ, 1996. Вып. 2623. С. 41—45.

2. **Малинин Н.Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975, 400 с.

3. **Горынин И.В., Чечулин Б.Б.** Титан в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

4. **Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

5. **Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

6. **Ильина А.Д., Ильин Ю.С.** Экспериментальное исследование релаксации усилий в болтовых соединениях при повышенных температурах // Труды ЦАГИ, 1977. Вып. 1882. С. 3—20.

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

УДК 621.9

С.Я. Березин, *д-р техн. наук*
(Забайкальский государственный университет)
E-mail: Berlog_berezin2011@mail.ru

Технологические принципы получения резьбовых соединений с натягом на основе сопрягаемых деталей с винтовой нарезкой волнистого профиля

Рассмотрены свойства нового типа резьбовых соединений с волнообразным профилем участков соединяемых деталей. Приведены основные методы получения наружных и внутренних волнистых резьб. Установлены формы волнистых элементов на основном профиле резьбы. Проанализированы возможные технические свойства таких соединений.

The properties of a new type of threaded connections with undulating profile sections of the parts are consided. The article presents the chronology of inventions of this type of parts and connections. Shows the main methods of treatment external and internal threads wavy. The basic elements of a wavy formes on the main thread profile. Presents the possible technical properties of these joints.

Ключевые слова: резьбовые соединения, волнистый профиль, самостопорение, винтовая линия, самонарезающие винты, вибростойкость, динамические нагрузки, деформирующие шпильки.

Keywords: threaded joints, wave surface, self-locking, screw line, self-tapping screws, durability vibration, dynamic stresses, self-forming studs.

Идея внести определенные изменения в конструкцию традиционных резьбовых деталей для придания им самостопорящих свойств возникла в начале XX в. Наиболее ранние публикации о крепежных деталях с измененной траекторией винтовой линии:

патент US 756269 от 5.04.1904 г. (V.P. McMahon) на винт и гайку с прямоугольной резьбой, нить которой имела волнистые искажения;

патент US 1070247 от 12.08.1913 г. (F.P. Haines) на самостопорящую резьбу с волнистой линией внутреннего диаметра и непериодической линией наружного диаметра.

Крепежные изделия с волнистым резьбовым профилем первоначально были ориентированы на придание соединениям высоких стопорящих свойств. Таким образом, винты, болты и шпильки с волнистым профилем обеспечивали высокую степень сопротивления отвинчиванию. Соединения с волнистым профилем резьбы на одной из крепежных деталей выполняли роль тугих резьбовых соединений, поэтому их устойчивость к отвинчиванию наиболее часто сравнивали со свойствами соединений с радиальным натягом (ГОСТ 4608—81). В дальнейшем функции подобных изделий значительно расширились. Известны разработки российских и зарубежных авторов (табл. 1).

Крепежные детали с волнообразной резьбой применяют в электротехнике, прецизионных соединениях повышенной прочности, базирующих элементах и т.д. Подобные детали получили широкое распространение в виде самонарезающих винтов с повышенной проникающей способностью для дерева и пластмасс. Например, винты самонарезающие SPAX немецких компаний ABC Verbindungstechnik и SPAX International GmbH & Co широко используют в строительстве при монтаже деревянных конструкций, для крепления профнастила и т.д. Волнообразный профиль на начальных витках резьбовой части таких винтов призван повысить режущую способность витков винта и обеспечить надежное крепление деталей. Конструкции же узлов машиностроительного назначения требуют не только иных форм и конфигураций витков посадочной части, но и соответствующих технологий монтажа таких деталей.

Конструктивные особенности крепежных деталей с волнистым профилем резьбы позволяют

Таблица 1

Хронология патентной информации по изделиям с волнистой резьбой

Номер патента, авторского свидетельства	Автор(ы)	Название	Год	Цель изобретения
US 1070247	F.P. Haines	Self-locking screw	1913	Создание стопорящего момента
US 3481380	A.R. Breed	Thread forming fastener	1969	Резьбовыдавливание винтом
US 3661194	D.B. Macfarlane, G.T. Rathka	Prevailing torque fastener	1972	Создание стопорящего момента
А.с. 617621	С.И. Житницкий, С.Ф. Рикман, Л.М. Натапов	Резьба самотормозящая	1978	Создание стопорящего момента
А.с. 678201	С.И. Житницкий, Л.М. Натапов	Резьба самотормозящая	1979	Создание стопорящего момента
А.с. 800446	Л.М. Натапов	Резьба самотормозящая	1981	Стопорение и базирование резьбовых деталей
А.с. 1263922	Л.М. Натапов, Л.П. Шацман, С.Ф. Рикман	Резьба самотормозящая и способ ее изготовления	1986	Стопорение
А.с. 1802221	С.Я. Березин, Н.Н. Грушева	Деформирующая шпилька	1993	Резьбовыдавливание
US 7326014	K.R. Levey, F.W. Bechtel, M.P. Glynn	Interactive fit screw thread	2008	Надежность крепления электрических контактов
US 7914244	J.S. Babulka, J.M. Thomas, K. Ponnampalan and other	Fastener with zoned, varying wave-form thread	2011	Надежность крепления электрических контактов
US 2013/0051954	K.R. Levey	Thred forming die and method	2013	Метод и средства накатки волнистой резьбы
Пат. 2567353 RU	С.Я. Березин, А.Р. Карпов	Виброустойчивое резьбовое соединение (варианты)	2015	Повышение вибростойкости соединения
Пат. 2585590 RU	С.Я. Березин, А.Р. Карпов	Способ получения самостопорящейся резьбы	2016	Способ обработки волнистой резьбы на станках с ЧПУ

проводить их завинчивание как в резьбовые, так и гладкие отверстия ответной детали. В первом случае создание натяга по среднему диаметру гребней волн обеспечивает высокие стопорящие свойства соединений, а во втором — наличие волнистого профиля на заходной части стержня решает одновременно задачи резьбовыдавливания и стопорящих свойств [А.с. 1802221 (1993 г.)].

Интерес к таким деталям и соединениям основан на гипотезе об своеобразном их высоком КПД, суть которой заключается в том, что очаговый натяг по гребням волн позволяет получить более высокие значения сопротивления отвинчиванию при менее высоких значениях крутящих моментов сборки и затяжки, а формируемый при затяжке своеобразный "пятнистый контакт" может положительно сказаться на динамической устойчивости соединений в условиях действия переменных нагрузок.

Технологии получения деталей с волнистой резьбой и свойствах соединений на их основе представлены только патентной информацией. Нет сведений и о промышленном использовании таких деталей.

Области применения деталей и соединений с волнистой резьбой:

получение соединений с высокими стопорящими свойствами и повышение вибростойкости соединений в условиях динамических нагрузок;

снижение силовой напряженности в процессе резьбовыдавливания, т.е. волнистый профиль участвует в формировании резьбы;

обеспечение требуемого закона распределения контактных напряжений по виткам затянутого резьбового соединения;

обеспечение надежного электрического контакта в электроприборах;

применение оправок с волнистой резьбой в качестве базирующих элементов при механической обработке деталей.

Применение крепежных деталей со специальными типами профилей решает множество технических задач по сборке и эксплуатации резьбовых соединений. Можно создавать усло-

вия для компенсации торсионного (остаточного) момента в затянутом соединении, выравнивания контактных напряжений по длине нарезки, повышения или снижения осевой податливости стержня при затяжке, устанавливать необходимый закон распределения контактных напряжений по длине резьбы, повышать вибрационную устойчивость соединения и решать другие задачи.

Для создания виброустойчивых соединений с натягом необходимо обеспечивать определенную амплитуду волнистого профиля. Существует методика расчета амплитудных значений волнистого профиля для создания необходимого натяга в целях повышения стопорящих свойств. Например, для соединения с резьбой М10 по посадке 6Н/6g и 80%-ной вероятности зазор должен быть равен 160...170 мкм. Таким образом, суммарные значения амплитуды волнистости для резьбы М10 будут находиться в пределах 200...220 мкм. Такие соединения обладают плотной посадкой и не создают значительных крутящих моментов при сборке, характерных для стандартных соединений с натягом по ГОСТ 4608—81. Однако они обладают более высоким стопорящим моментом за счет локального внедрения вершин волнистого профиля в области верхних витков при затяжке соединения [1].

Волнистый профиль на стержневых деталях и на внутренней резьбе возможно получить лезвийной механической обработкой и пластическим деформированием. Выбор той или иной технологии зависит от нескольких факторов. Во-первых, необходимо установить, где должен располагаться волнистый профиль — на стержне или в отверстии. Во-вторых, какая конфигурация волны рекомендована для данной детали. В-третьих, какие материалы резьбовой пары установлены техническими условиями.

В табл. 2 приведены возможные варианты расположения волнистых участков на деталях резьбовой пары. На основании данных таблицы можно сделать два заключения: вариантов расположения волнистых участков на наружной резьбе значительно больше, чем на резьбе отверстия; одновременное наличие таких участков на стержнях и в отверстии не рекомендовано, так как в этом нет смысла.

Технологические возможности получения наружных резьб с волнистым профилем гораздо шире, чем внутренних. Первые можно накатывать на плосконакатных станках плашками, имеющими участки с соответствующими профилями [А.с. СССР № 844 842 (07.07.1981), патентам US 3 653 241 (4.04.1972), US 3 693 389 (2.09.1972) и др.].

Известны примеры обработки сложнопрофильных резьб, в том числе и волнистых, методом радиального обжатия резьбовыми бойками на заготовках с продольными пазами, наример оборудование компании Sieber Tool Engineering L.P. (США) [2] (рис. 1).

Специальные крепежные изделия на стержневых деталях можно получать и на токарно-фрезерных станках с ЧПУ, оснащенных приводными фрезерными головками для однониточных дисковых резьбовых фрез. Обработка проводится с модулированной шаговой подачей.

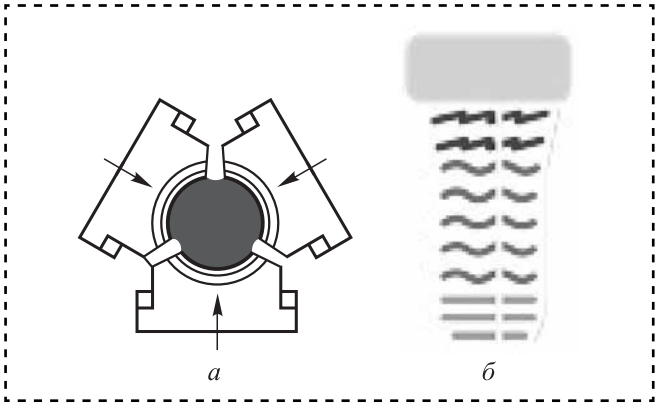


Рис. 1. Получение наружных винтовых профилей методом радиального обжатия на оборудовании компании Sieber Tool Engineering L.P. (США):
а — схема работы; *б* — конфигурация выдавливаемых профилей

Таблица 2

Варианты расположения участков с волнистым профилем на элементах резьбовой пары

Материал охватывающей детали (гайки, гнезда корпуса)	Вид отверстия	Положение волнистого профиля	
		на резьбе стержня	на резьбе отверстия
Аминопласты: полистирол, винипласт, капрон и т.д.	Резьбовое	+	–
	Гладкое	+	–
Алюминиевые и магниевые сплавы	Резьбовое	+	–
		–	+
	Гладкое	+	–
Черные металлы	Резьбовое	+	–
		–	+
	Гладкое	+	–

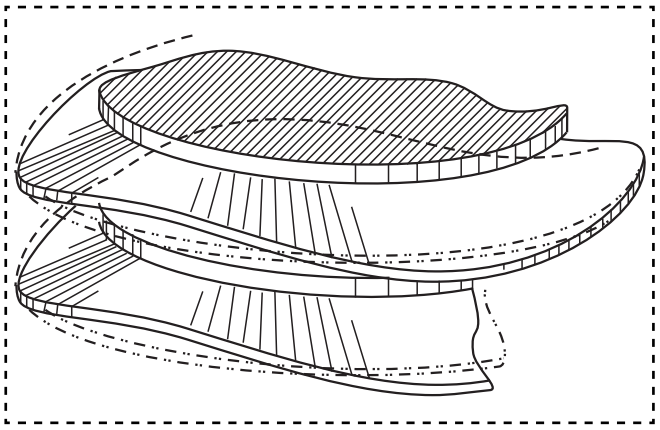


Рис. 2. Вид синусоидального волнистого профиля с расположением гребней волны на линии наружного диаметра

Возможна обработка резьбы угловыми концевыми фрезами с различными вариантами модулированных подач. Например, на рис. 2 представлен элемент резьбы с синусоидальным волнообразным профилем. Наибольшее значение амплитуды приходится на линию наружного диаметра, а к линии внутреннего диаметра размах гребней сходит на нет. Возможны и другие конфигурации волны, например, когда наибольшая ее высота приходится одновременно и на наружный, и на внутренний диаметр. При этом высота гребней может быть постоянной или переменной. При механической обработке возможности получения наружных профилей с изменяемой геометрией волны определяются числом управляемых координат инструментального суппорта. Общее число основных вариантов геометрии может превышать десятки.

Технологические возможности обработки внутренних резьб с волнистыми участками ограничены в основном планетарным резьбофрезерованием на станках с ЧПУ [3], которое применяется при механической обработке сложных корпусных деталей при значительном количестве крепежных и других резьбовых отверстий.

Планетарное резьбофрезерование начали внедрять еще в середине XX в. В дальнейшем, с развитием программного обеспечения станков с ЧПУ, технологию стали широко использовать для планетарной наружной и внутренней резьбообработки [патенты RU 2300449 (10.06.2007), US 2010/0260568 (14.10.2010), US 8 142 119 (27.03.2012) и др.]. Существующая информация по таким методам обработки касалась только резьб с идеальной цилиндрической или конической образующей винтовой линией, т.е. для обычных резьб под стандартные посадки. В патенте RU 2 585 590 (27.05.2016) описана возможность получения волнообразных профилей на внутренних резьбах с модулированными круговыми и вертикальными подачами инструмента.

Учитывая перспективность соединений с такими винтовыми нарезками, весьма актуальна задача освоения технологии их обработки, сборки и испытаний. Математика современного программного обеспечения позволяет проводить нанесение нерегулярной волнистости на боковые поверхности витков внутренней и наружной резьбы. Применяется тот же способ планетарного фрезерования однозубыми концевыми фрезами, например, TMSD компании Vargus или трехзубыми концевыми фрезами CoroMill 327 компании Sandvik Coromant с модулированной вертикальной или радиальной подачей по шагу.

Методы обработки резьб с волнистым профилем позволяют получать резьбовые соединения с любыми видами посадок. Контроль диаметров проводится обычными резьбовыми калибрами, но только по вершинам волн. Контроль осложняется, если амплитуда их переменна по длине нарезки, но и в этом случае задача может решаться применением набора калибров.

Рассмотренные технологические методы обработки волнистых профилей и возможности оборудования позволяют располагать их даже не по всей длине винтовой нарезки, а на отдельных ее участках, менять геометрическую форму волны по участкам, число волн на одном витке и другие параметры. Эксплуатационные свойства соединений с такими элементами можно сравнить со свойствами соединений с натягом, с резьбовыдавливающими шпильками и винтами, соединений с различными формами стопорения. Натяг носит очаговый характер поскольку создается только по гребням волн и достигает 50...60 мкм, крутящие моменты сборки значительно ниже, чем у аналогичных тугих соединений со сплошной резьбой.

Динамическую устойчивость таких соединений можно обеспечить дроблением посадочной части детали на участки с различной геометрией волнистых профилей. В этом случае каждый из участков резьбового контакта будет обладать собственной частотой колебаний и случай общего резонансного режима для всей нарезки маловероятен [3].

Таким образом, резьбовые соединения с периодическим контактом по волнистым профилям обладают широкими возможностями их получения, эксплуатации и целевого проектирования.

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. **Gruse W.** Formed Threads! As unaccustomed as it sound, this is the realty // Fastener Technology International. July. 2009. P. 36—38.

3. **Березин С.Я., Карпов А.Р.** Исследование динамической устойчивости резьбовых соединений с волнистым охватывающим профилем / Перспективные направления развития отечественных информац. технологий: матер. II Междунар. науч.-практ. конф. Севастополь: Севастоп. гос. ун-т. 2016. С. 126—127.

ТРЕНИЕ И СМАЗКА В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

УДК 51:621.891

К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, *д-ра техн. наук,*
Е.О. Лагунова, *канд. техн. наук,* **В.В. Василенко**
(Ростовский государственный университет путей сообщения)
E-mail: lagunova@rambler.ru

Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленном расплавом направляющей, с учетом зависимости вязкости от давления*

Рассмотрен метод формирования точного автомодельного решения задачи гидродинамического расчета клиновидной опоры (ползун, направляющая), работающей на микрополярном жидком смазочном материале, обусловленном расплавом направляющей, с учетом зависимости вязкостных характеристик микрополярного смазочного материала от давления.

На основе системы уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости микрополярного смазочного материала для случая "тонкого слоя" с учетом зависимости вязкостных характеристик микрополярного смазочного материала от давления и уравнения неразрывности, выражения для скорости диссипации энергий получена аналитическая зависимость для профиля расплавленной поверхности направляющей. Определены основные рабочие характеристики рассматриваемой пары трения.

Дана оценка влияния параметра, обусловленного расплавом направляющей, и структурно-вязкостных параметров микрополярного жидкого смазочного материала на несущую способность и силу трения.

The method of formation of the exact automodel solution of the problem of hydrodynamic calculation of the wedge-shaped support (the ram, a guide) using micropolar liquid lubricant, caused by guide fusion taking into account dependence of viscous characteristics of micropolar lubricant on pressure was been given.

On the basis of the system of the equations of the movement of viscous incompressible liquid of micropolar lubricant for a case of "a thin layer" taking into account dependence of viscous characteristics of micropolar lubricant on pressure and the equation of continuity, expression for the speed of dissipation of energy the analytical dependence for a profile of the melted guide surface is received. Besides, the main performance data of the considered couple of friction were been defined.

An assessment of influence of the parameter caused by guide fusion and structural and viscous parameters of micropolar liquid lubricant on the bearing ability and friction force was been given.

Ключевые слова: гидродинамика, опора скольжения (ползун, направляющая), вязкий жидкий несжимаемый микрополярный смазочный материал, расплавленная поверхность направляющей.

Keywords: hydrodynamics, sliding support (the ram, guide), viscous incompressible liquid micropolar lubricant, melted guide surface.

Введение

Проектирование новых машин с учетом увеличения статических и ударных нагрузок, действующих на опоры скольжения, определяется задачами современной инженерной практики.

Один из важнейших равноправных конструктивных элементов подшипников жидкостного трения — смазочная среда.

Методом решения конструктивно-эксплуатационных задач может быть применение смазывания расплавом легкоплавкого покрытия подшипников при температурах, при которых обычные смазочные среды претерпевают необратимые физико-химические изменения, в частности в процессах формоизменения и резания металлов [1—5]. Гидродинамическому расчету

* Работа выполнена в рамках гранта ОАО "РЖД" № 2210370/22.12.2016 на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта.

системы, состоящей из ползуна, при его расположении под углом к поверхности направляющей, в условиях отсутствия смазочного вещества, и учету зависимости вязкости смазочного материала от давления посвящено большое количество работ [6—11]. Существенный недостаток пар трения, работающих на смазывании расплавом, — низкая несущая способность и неучет влияния неньютоновских смазочных материалов. Кроме того, процесс смазывания пластичного смазочного материала не является самоподдерживающимся.

Разработка расчетной модели подшипников скольжения, работающих на микрополярных смазочных материалах в виде металлических расплавов, с учетом вышеуказанных аспектов функционирования представляет собой одно из перспективных направлений теоретических исследований современной трибологии.

Постановка задачи

Рассмотрена клиновидная опора, состоящая из системы "ползун — направляющая". Предполагаем, что поверхности ползуна и направляющей разделены слоем смазочного материала, обладающим микрополярными свойствами, ползун неподвижен, а направляющая, выполненная из материала с низкой температурой плавления, движется в сторону сужения зазора со скоростью u^* (рис. 1).

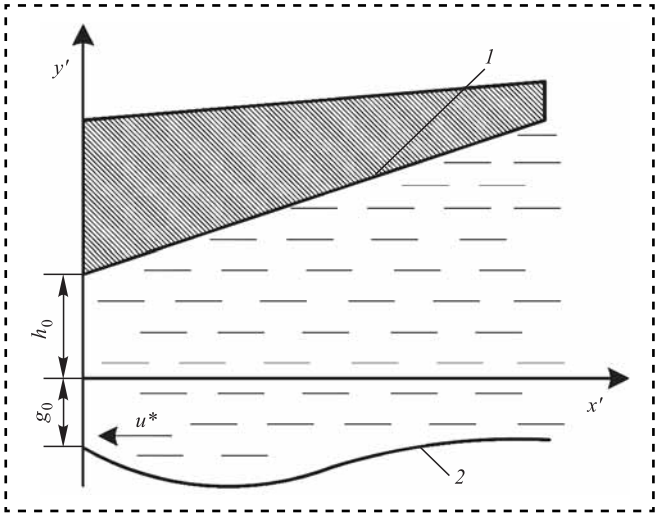


Рис. 1. Схематическое изображение смазочного материала в зазоре пары трения ползун—направляющая клиновидной опоры:

1 — контур ползуна; *2* — контур направляющей; h_0 — начальный зазор; g_0 — толщина расплавленной пленки в начальном сечении

Вязкостные характеристики микрополярного жидкого смазочного материала зависят от давления по показательному закону

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'};\ \ k' = k_0 e^{\tilde{\alpha} p'};\ \ \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \qquad (1)$$

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

k', γ' — коэффициенты вязкости микрополярного смазочного материала;

μ_0 — характерная вязкость ньютоновского смазочного материала;

p' — гидродинамическое давление в смазочном слое;

$\tilde{\alpha}$ — экспериментальная постоянная величина;

k_0, γ_0 — характерные вязкости микрополярного смазочного материала.

Допущения для условий движения бесконечно широкого ползуна:

1. Жидкая среда — вязкая несжимаемая жидкость.

2. Все тепло, выделяющееся в смазочной пленке, идет на плавление поверхности материала направляющей.

Исходные уравнения и граничные условия

В качестве исходных уравнений рассмотрим систему безразмерных уравнений движения смазочного материала, обладающего микрополярными свойствами для случая "тонкого слоя" и уравнения неразрывности:

$$\frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2} + N^2 \frac{\partial \upsilon'}{\partial y'} = \frac{1}{\mu'} \frac{dp'}{dx'};$$
$$\frac{\partial^2 \upsilon'}{\partial y'^2} = \frac{\upsilon'}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{\partial u'}{\partial y'};\ \ \frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial \nu'}{\partial y'} = 0, \qquad (2)$$

где u', ν' — компоненты вектора скорости смазочной среды;

p' — гидродинамическое давление в смазочном слое;

μ — коэффициент динамической вязкости;

υ' — скорость вращения микрочастиц;

N_1 — безразмерный параметр, характеризующий размер молекул микрополярного смазочного материала.

В декартовой системе координат $x'oy'$ (см. рис. 1) уравнение контура ползуна и расплавленной поверхности направляющей можно записать в виде.

$$y' = h_0 + x' \operatorname{tg} a^* = -\eta' f'(x'), \qquad (3)$$

h — конструктивный параметр;

α^* — угол наклона ползуна с осью Ox'.

Граничные условия:

$$\begin{gathered} u' = -u^*;\ v' = 0;\ \upsilon' = 0 \ \text{ при } \ y' = -\eta' f'(x');\\ u' = 0;\ v' = 0;\ \upsilon' = 0 \ \text{ при } \ y' = h_0 + x' \operatorname{tg}\alpha;\\ p'(0) = p'(1) = \frac{p_a}{p^*};\\ \eta' f'(x') = \Phi(x) \ \text{ при } \ x' = 0, \end{gathered} \tag{4}$$

где $\Phi(x)$ — толщина расплавленной пленки в начальном сечении.

Для определения функции $\Phi(x)$, обусловленной расплавленной направляющей, воспользуемся формулой скорости диссипаций энергий:

$$\frac{d\eta' f'(x')}{dx'} u^* L' = -2\mu \int\limits_{-\Phi(x)}^{h_0 + x' \operatorname{tg}\alpha} \left(\frac{\partial u'}{\partial y'}\right)^2 dy', \tag{5}$$

где L' — удельная теплота плавления на единицу объема.

Размерные величины связаны соответствующими безразмерными соотношениями:

$$\begin{gathered} u' = u^* u;\ v' = u^* \varepsilon v;\ \upsilon' = \upsilon^* \upsilon;\ p' = p^* p;\ y' = h_0 y;\\ \mu' = \mu_0 \mu;\ k' = k_0 k;\ \gamma' = \gamma_0 \gamma;\ N^2 = \frac{k}{2\mu + k};\\ N_1 = \frac{2\mu l^2}{k h_0^2};\ l^2 = \frac{\gamma}{4\mu};\ \varepsilon = \frac{h_0}{L};\ \upsilon^* = \frac{u^*}{2h_0};\\ p^* = \frac{(2\mu + k) L u^*}{2h_0^2};\ x' = Lx;\ \alpha = \frac{\alpha}{p^*}, \end{gathered} \tag{6}$$

где α — параметр, характеризующий зависимость вязкости микрополярного материала от давления.

С учетом перехода к безразмерным переменным в смазочном слое, опуская штрихи, приходим к следующей системе уравнений:

$$\begin{gathered} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + N^2 \frac{\partial \upsilon}{\partial y} = e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx};\\ \frac{\partial^2 \upsilon}{\partial y^2} = \frac{\upsilon}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{\partial u}{\partial y};\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0;\\ \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int\limits_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 dy;\ K = \frac{2\mu_0 u^*}{h_0 L'}, \end{gathered} \tag{7}$$

и граничным условиям:

$$\begin{gathered} \upsilon = 0;\ v = 0;\ u = 0 \ \text{ при } \ y = 1 + \eta x = h(x);\\ \upsilon = 0;\ v = 0;\ u = -1 \ \text{ при } \ y = -\Phi(x);\\ p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p^*};\ \eta = \frac{l \operatorname{tg}\alpha}{h_0};\ \Phi(x) = \tilde{g}_0 = Kg_0\\ \text{при } \ x = 0, \end{gathered} \tag{8}$$

где K — тепловой параметр.

Учитывая малость зазора, а также равенство $\upsilon = 0$ на подвижных и неподвижных поверхностях, осредним второе уравнение системы (7) по толщине смазочного слоя, получим:

$$\begin{gathered} \frac{1}{h + \Phi} \int\limits_{-\Phi}^{h} \frac{\partial^2 \upsilon}{\partial y^2} dy =\\ = \frac{1}{N_1} \frac{1}{h + \Phi} \int\limits_{-\Phi}^{h} \upsilon dy + \frac{1}{N_1} \frac{1}{h + \Phi} \int\limits_{-\Phi}^{h} \frac{\partial u}{\partial y} dy. \end{gathered} \tag{9}$$

Решение уравнения (9) найдем в виде:

$$\upsilon = A_1(x) y^2 + A_2(x) y + A_3(x). \tag{10}$$

С учетом граничных условий (8) для υ получим:

$$\upsilon = A_1(x)\left(y^2 - (h - \Phi) y - \Phi h\right). \tag{11}$$

Подставляя выражение (11) в формулу (9) с точностью до членов $O\left(\frac{\Phi}{N_1}\right)$, $O\left(\frac{1}{N_1^2}\right)$, получим:

$$\begin{gathered} \upsilon = \frac{1}{2N_1 h}\left(y^2 - hy\right);\\ \frac{\partial \upsilon}{\partial y} = \frac{1}{2N_1 h}(2y - h);\ A_1 = \frac{1}{2N_1 h}. \end{gathered} \tag{12}$$

С учетом соотношений (12) система уравнений (7) в принятом приближении имеет вид:

$$\begin{gathered} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h}(2y - h) = e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx};\ \upsilon = \frac{1}{2N_1 h}\left(y^2 - hy\right);\\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0;\ \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int\limits_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 dy. \end{gathered} \tag{13}$$

Введем обозначение $z = e^{-\alpha p}$. Продифференцируем обе части равенства: $\frac{dz}{dx} = -\alpha e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx}$ или $e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}$.

Тогда уравнения (13) и соответствующие граничные условия запишем:

$$\begin{gathered} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h}(2y - h) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx};\ \upsilon = \frac{1}{2N_1 h}\left(y^2 - hy\right);\\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0;\ z \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int\limits_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 dy; \end{gathered} \tag{14}$$

$$\begin{gathered} \upsilon = 0;\ v = 0;\ u = 0 \ \text{ при } \ y = 1 + \eta x = h(x);\\ \upsilon = 0;\ u = -1;\ v = 0 \ \text{ при } \ y = -\Phi(x); \end{gathered} \tag{15}$$

$$z(0) = z(1) = e^{-\alpha \frac{p_a}{p^*}}.$$

В качестве малого параметра принимаем параметр K, обусловленный расплавом и скоростью диссипации энергии. Функцию $\Phi(x)$ найдем в виде:

$$\Phi(x) = -K\Phi_1 - K^2\Phi_2 - K^3\Phi_3 - ... = H. \quad (16)$$

Граничные условия для безразмерных компонентов скорости u и v на контуре $y = 0 - \Phi(x)$ запишем:

$$\begin{aligned} v(0 - H(x)) &= v(0) - \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_{y=0} H(x) - \\ &- \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)_{y=-g_0} H^2(x) - ... = 0; \\ u(0 - H(x)) &= u(0) - \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{y=-g_0} H(x) - \\ &- \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)_{y=-g_0} H^2(x) - ... = -1. \end{aligned} \quad (17)$$

Асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений (7) с учетом граничных условий (8) и (17) представим в виде рядов по степеням малого параметра K:

$$\begin{aligned} v &= v_0(x, y) + Kv_1(x, y) + K^2 v_2(x, y) + ...; \\ u &= u_0(x, y) + Ku_1(x, y) + K^2 u_2(x, y) + ...; \\ \Phi(x) &= -K\Phi_1(x) - K^2\Phi_2(x) - K^3\Phi_3(x) - ...; \\ z &= z_0 + Kz_1(x) + K^2 z_2(x) + K^3 z_3(x)... . \end{aligned} \quad (18)$$

Выполняя подстановку (18) в систему дифференциальных уравнений (14) с учетом граничных условий (15), получим следующие уравнения:

— для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h}(2y - h) = -\frac{1}{\alpha}\frac{dz_0}{dx}; \ \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0 \quad (19)$$

с граничными условиями:

$$\begin{gathered} K\Phi_0(0) = Kg_0; \ \upsilon_0 = 0; \ v_0 = 0, \ u_0 = 0 \\ \text{при} \ \ y = 1 + \eta x; \\ \upsilon_0 = 0, \ u_0 = -1; \ v_0 = 0 \ \ \text{при} \ \ y = 0; \\ z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}; \end{gathered} \quad (20)$$

— для первого приближения:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha}\frac{dz_1}{dx}; \ \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \\ &-z_0\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K\int\limits_{-\Phi_0}^{1+\eta x}\left(\frac{\partial u_0}{\partial y}\right)^2 dy \end{aligned} \quad (21)$$

с граничными условиями:

$$\begin{gathered} v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y}\right)_{y=0}\Phi_1(x); \ u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y}\right)_{y=0}\Phi_1(x); \\ \upsilon_1 = 0; \ v_1 = 0; \ u_1 = 0 \ \ \text{при} \ \ h(x) = 1 + \eta x; \\ z_1(0) = z_1(1) = 0; \\ K\Phi_1(0) = K\alpha^*; \ \Phi(0) = \Phi(1) = \alpha^*. \end{gathered} \quad (22)$$

Точное автомодельное решение

Точное автомодельное решение задачи для нулевого приближения в принятом приближении с точностью до членов $O\left(\frac{\eta}{N_1}\right)$:

$$\begin{gathered} u_0 = \frac{\partial\psi_0}{\partial x} + U_0(x, y); \ v_0 = -\frac{\partial\psi_0}{\partial y} + V_0(x, y); \\ \psi_0(x, y) = \tilde{\psi}_0(\xi); \ \xi = \frac{y}{1 + \eta x}; \\ V_0(x, y) = -\tilde{v}(\xi)h'(x); \ U_0(x, y) = \tilde{u}_0(\xi); \\ \frac{dz_0}{dx} = -\alpha\left(\frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)}\right); \ h(x) = 1 + \eta x. \end{gathered} \quad (23)$$

Подставляя выражения (23) в систему дифференциальных уравнений (19) с учетом граничных условий (20), запишем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{gathered} \tilde{\psi}_0''' = \tilde{C}_2; \ \tilde{u}_0'' = \tilde{C}_1 - \frac{N^2}{2N_1}(2\xi - 1); \ \tilde{u}_0' + \xi\tilde{v}_0' = 0; \\ \frac{dz_0}{dx} = -\alpha\left(\frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)}\right) \end{gathered} \quad (24)$$

и граничные условия:

$$\begin{gathered} \tilde{\psi}_0'(0) = 0; \ \tilde{\psi}_0'(1) = 0; \ \tilde{u}_0(1) = 0; \ \tilde{v}_0(1) = 0; \\ \upsilon(0) = \upsilon(1) = 0; \ \tilde{u}_0(0) = 1; \ \tilde{v}_0(0) = 0; \\ \int\limits_0^1 \tilde{u}_0(\xi)d\xi = 0; \ z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}. \end{gathered} \quad (25)$$

Непосредственным интегрированием получим:

$$\begin{aligned} &\tilde{\psi}_0'(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \ \tilde{C}_1 = 6; \\ &\tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1\frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1}\left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2}\right) - \\ &- \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1\right)\xi + 1. \end{aligned} \quad (26)$$

Из условия $z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}$ с точностью до членов второго порядка малости $O(\eta^2)$ для $\tilde{C}_2$:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \frac{I_2(1)}{I_3(1)};\ I_k(x) = \int_0^x \frac{dx}{h^k(x)};$$
$$\tilde{C}_2 = -6\left(1 + \frac{1}{2}\eta\right). \qquad (27)$$

Определение гидродинамического давления

С учетом значений (27) для z_0 получим:

$$z_0 = -\alpha\left[\tilde{C}_1 J_2(x) + \tilde{C}_2 J_3(x)\right] + e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}} = \\ = -\alpha 3\eta\left(x^2 - x\right) + e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}. \qquad (28)$$

Для определения $\Phi_1(x)$ с учетом уравнения (28) перейдем к уравнению:

$$\frac{d\Phi_1}{dx} = \frac{h(x)}{z_0}\int_0^1\left(\frac{\psi_0''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{u}_0'(\xi)}{h(x)}\right)^2 d\xi. \qquad (29)$$

Интегрируя уравнение (29), получим:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{z_0}\left[\int_0^x \frac{\Delta_1 dx}{h^3(x)} + \int_0^x \frac{\Delta_2 dx}{h^2(x)} + \int_0^x \frac{\Delta_3 dx}{h(x)}\right], \qquad (30)$$

где

$$\Delta_1 = \int_0^1 \left(\psi''(\xi)\right)^2 d\xi;\ \Delta_2 = \int_0^1 2\psi''(\xi)\tilde{u}'(\xi)\,d\xi;$$
$$\Delta_3 = \int_0^1 \left(\tilde{u}'(\xi)\right)^2 d\xi;$$
$$\Delta_1 = 3(1+\eta);\ \Delta_2 = 6\left(1 + \frac{1}{2}\eta\right);\ \Delta_3 = 4 + \frac{N^4}{720N_1^2}; \qquad (31)$$
$$\sup_{[0;\,1]} z_0 = \sup_{[0;\,1]}\left[-\alpha 3\eta\left(x^2 - x\right) + e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}\right] = 0{,}497.$$

Решаем уравнение (30) с учетом (31) и $K\Phi_1(0) = K\alpha^*$:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{z_0}\times \\ \times\left[3x\left(\frac{\eta}{2} - 1\right) - \frac{3}{2}\eta x^2 + \left(4 + \frac{N^4}{720N_1^2}\right)\left(x - \frac{\eta}{2}x^2\right)\right] + \alpha^*. \qquad (32)$$

Точное автомодельное решение для первого приближения ищем в виде:

$$u_1 = \frac{\partial\psi_1}{\partial x} + U_1(x,\,y);\ v_1 = -\frac{\partial\psi_1}{\partial y} + V_1(x,\,y);$$
$$\psi_1(x,\,y) = \tilde{\psi}_1(\xi);\ \xi = \frac{y}{1+\eta x};$$
$$V_1(x,\,y) = -\tilde{v}(\xi)h'(x);\ U_1(x,\,y) = \tilde{u}_1(\xi); \qquad (33)$$
$$\frac{dz_1}{dx} = -\alpha\left[\frac{\tilde{\tilde{C}}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{\tilde{C}}_2}{h^3(x)}\right];\ h(x) = 1 + \eta x.$$

Подставляя выражения (33) в систему дифференциальных уравнений (21) с учетом граничных условий (22), получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\tilde{\psi}_1'''(\xi) = \tilde{\tilde{C}}_2;\ \tilde{u}_1'' = \tilde{\tilde{C}}_1;\ \tilde{u}_1' + \xi\tilde{v}_1' = 0;$$
$$\frac{dz_1}{dx} = -\alpha\left[\frac{\tilde{\tilde{C}}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{\tilde{C}}_2}{h^3(x)}\right] \qquad (34)$$

и граничные условия

$$\tilde{\psi}_1'(0) = 0;\ \tilde{\psi}_1'(1) = 0;\ \tilde{u}_1(1) = 0;\ \tilde{v}_1(1) = 0;$$
$$\upsilon_1(0) = \upsilon_1(1) = 0;\ \tilde{u}_1(0) = M;\ \tilde{v}_1(0) = 0; \qquad (35)$$
$$\int_0^1 \tilde{u}_1(\xi)\,d\xi = 0;\ z_1(0) = z_1(1) = 0.$$

Непосредственным интегрированием получим:

$$\tilde{\psi}_1'(\xi) = \frac{\tilde{\tilde{C}}_2}{2}\left(\xi^2 - \xi\right);\ \tilde{\tilde{C}}_1 = 6M;$$
$$\tilde{u}_1(\xi) = \tilde{\tilde{C}}_1\frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{\tilde{C}}_1}{2} + M\right)\xi + M, \qquad (36)$$

где M — параметр, характеризующий толщину расплавленной пленки.

Из условия $z_1(0) = z_1(1) = 0$ для $\tilde{\tilde{C}}_2$ получим:

$$\tilde{\tilde{C}}_2 = -6M\left(1 + \frac{1}{2}\eta\right), \qquad (37)$$

где

$$M = \sup_{x\in[0;1]}\left(\frac{\partial u_0}{\partial y}\right)\Big|_{y=0}\Phi_1(x) = \\ = \sup_{x\in[0;1]}\left|\begin{array}{c} -\dfrac{N^2}{2N_1}\dfrac{(1+\eta x)^2}{6} - 3\eta(2x-1)\dfrac{(1+\eta x)^2}{2}\times \\ \times\dfrac{1}{0{,}497}\left(3x\left(\dfrac{\eta}{2}-1\right) - \dfrac{3}{2}\eta x^2 + \right)\left(4 + \dfrac{N^4}{720N_1^2}\right)\times \\ \times\left(x - \dfrac{\eta}{2}x^2\right) + \alpha^* \end{array}\right|.$$

С учетом условия (37) получим:

$$z_1 = -\alpha\left[\tilde{\tilde{C}}_1 J_2(x) + \tilde{\tilde{C}}_2 J_3(x)\right] = -\alpha 3M\eta\left(x^2 - x\right). \qquad (38)$$

Тогда для $z = z_0 + Kz_1$ получим следующее выражение:

$$z = -\alpha 3M\eta\left(x^2 - x\right) + e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}} - K\alpha 3M\eta\left(x^2 - x\right) \\ \text{или}\ \ z = -3\alpha\eta\left(x^2 - x\right)(1 + KM) + e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}; \qquad (39)$$

$$e^{-\alpha p} = \Delta\alpha\left(1 + KM\right) + e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}},$$

где $\Delta = -3\eta\left(x^2 - x\right) = 3\eta\left(x - x^2\right)$.

Применяя разложение в ряд Тейлора для функций $e^{-\alpha p}$, $e^{-\alpha\frac{p_a}{p^*}}$, получим:

$$1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} - 1 + \alpha\frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2 = \alpha\Delta\left(1 + KM\right). \quad (40)$$

Решая уравнение (40) с точностью до членов $O(\alpha)^3$, $O(\xi)^2$, $O\left(\frac{p_a}{p^*}\right)$ для гидродинамического давления, получим:

$$p = \frac{p_a}{p^*} - \Delta(1 + KM)\left(1 + \alpha\frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right). \quad (41)$$

Результаты исследования и их обсуждение

Определим основные рабочие характеристики подшипника: несущую способность и силу трения с учетом формул (19), (21) и (41):

$$W = \frac{\left(2\mu_0 + k_0\right)Lu^*}{2h_0^2}\int_0^1\left(p_0 - \frac{p_g}{p^*}\right)dx =$$

$$= \frac{\left(2\mu_0 + k_0\right)Lu^*}{2h_0^2}\frac{\eta}{2}\left(1 + \alpha\frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right)(1 + KM);$$

$$L_{mp} = \frac{\left(2\mu_0 + k_0\right)Lu^*}{2h_0}\times$$

$$\times\, e^{-\alpha p}\int_0^1\left[\left.\frac{\partial u_0}{\partial y}\right|_{y=0} + K\left.\frac{\partial u_1}{\partial y}\right|_{y=0}\right]dx = \frac{\left(2\mu_0 + k_0\right)Lu^*}{2h_0}\times \quad (42)$$

$$\times\left[-\frac{N^2(1+\eta)}{12N_1} - \frac{\eta}{2} - KM\left(1 + \frac{\eta}{2}\right)\right]\left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2}\right).$$

По результатам численного анализа построены графики (рис. 2).

Выводы

1. Получена уточненная расчетная модель клиновидной опоры скольжения, работающей в условиях гидродинамического смазывания на микрополярном жидком смазочном материале, обусловленном расплавом поверхности легкоплавкого покрытия поверхности направляющей.

2. Показан значительный вклад параметров: N_1, характеризующего размер молекул смазочного материала; K, обусловленного расплавом поверхности легкоплавкого покрытия поверхности направляющей; N — параметр связи; M, характеризующего толщину расплавленной пленки; α, характеризующего зависимость вязкости смазочного материла от давления.

3. Установлено, что значительное повышение несущей способности и уменьшение силы трения происходят при росте структурно-вязкостных параметров микрополярного смазочного материала (N и N_1) и параметров K, M и α.

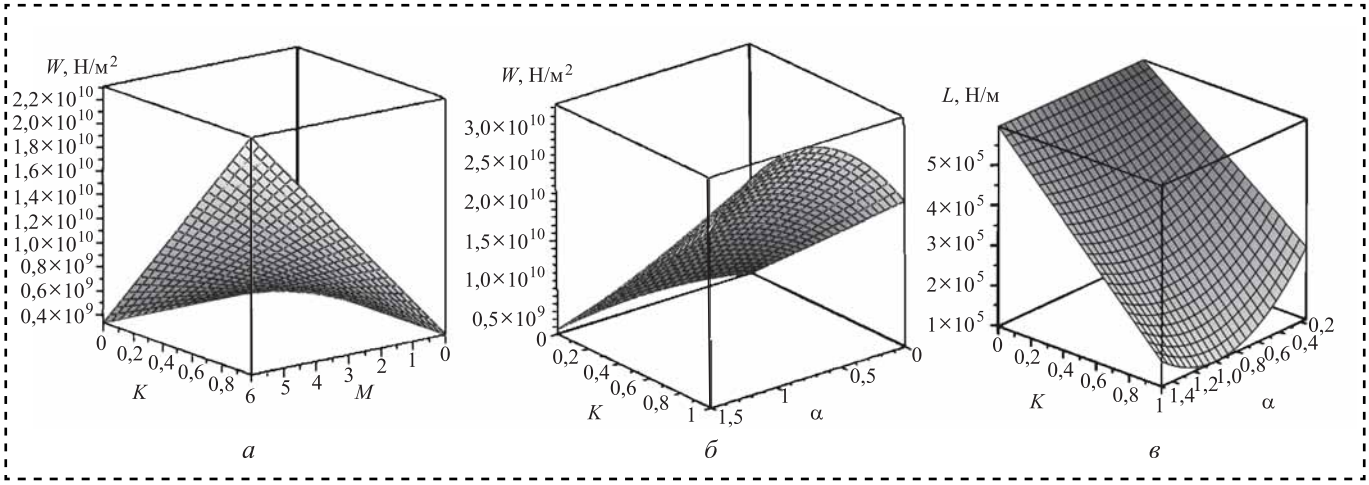


Рис. 2. Зависимости:
а — несущей способности от параметра K, обусловленного расплавом и скоростью диссипации энергии, и параметра M, характеризующего толщину расплавленной пленки; *б* — несущей способности от параметра K, обусловленного расплавом и скоростью диссипации энергии, и от параметра α, характеризующего зависимость вязкости смазочного материала от давления; *в* — силы трения от параметра K, обусловленного расплавом и скоростью диссипации энергии, и от параметра α, характеризующего зависимость вязкости смазочного материала от давления

Библиографический список

1. **Кропачев Д.Ю., Гришин А.А., Масло А.Д.** Способы оперативного измерения температуры расплава металлов для нужд машиностроительных предприятий // Литье и металлургия. 2012. № 3 (66). С. 126—127.
2. **Беретта А., Ниро Д., Сильвестри Ф.** Подшипники скольжения, смазываемые собственным расплавом или продуктом сублимации // Труды амер. общества инж.-мех. 1992. № 1. С. 86—90.
3. **Физические** величины: справочник. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
4. **Рабинович В.А., Хавин З.Я.** Краткий химический справочник. СПб.: Химия, 1991. 432 с.
5. **Справочник по пайке.** М.: Машиностроение, 1984.
6. **Фомичева Е.Б.** Математическая модель гидродинамической смазки жидкости, образующейся при плавлении ползуна в случае экспоненциальной зависимости вязкости от давления // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2000. № 1. С. 121—126.
7. **Котельницкая Л.И., Демидова Н.Н.** Расчет радиальных подшипников с эффективной работой на смазке с расплавом в турбулентном режиме // Вестник РГУПС. 2002. № 2. С. 18—23.
8. **Ахвердиев К.С., Котельницкая Л.И., Воронин Н.С.** Об одном точном решении задачи о гидродинамической смазке жидкостью, образующейся при плавлении направляющей, при наличии принудительной смазки // Вестник ДГТУ. 2002. Т. 2. № 2 (12). С. 99—103.
9. **Ахвердиев К.С., Вовк А.Ю., Мукутадзе М.А., Савенкова М.А.** Аналитический метод прогнозирования значений критериев микрополярной смазки, обеспечивающих устойчивый режим работы радиального подшипника скольжения // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 2. Р. 184—191.
10. **Lagunova E.O.** Simulation Model of Radial Bearing, Taking into Account the Dependence of Viscosity Characteristics of Micro-Polar Lubricant Material on Temperature // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. № 12. P. 3346—3352.
11. **Lagunova E.O., Mukutadze M.A., Solop K.S.** Working out of an analytical model of an axial bearing taking into account dependence of viscous characteristics of micropolar lubrication on pressure and temperature // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. № 14. P. 4644—4650.

УДК 621.833.001.24

С.А. Поляков, *д-р техн. наук (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН),*
С.Ю. Гончаров, В.В. Лычагин, *канд. техн. наук,* **А.Ю. Климов, М.С. Куц**
(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана)
E-mail: serpol50z@rambler.ru

Анализ контактного взаимодействия в червячных передачах в связи с разработкой модели их нелинейных колебаний

Рассмотрен процесс формирования колебаний в червячных передачах. Показано, что в силу близости к гармоническим функциям, наличию доминирующей моды колебаний и по причине физических источников колебаний их следует считать автоколебаниями, а снизить их амплитуду можно уменьшением сил трения в контакте червячной пары за счет использования антифрикционных добавок в смазочный материал.

The process of formation of fluctuations in worm gears is presented. It is shown that due to proximity to the harmonic functions, the presence of the dominant modes of vibration and oscillation due to natural sources, they should be regarded as self-oscillation and reduce their amplitude is possible to achieve reduction of frictional forces in contact worm gear through the use of anti-friction additives in lubricant.

Ключевые слова: червячная передача, автоколебания, сила трения в контакте червячной пары.

Keywords: worm gears, self-oscillation, frictional forces in contact.

Червячное зацепление существенно отличается от других видов передач уровнем механических потерь в процессе трансформации вращающего момента. В нем основная доля трения приходится на скольжение, которое в условиях высоких удельных нагрузок, характерных для такой передачи, рассеивает на порядок больше мощности, чем качение. Данный вид передачи

обладает рядом преимуществ перед цилиндрическими — большей компактностью и меньшей металлоемкостью при одинаковых передаточных числах, что делает актуальной задачу снижения потерь на трение, особенно в связи с возникновением колебаний в червячных передачах, генерирование которых тесно связано с проблемой трения и, в то же время, существенно влияет на работоспособность этих передач.

В большинстве работ о колебаниях в червячных редукторах использованы представления о вынужденных колебаниях [1]. Принято, что возбуждение колебаний происходит по причинам кинематического характера и вызвано погрешностями изготовления и монтажа, приведенными к линии зацепления, и описывается функцией:

$$\delta(\omega) = \Phi(f_{fi},\ F_{p2},\ f_{f1},\ f_{f2},\ \rho), \qquad (1)$$

где f_{fi} — допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка;

F_{p2} — допуск на накопленную погрешность шага червячного колеса;

f_{f1}, f_{f2} — допуски на погрешность профиля витка червяка и зуба червячного колеса;

ρ — приведенный угол трения.

Если единичная погрешность дает периодическое (один раз за цикл) возбуждение, то сложный комплекс таких погрешностей, как в рассматриваемом случае, разрушает эту периодичность. Проблема заключается в том, что случайные величины, заложенные в функцию возбуждения модели (1), сами по себе не могут давать в сумме те гармонические колебания, которые наблюдаются в эксперименте, поскольку их взаимоположение внутри цикла случайно друг по отношению к другу. Поэтому сумма таких случайных величин всегда будет случайной величиной, а не гармонической функцией, что заложено в центральной предельной теореме теории вероятности и вытекающем из нее распределении Гаусса [2]. Например, в ГОСТ 3675—81 суммирование отдельных погрешностей дает в сумме график, не имеющий ничего общего с формой синусоидальных колебаний.

Данная работа опирается на модель, предложенную в работе [3]. Существенное отличие автоколебаний — свойство синхронизации отдельных случайных колебаний с выделением главной моды за счет подавления сопутствующих случайных мод [4]. Поэтому основным доказательством наличия именно автоколебаний является устойчиво воспроизводящиеся синусоидальная форма и период этих колебаний, который невозможно получить с помощью стохастически меняющейся возбуждающей силы. Экспериментальные данные получали тензометрированием вращающих моментов быстроходного и тихоходного валов червячной передачи в редукторе 5Ч-80 при смазывании синтетическим маслом ТМ-5-18. Пример ступенчатого роста момента на червячном валу $T_{эд}$ по мере роста тормозного момента $T_{тор}$ на тихоходном валу с увеличением амплитуды колебаний $T_{эд}$ и четкой периодичностью колебаний $T_{эд}$ показан на рис. 1.

В работе [3] динамика автоколебаний описана через соотношение угловой скорости зуба червячного колеса $d\varphi_2/dt$ в направлении приложения окружной силы на червяке и угловой скорости движения витка червячного вала ω_0 в процессе совершения колебаний. На основной вид колебаний накладывается случайная составляющая, оценка которой дается в формуле (1). В итоге результирующая траектория определяется суммарным действием детерминированных и случайных факторов:

$$J_2 d^2\varphi_2/dt^2 + Kd\varphi_2/dt + C_f\varphi_2 = F(\omega_0 - d\varphi_2/dt)d_1 + \delta(\omega), \qquad (2)$$

где φ_2 — угол поворота зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке;

J_2 — приведенный момент инерции тихоходного вала;

K — характеристический коэффициент, определяемый трением в контакте, или коэффициент демпфирования;

C_f — жесткость зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке;

d_1 — делительный диаметр червяка;

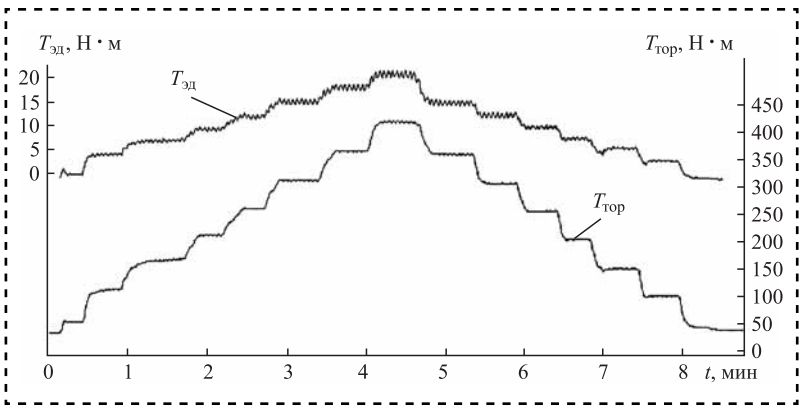


Рис. 1. Зависимость совместных изменений $T_{эд}$ и $T_{тор}$ от времени

F — функция изменения силы трения в связи с отношением угловой скорости вала электродвигателя ω_0 и скорости поворота зуба червячного колеса $d\varphi_2/dt$;

$\delta(\omega)$ — случайные составляющие, определяемые погрешностями изготовления.

Функция F описывает динамику окружной силы на червяке, определяемой силой трения. С учетом того, что сила трения является проекцией окружной силы на червяке на контактную поверхность, выражение для коэффициента трения в зацеплении имеет вид [5]:

$$f = (T_{эд}d_2/T_{тор}d_1)(\cos\gamma)^2\cos\alpha, \qquad (3)$$

где d_1 — делительный диаметр червяка;

d_2 — делительный диаметр колеса;

γ — угол наклона винтовой линии червяка;

α — половина угла при вершине витка червяка.

При этом

$$T_{эд} = F_{ок1}d_1/2;$$

$$T_{тор} = F_{ок2}d_2/2,$$

где $F_{ок1}$, $F_{ок2}$ — окружные силы на червяке и колесе.

Формула (3) — прямой аналог закона Амонтона—Кулона на наклонной плоскости, где роль силы трения играет $F_{ок1}$, а роль нормальной силы — $F_{ок2}$. Поскольку углы γ и α в процессе работы не меняются, а величина $F_{ок2}$ определяется тормозным моментом (в рассматриваемом случае он постоянен), то колебания окружной силы на червяке можно объяснить только колебаниями коэффициента трения в контакте червяка и колеса f или K_{zy} (рис. 2).

В левой части рис. 2 представлена кинематическая схема формирования автоколебаний, в которой пробное тело X, моделирующее зуб червячного колеса, перемещается под действием силы трения F из положения X_0 в положение X_1. Сила трения создается в результате взаимодействия тела X с непрерывно движущимся полотном, которое моделирует фрикционное действие червяка на зуб колеса, а упругие связи C_1 и C_2 моделируют упругое поведение вала червяка и червячного колеса под действием силы трения. В правой части рис. 2 показана зависимость вращающего момента $T_{эд}$ на червячном валу от времени в условиях ступенчатого повышения тормозного момента на выходе из редуктора (350, 400 и 450 Н·м соответственно).

Формирование колебаний происходит следующим образом. При малых значениях скорости скольжения, как это происходит в первую половину периода колебаний *1*, сила трения значительно больше, чем сила упругости, поэтому окружная сила на червяке нарастает и тело X перемещается в положение X_1. Однако с ростом перемещения растет сила упругости, и превышение силой упругости силы трения приводит к возврату тела X в положение X_0, т.е. к существенному увеличению скорости относительного скольжения и падению силы трения.

Величина K_{zy} не постоянна, а существенно зависит от скорости скольжения, которая в процессе зацепления может меняться, достигая в области максимальных значений 0,2 и более. При таких высоких значениях K_{zy} проскальзывание червяка относительно зуба червячного колеса затрудняется, что ведет к уменьшению скорости проскальзывания и дальнейшему росту K_{zy} (положительная обратная связь). Этот процесс продолжается до тех пор, пока сила упругой деформации деталей зацепления не превысит силы трения, и скорость проскальзывания не начнет возрастать, приведя к снижению K_{zy} (отрицательная обратная связь).

Сила трения и окружная сила на червяке в начале периода плавно нарастают вместе с нарастанием упругой деформации, провоцируемой трением, однако во второй половине периода, когда происходит срыв и быстрое проскальзывание, сила трения и окружная сила падают, что и замыкает один период. Данный механизм естественным образом объясняет строгую периодичность возникающих колебаний и пропорциональный рост $T_{эд}$ с ростом $T_{тор}$.

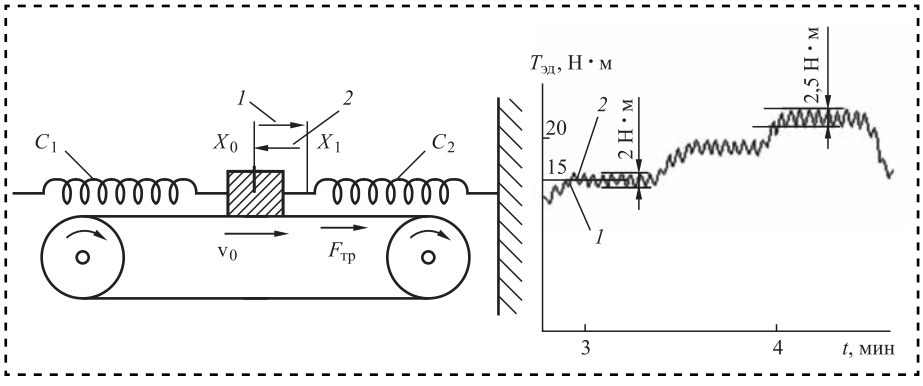


Рис. 2. Формирование автоколебаний $T_{эд}$

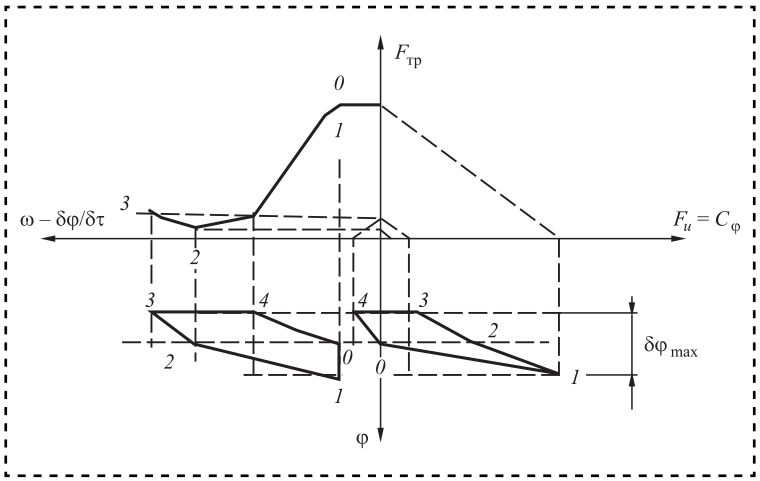


Рис. 3. Фазовый портрет системы:
0—1 — минимальное проскальзывание, максимальная сила трения; *1—2* — превышение силой упругости силы трения, реверс — обратное относительное движение — рост скорости проскальзывания, падение силы трения; *2—3* — дальнейший рост скорости проскальзывания под действием упругой силы и инерции; *3—4* — начало торможения проскальзывания; *4—0* — дальнейшее торможение с падением скорости проскальзывания до минимума, нарастание упругого сопротивления силе трения до реверса

Фазовый портрет такой колебательной системы будет иметь вид, показанный на рис. 3 в левом нижнем квадранте. Точка в координатах (ω_0 — $d\varphi_2/dt$) и φ проходит через позиции *0*, *1*, *2*, *3*, *4*, описывая замкнутую фазовую траекторию, что указывает на периодичность движения. Источники информации о траектории:

— зависимость силы трения от скорости проскальзывания (строится в левом верхнем квадранте на основе диаграммы Герси—Штрибека);

— зависимость силы упругой деформации от угла поворота (строится в правом нижнем квадранте; наклон линий определяется жесткостью контакта, т.е. силой трения, обратно пропорциональной скорости проскальзывания).

Для оценки достоверности выдвинутых предположений провели обработку экспериментальных данных — крутильных колебаний червячного вала и вала червячного колеса.

Представленная модель (2) рассматривает изгибные колебания вала червячного колеса, поэтому для анализа предложена модель колебаний быстроходного вала, в которой функция кинематических погрешностей заменена рядом Фурье, описывающим импульсы, испытываемые в крутильном направлении червячными валами при взаимодействии погрешностей изготовления по модели, предложенной в работе [6].

Вводя функцию δ(ω) в уравнение (2), следует учитывать, что преобразование кинематических величин в динамические не всегда может быть проведено с помощью постоянного коэффициента, как это делается, например, в работе [1]:

$$M_{дф} = C_\varphi \delta\varphi,$$

где δφ — угловая погрешность расположения детали;

C_φ — коэффициент крутильной жесткости;

$M_{дф}$ — момент, возникающий в результате упругой деформации.

Чаще для описания динамического процесса в приводе используют более адекватную форму, включающую разложение действующих в приводе сил по членам ряда Фурье в связи с соответствующими гармониками [6]:

$$F(t) = F_0 \Sigma F_k \cos\omega_k t,$$

где $F(t)$ — интегральная сила, получаемая как результирующая от отдельных членов ряда;

F_k — силовые составляющие, разложенные по соответствующим гармоникам;

ω_k — гармоники с частотами, кратными основной частоте, которая определяется через зубцовую частоту

$$f_z = nz/60,$$

где n — число оборотов в минуту;

z — число зубьев;

$\omega_k = kf_z$, $k = 2, 3, 4, 5,.....$

Для случая червячного колеса зубцовая частота, Гц:

$$f_z = nz/60 = (30 - 50)\cdot 31/60 = 15...25.$$

Данный подход позволяет относительно простым способом оценить весомость составляющих ряда Фурье, который кроме перечисленных в формуле (2) членов может включать и другие составляющие, если в этот ряд выстраиваются экспериментально определяемые реально действующие импульсы, возникающие в контакте передающих движение деталей.

Амплитуды вынужденных колебаний на зубцовых и кратных им частотах ω_k должны быть выше амплитуд на других частотах [6], поскольку именно на этих частотах происходят динамические взаимодействия зубьев. Поэтому при рассмотрении вынужденных колебаний оценивали, в первую очередь, именно это соотношение. Коэффициент весомости определяли из соотношения [6]:

$$\beta = F_k/F_{k=1},$$

$$F_k = (2/T)\int_{-(T/2)}^{+(T/2)} F_{\max}\cos(\pi/T)t\cos\omega_k t dt.$$

Это выражение дает интегральную характеристику силового импульса на частоте ω_k по всему рассматриваемому периоду T, который представляет собой длительность импульса существенно меньшую (в 10 и более раз), чем период зубцовой частоты. Из этого следует, что силовая форма возбуждения никак не может иметь синусоидальную форму колебаний с зубцовой или кратной ей частотой в силу отсутствия синусоидальной формы у самого импульса. Порождаемые этим импульсом колебания должны быть кратны зубцовой частоте и могут иметь форму гармонических колебаний, но с более высокой частотой, чем зубцовая. Кроме того, $F_{\max}$ при условии, что причиной импульса является не просто встреча нормальных зубьев, а зубьев с дефектами, должна быть функцией этих дефектов

$$F_{\max} = \Phi(\delta\varphi).$$

Тогда модель (2) можно представить в виде

$$J_1 d^2\varphi_1/dt^2 + C_f\varphi_1 = [F(\omega_0 - d\varphi_2/dt)]d_1 + (F_0\Sigma F_k[\Phi(\delta\varphi_k)\cos(\pi/T_и)t]\cos\omega_k t)d_1, \quad (4)$$

где φ_2 — угол поворота зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке (в плоскости, перпендикулярной оси червяка);

J_1 — приведенный момент инерции быстроходного вала;

$T_и$ — период взаимодействия погрешностей червяка и колеса, $T_и = L_ф/v$, где v — скорость проскальзывания;

$L_ф$ — размер погрешности в направлении проскальзывания;

ω_k — зубцовая частота;

ω_0 — частота вращения вала электродвигателя;

C_f — жесткость зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке.

В модели (4) содержится три вида частот. Первая частота — это собственная частота рассматриваемой системы, т.е. частота автоколебаний, которая определяется временем торможения или накопления упругой деформации до момента начала интенсивного проскальзывания (половина периода колебаний). Гипотеза об оценке собственной частоты состоит в том, что половина периода собственных колебаний тратится на торможение (см. рис. 3, участок *3-4-0* на фазовом портрете системы) [4]. В процессе торможения на погашение скорости расходуется мощность трения. Она определяется максимальной силой трения $0{,}2F_{ok2}$ и максимальной скоростью проскальзывания 1...3 м/с. Теоретически длительность T_2 должна составлять:

$$T_2 = -(d_1/2)^2/k\int F(\omega_0 - d\varphi_2/dt)]d(d\varphi/dt),$$

где k — коэффициент жесткости системы, т.е. вращающий момент, необходимый для закрутки системы на единичный угол, который имеет тангенциальную направленность и представляет собой соответствующий момент трения.

Численно данная мощность оценивается как площадь фигуры в верхнем левом квадранте фазового портрета системы (см. рис. 3), ограниченной осями и кривой $F(\omega_0 - d\varphi_2/dt)$. Эта мощность должна сопоставляться с жесткостью системы, которая в данной ситуации соответствует тангенциальной жесткости контакта (пропорциональна силе трения). Результаты расчетов по формулам, приведенным в работе [4]: период прохождения участка *3-4-0* от 0,2 до 1 с; частота автоколебаний от 1 до 5 Гц; 1/T — частота импульсов от взаимодействия погрешностей в диапазоне от 10 000 до 100 Гц; ω_k — зубцовая частота для червяка находится в диапазоне 15...25 Гц, а для колеса — 0,5...0,6 Гц.

Члены, стоящие в правой части уравнения (4), в сумме составляют окружной момент на валу, определяемый силой трения, которая будет зависеть от скорости проскальзывания и нагрузки $T_{тор}$ (первый член) и от погрешностей контактирующих поверхностей в той степени, в какой отклонения формы трущихся поверхностей влияют на силу трения.

Если приравнять последний член в правой части уравнения нулю, т.е. пренебречь возмущающим воздействием погрешностей изготовления, то решение этого уравнения имеет вид [4]:

$$T(\varphi_1(t)) = A\cos\omega t + z_1(A, t)d_1, \quad (5)$$

где A — амплитуда колебаний вращающего момента;

z — функция, отражающая отклонения получаемого решения от идеального косинуса в связи с возможными ускорениями в местах излома фазовой траектории на фазовом портрете системы (см. рис. 3).

Учесть характер взаимодействия погрешностей изготовления червяка и колеса можно на основе соотношений, приведенных в работе [7]: оценить напряжение смятия микронеровностей в тангенциальном направлении

$$\sigma = F_\tau/A_{r\tau},$$

где F_τ — окружная сила на червяке;

$A_{r\tau}$ — фактическая площадь смятия при тангенциальном смещении (ФПСТС), которая возникает при трении скольжения.

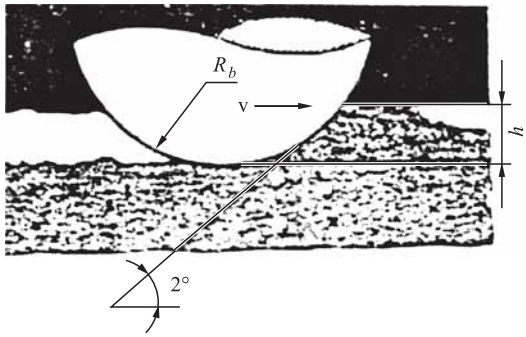


Рис. 4. Модель единичного контакта в виде жесткой полусферы с радиусом R_b, внедряющейся в пластичное полупространство на глубину h

Рассмотрим деформацию прямоугольного участка с высотой h и длинной L приповерхностного слоя более мягкого материала, расположенного непосредственно перед сферическим индентором, моделирующем микронеровности с радиусом R_b по ходу его движения (рис. 4).

В данной схеме сделаны следующие допущения:

— твердость одного из материалов существенно больше твердости другого;

— поверхность материала, имеющего меньшую твердость (пластичного материала) гладкая;

— неровности более твердой поверхности моделируются сферическими поверхностями с приведенными радиусами R_b.

Если принять, что $L = 0{,}1R_b$, тогда число пятен контакта для указанных размеров составит $n = A_r/A_{ri}$ — отношение фактической площади контакта (ФПК) к площади единичного пятна. Площадь единичного пятна $A_{ri} = (\pi L^2)/2$. Площадь смятия на единичном пятне контакта составит $A_{r\tau i} = S = hL$. Число пятен фактического контакта:

$$n = A_r/(0{,}5(\pi L^2)).$$

Общая площадь смятия $A_{r\tau}$:

$$A_{r\tau} = SA_r/A_{ri} = 2A_rhL/(\pi L^2) = \\ = 2A_rh/(\pi L) = 2A_rh/(\pi 0{,}1R_b).$$

При моделировании более твердого тела набором сфер радиусом R_b соотношение между A_r и $A_{r\tau}$ составит $2h/(\pi 0{,}1R_b)$, т.е. при соотношении h/R_b не более 0,01, что характерно для шлифованных поверхностей, $A_{r\tau}$ составит не более 10 % от A_r. Учитывая, что $A_r = 0{,}01$ от номинальной площади контакта (НПК), то $A_{r\tau} \leqslant 0{,}001$ НПК.

В большинстве реальных случаев в рамках рассмотренной модели при тангенциальном смещении происходит пластическая деформация микронеровностей, как правило, смятие или срез, в особенности, с учетом того, что поверхностный слой оловянистой бронзы при трении скольжения обогащается оловом [8]. Таким образом, в отличие от представлений о контакте, используемых традиционно [1], реальный контакт в червячной паре, содержит элементы пластической деформации.

Взаимодействия дефектов поверхности деталей типа погрешностей шага червяка и колеса в условиях силового замыкания зазора, характерного для червяной передачи, приводит к фактическому росту контактного давления и возрастанию силы трения в областях взаимодействия дефектов. Оценим увеличение ФПСТС в результате наличия указанных дефектов. Наличие дефектов поверхности типа отклонений кинематической точности может привести к наложению таких отклонений на процесс контактирования. В этом случае для неприработанных поверхностей величина относительного внедрения может увеличится. С учетом значений подобных отклонений, приводимых в ГОСТ 3675—81, допустим, что глубина относительного внедрения увеличится в 10 раз, т.е. $h/R_b = 0{,}1$; $A_r = 0{,}01$ от номинальной площади контакта (НПК), значение ФПСТС ($A_{r\tau}$) составит не более 0,01 НПК. Чтобы поверхность зубьев колеса была существенно обогащена оловом, предел текучести должен быть не более 30 МПа, тогда тангенциальное смещение поверхностей будет по-прежнему сопровождаться пластическим течением приповерхностного слоя бронзы, а окружная сила на червяке существенно возрастет, поскольку составляющая силы трения $F_{\max} = \sigma_т^* 0{,}01\text{НПК} = 30\ \text{Н/мм}^2 \cdot 0{,}01 \cdot 250\ \text{мм}^2 = 75$ Н. Данная сила имеет импульсный характер, длительность импульса

$$T = L_ф/\text{v},$$

где v — скорость относительного проскальзывания;

$L_ф$ — размер погрешности формы в направлении проскальзывания.

Выражение для силы, возникающей при взаимодействии отклонений формы, будет иметь вид:

$$F_k = (2/T)\int_{-(T/2)}^{+(T/2)} \sigma_т^* 0{,}01\text{НПК}\cos(\pi L_ф \text{v})t\cos\omega_k t dt.$$

При скорости проскальзывания 1 м/с и продольном размере отклонений 100 мкм время прохождения погрешности составит не более $1 \cdot 10^{-4}$ с, что соответствует частоте 10 000 Гц. Если коэффициент трения составит 0,2, то $F_{\max}$ будет соответствовать силе трения, вызываемой нормальной силой 325 Н, а при номинальном

тормозном моменте 260 Н·м осевая сила на червяке составит 1000 Н, т.е. примерно в три раза больше.

Таким образом, пока отклонения формы не износятся (период приработки), сила трения будет существенно повышена, поскольку импульсные вспышки с указанной частотой будут сливаться в один сигнал. Этот факт имеет экспериментальное подтверждение — $K_д = 2$ в период приработки [1], так как амплитуда колебаний определяется силой трения [5].

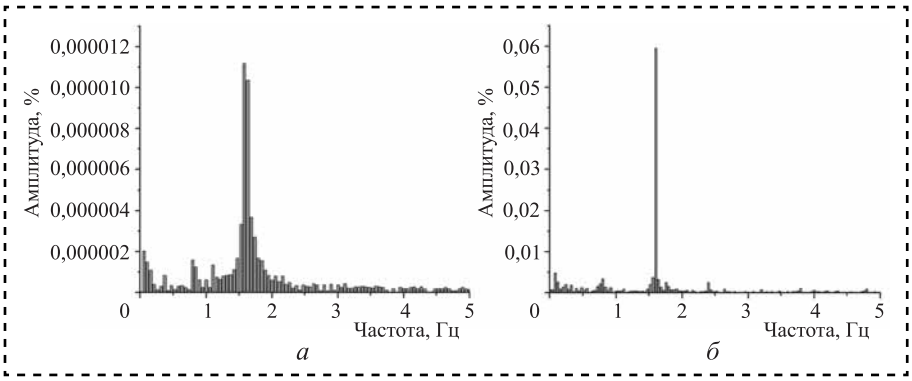


Рис. 5. Распределение частот колебаний вращающего момента быстроходного вала по доле в общем спектре колебаний до (*а*) и после (*б*) увеличения $T_{тор}$ в два раза

Величина F_k является естественной добавкой к номинальной силе трения, определяемой через нормальную силу и коэффициент. Это соответствует модельному уравнению:

$$T(\varphi_1(t)) = A\cos\omega t + z_1(A, t)d_1 + \\ + (F_0\Sigma F_k[\Phi(\delta\varphi_k)\cos(\pi/T_и)t]\cos\omega_k t)d_1. \quad (6)$$

Последний член является составляющей, слабо зависящей от скорости проскальзывания.

Амплитудно-частотные характеристики получают, применяя быстрое преобразование Фурье [9]:

$$\begin{cases} F(k) = F_0(k) + W_N^k F_1(k), \ k = 0...N/2 - 1; \\ F(k + N/2) = F_0(k) - W_N^k F_1(k), \ k = 0...N/2 - 1, \end{cases} \quad (7)$$

где N — число дискретных значений сигнала;

$W_N^k = \exp(-i2\pi/Nnk)$ — поворачивающий множитель.

Поскольку аналоговый сигнал математически состоит из бесконечного непрерывного во времени множества точек-значений амплитуды, в процессе измерения выделяют из него лишь конечный ряд значений в дискретные моменты времени. Короткий интервал сигнала, состоящий из дискретных отсчетов, условно считают периодическим и применяют к нему преобразование Фурье. В результате получают массив комплексных чисел, содержащий информацию об амплитудном и фазовом спектрах анализируемого кадра. Спектры являются дискретными с шагом, равным отношению частота дискретизации/число отсчетов: чем больше отсчетов, тем более точное разрешение по частоте. Единственное требование алгоритма быстрого преобразования Фурье — чтобы число отсчетов было кратно степени двойки (256, 512, 1024 и т.д.).

В результате выявлена доминирующая мода колебаний, соответствующая автоколебаниям, частота которой соответствует 1,6 Гц, что невозможно объяснить дефектами (погрешностями изготовления), поскольку зубцовая частота при числе оборотов вала свыше 1000 мин$^{-1}$ должна быть не менее 15 Гц, и ряд составляющих от взаимодействия погрешностей.

Вид распределения частот колебаний показан на рис. 5, а детализированный вид самой колебательной кривой — на рис. 6.

Отличие вариантов рис. 5, *а* и *б* состоит в размере тормозного момента, что влияет на характер распределения — с ростом нагрузки возникают новые частоты, которым соответствуют случайные амплитуды, но ряд частот воспроизводится, например, теми, которые обусловлены конструкцией и частотой вращения деталей редуктора. Так, в диапазоне низких частот воспроизводится пик с частотой порядка 0,6...0,7 Гц, что примерно соответствует частоте работы червячного колеса. Пик в районе 1,2 Гц на рис. 5, *а* практически отсутствует на рис. 5, *б*, тогда как пик в районе 2,4 Гц на рис. 5, *б* отсутствует на рис. 5, *а*. Неизменным остается лишь абсолютный пик

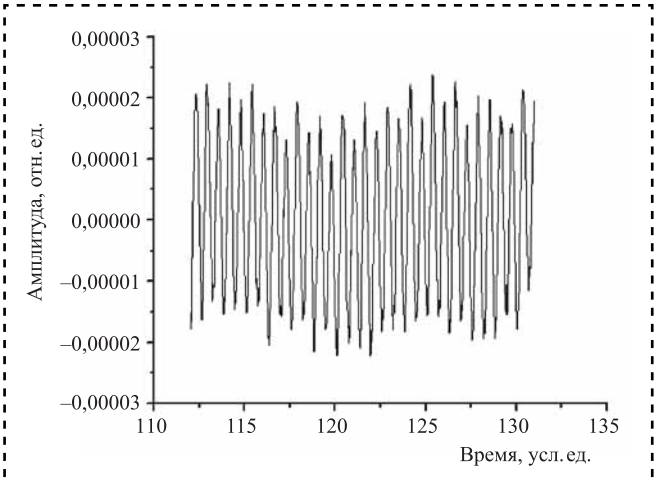


Рис. 6. Детализированный вид доминирующей моды колебаний вращающего момента быстроходного вала

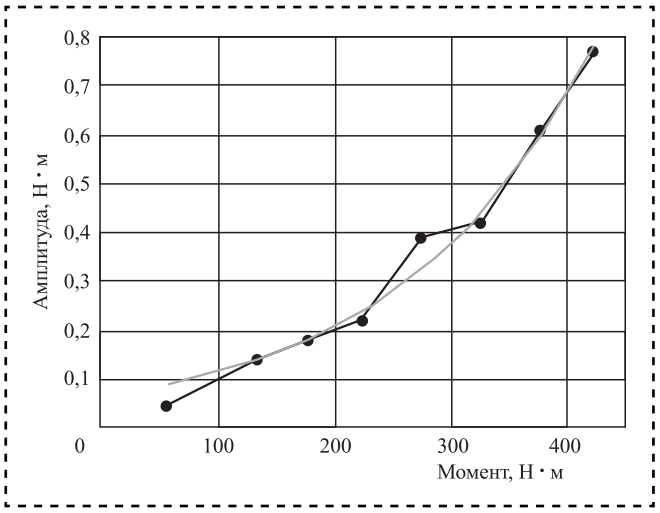


Рис. 7. Зависимость амплитуды колебаний на доминирующей частоте от тормозного момента

частоты 1,6 Гц, доминирующей во всех вариантах и соответствующий предварительной оценке для автоколебаний.

Высокие частоты, соответствующие зубцовой частоте червяка, ни в одном из вариантов не оказывают существенного влияния на формирование доминирующей частоты, у которой колебания приобретают максимальную амплитуду. По мере роста нагрузки $T_{тор}$ силовое замыкание передачи усиливается, что приводит к вырождению высокочастотных импульсов и усилению доминирующей роли основной моды (рис. 7).

В качестве критериев адекватности модели (6) экспериментальным фактам, которые она призвана описывать, предложены следующие показатели:

форма колебаний;

характер роста амплитуды колебаний;

частоты колебаний;

амплитуды колебаний.

Форма колебаний. Уравнение (6) без последнего члена в правой части теоретически дает решения, близкие к синусоидальным [4]. В то же время, колебания, источником которых являются погрешности, суммируясь, дают стохастическую форму (ГОСТ 3675—81). Синусоидальная форма колебаний принадлежит доминирующей моде (1,6 Гц), порождаемой фрикционным механизмом автоколебаний (уравнением (6) без последнего члена), что происходит в результате доминирования основной моды.

Таким образом, форма колебаний подтверждает адекватность модели.

Характер роста амплитуды колебаний. Рост амплитуды колебаний доминирующей моды происходит экспоненциально, что соответствует росту коэффициента трения в левой ветви диаграммы Герси—Штрибека и объясняется закономерностями процесса трения при несовершенной смазке, что подтверждает гипотезу фрикционных автоколебаний и модель (6).

При повышении нагрузки амплитуды всех колебаний, за исключением доминирующей моды, падают (см. рис. 5). Это соответствует предположению, что с ростом нагрузки в червячной передаче усиливается силовое замыкание зазоров, т.е. амплитуды импульсов, возбуждаемых погрешностями, уменьшаются.

Частоты колебаний. Частота доминирующей моды не коррелирует ни с одним из значений, кратных зубцовой частоте, что объясняется только независимым от зубцовой частоты источником — автоколебаниями. Они находятся в предсказанном выше диапазоне частот. Замена синтетического масла ТМ-5-18, использованного в данном эксперименте, на минеральное с добавкой "Стрибойл" привела не только к повышению КПД передачи, но и к снижению частоты доминирующей моды (автоколебаний), что подтверждает предложенную модель.

В области низкочастотных колебаний (0,6 Гц и ниже) существует ряд пиков, которые могут быть связаны с погрешностью шага червячного колеса, поскольку данная погрешность распределена вдоль всей окружности колеса, т.е. имеет период, равный одному обороту колеса. Эти низкочастотные колебания проявляются в колебаниях оси доминирующих колебаний как на рис. 5, *а* и приводят к усилению колебаний силы трения, но на своей частоте, как и все погрешности.

Амплитуды колебаний вращающего момента на быстроходном валу показаны в виде размаха колебаний на рис. 2, где они составляют до 2,5 Н·м. Погрешность $\delta\varphi$ со значением порядка нескольких минут при крутильной жесткости $1 \cdot 10^4$ Н·м/рад дает вращающий момент значительно меньше (0,1 Н·м). Это объясняет причину доминирования автоколебаний над вынужденными колебаниями, поскольку фрикционная сила, формирующая автоколебания, при коэффициенте трения 0,1...0,2 должна составлять не менее 10...20 % от нормальной силы, формирующей эту силу трения: (0,1...0,2) $F_{ок2}tg\gamma$, что соизмеримо с окружной силой на червяке и, соответственно, при умножении ее на половину диаметра червяка — с вращающим моментом на червяке [5]. Это подтверждает версию фрикционных автоколебаний и модель (6).

Проверка адекватности модели (6) показала, что она отвечает предложенным выше критериям.

Библиографический список

1. **Андриенко Л.А., Вязников В.А.** Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче // Известия вузов. Машиностроение. 2011. № 9. С. 18—22.

2. **Теория** вероятностей: учебник / А.В. Печинкин и др.; под ред. Зарубина В.С., Крищенко А.П. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 455 с.

3. **Polyakov S.A., Zakharov M.N., Goncharov S.U., Lychagin V.V.** Loading capacity of the Worn Reduction Gearboxes and possibilities to increase it by selecting and applying different lubricating materials. // Journal of machinery manufacture and reliability. 2014, No 5. P. 445—447.

4. **Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э.** Теория колебаний. М.: Наука, 1981. 918 с.

5. **Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Куксенова Л.И.** Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 81—87.

6. **Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н.** Аналитические методы механики в динамике приводов. Минск: Наука и техника, 1992. 238 с.

7. **Поляков С.А., Куксенова Л.И., Лычагин В.В., Гончаров С.Ю.** Методические основы подбора сочетаний конструкционных и смазочных материалов для узлов, работающих в условиях трения скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2013. № 8. С. 29—36.

8. **Алексеев Н.М.** Закономерности пластического течения и разрушения металлов при заедании трущихся поверхностей: автореф. д-р техн. наук. М., 1983.

9. **Нуссбаумер Г.** Быстрое преобразование Фурье и алгоритмы вычисления сверток. М.: Радио и связь, 1985. 248 с.

УДК 621.787

А.В. Щедрин, В.Ф. Алешин, А.В. Бодарева, *канд-ты техн. наук,*
К.О. Климочкин *(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана),*
А.О. Поляков *(ООО МЗ "ТОНАР", д. Губино, Моск. обл.),*
И.В. Косарев *(ОАО "НПП "Респиратор", г. Орехово-Зуево, Моск. обл.)*
E-mail: artemdrezna@mail.ru

Формулы для прогнозирования силы комбинированного дорнования отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности в условиях применения металлоплакирующих смазок

С учетом параметров очага деформации и явления избирательного переноса при трении уточнены и адаптированы формулы А.Л. Воронцова для прогнозирования силы комбинированного дорнования отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией воздействующих поверхностей в условиях применения инновационных металлоплакирующих смазок, реализующих фундаментальное научное открытие — "эффект безызносности при трении Гаркунова—Крагельского".

Given the parameters of the deformation zone and the phenomenon of selective transfer at friction refined and adapted formula A.L. Vorontsov to predict the strength of the combined holes burnishing tool with regular microgeometry impacting surfaces in the application of innovative lubricants metalplacking implementing fundamental scientific discovery — "the effect of the friction wearlessness Garkunova—Kragelskii".

Ключевые слова: регулярный микрорельеф, металлоплакирующие смазки, эффект безызносности при трении.

Keywords: regular microrelief, metalplacking lubricant, effect of the friction wearlessness.

Комбинированное дорнование инструментом с регулярной микрогеометрией воздействующих поверхностей — высокоэффективный технологический метод формообразующей и отделочно-упрочняющей обработки отверстий различной формы поперечного сечения и длины [1, 2—4].

Данные методы системно совершенствуются за счет совместного применения регулярной микрогеометрии инструмента и инновационных металлоплакирующих смазок, реализующих фундаментальное научное открытие "эффект безызносности (избирательного переноса) при трении Гаркунова—Крагельского" [5—11, 15].

При выборе оптимального технологического оборудования для реализации соответствующих технологических операций необходимо достаточно точно прогнозировать силу обработки — динамические характеристики данных методов обработки [5, 6, 16].

Наиболее точная теоретическая модель суммарной силы дорнования цилиндрических отверстий с учетом параметров очага деформации и эффекта избирательного переноса в виде образования сервовитной пленки будет иметь вид, Н [12—14]:

$$F_{\text{д}}^{\text{т}} = 1{,}155\left[\ln\left(\frac{D_{\text{з.н}}}{D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}}\right)+\frac{\left(\frac{D_{\text{з.н}}}{D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}}\right)}{2\left(1-\frac{\left(D_{\text{з.в}}-2h_{\text{с.п}}\pm 2\Delta R_{\text{з}}\right)}{\left(D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}\right)}\right)\operatorname{ctg}\alpha}+\frac{\cos 2\alpha}{4}+f\operatorname{ctg}\alpha-0{,}75\left(\frac{D_{\text{з.в}}-2h_{\text{с.п}}\pm 2\Delta R_{\text{з}}}{D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}}\right)^2\right]\times \frac{\pi\left(\left(D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}\right)^2-\left(D_{\text{з.в}}-2h_{\text{с.п}}\pm 2\Delta R_{\text{з}}\right)^2\right)}{4}\overline{\sigma}_s+\pi\left(D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}\right)L_{\text{л}}f\sigma_y, \quad (1)$$

где $D_{\text{з.н}}$ — наружный диаметр заготовки детали, мм;

$D_{\text{л}}$ — диаметр деформирующего элемента по калибрующей ленточке, мм;

$h_{\text{с.п}}$ — толщина сервовитной пленки, мм;

$D_{\text{з.в}}$ — внутренний диаметр отверстия заготовки детали перед дорнованием, мм;

$\pm\Delta R_{\text{з}}$ — параметр очага деформации в виде знака и высоты волны внеконтактной деформации, возникающей на рабочем конусе деформирующего элемента, мм;

α — угол рабочего конуса деформирующего элемента, °;

$\overline{\sigma}_s$ — среднее по очагу деформации напряжение текучести обрабатываемого материала, МПа;

$L_{\text{л}}$ — ширина калибрующей ленточки деформирующего элемента, мм;

f — коэффициент трения скольжения;

$\sigma_{\text{у}}$ — предел упругости обработанного материала заготовки детали, МПа.

Теоретическая удельная сила дорнования, Н/мм:

$$q_{\text{д}}^{\text{т}} = \frac{F_{\text{д}}^{\text{т}}}{\pi\left(D_{\text{л}}+2h_{\text{с.п}}\right)}. \quad (2)$$

Коэффициент трения скольжения определяли по упрощенной формуле И.В. Крагельского [5]:

$$f = f_{\text{а}} + f_{\text{д}} = \left(\frac{\tau_0}{\text{НВ}_{\text{з}}}+\beta\right)+\left(0{,}4\sqrt{\frac{\varepsilon_{\text{з}}\left(H_{\text{з max}}+h_{\text{с.п}}\right)}{R_{\text{и}}}}\right), \quad (3)$$

где $f_{\text{а}}$, $f_{\text{д}}$ — адгезионная и деформационная составляющие коэффициента трения скольжения;

τ_0 — прочность адгезионной связи при отсутствии нормального контактного давления, МПа;

β — пьезокоэффициент влияния нормального контактного давления на прочность адгезионной связи;

$\varepsilon_{\text{з}}$ — относительная деформация максимального микровыступа шероховатой поверхности отверстия заготовки детали;

$H_{\text{з max}}$ — высота максимального микровыступа шероховатой поверхности отверстия заготовки детали, мкм;

$R_{\text{и}}$ — приведенный радиус при вершине микровыступа шероховатой поверхности деформирующего элемента, мкм;

$\text{НВ}_{\text{з}}$ — исходная твердость материала заготовки детали, МПа;

$h_{\text{с.п}}$ — толщина сервовитной пленки, мкм.

В качестве объекта проверки достоверности теоретической модели (2) примем метод комбинированного дорнования отверстий деформирующим элементом с регулярной микрогеометрией воздействующих поверхностей в условиях применения инновационных металлоплакирующих смазок [7, 8]. В качестве экспериментальных образцов-заготовок использовали цилиндрические втулки из латуни марки ЛС59-1 наружным диаметром 39 мм и высотой 40 мм. Предварительная обработка отверстий образцов-заготовок — растачивание. В качестве обрабатывающего инструмента использовали сборную прошивку-дорн со сменными деформирующими элементами из быстрорежущей стали Р6М5 [11]. Воздействующую поверхность деформирующего элемента

упрочняли однозаходным винтовым регулярным микрорельефом с радиусом канавок 1,5 мм, шагом 0,5 мм и глубиной на участке калибрующей ленточки 8 мкм [5, 7, 8]. В качестве технологической смазки применяли минеральное масло марки И-40 с добавкой по объему 20 % металлоплакирующей медьсодержащей присадки "Валена" [Пат. РФ № 2277579], реализующей "эффект безызносности (избирательного переноса) при трении Гаркунова—Крагельского" [14]. Скорость прошивания 0,05 м/мин. Для учета в теоретической модели (2) упрочнения обрабатываемого материала проводили испытания по ГОСТ 25.503—97. В результате кривая упрочнения латуни марки ЛС59-1 имеет вид, МПа:

$$\sigma_s = -1395e_i^2 + 1645,2e_i + 245,97,$$

где e_i — накопленная деформация обрабатываемого материала [12].

На рис. 1 представлены продольные профилограммы очагов деформации, по которым построена зависимость знака и высоты волны внеконтактной деформации, возникающей на рабочем конусе деформирующего элемента (рис. 2). Аналитически зависимость, обозначенная пунктиром на рис. 2, может быть представлена в виде, мкм:

$$\pm\Delta R_з = -23,08 + 220,08i_ф,$$

где $i_ф$ — фактическая абсолютная деформация отверстия заготовок по диаметру, мм.

Исходные данные для расчета теоретического значения удельной силы комбинированного дорнования представлены в таблице.

Теоретическая (расчетная) удельная сила комбинированного дорнования после аппроксимации имеет вид, Н/мм:

$$q_д^т = 82,85 + 728,37i_ф. \quad (4)$$

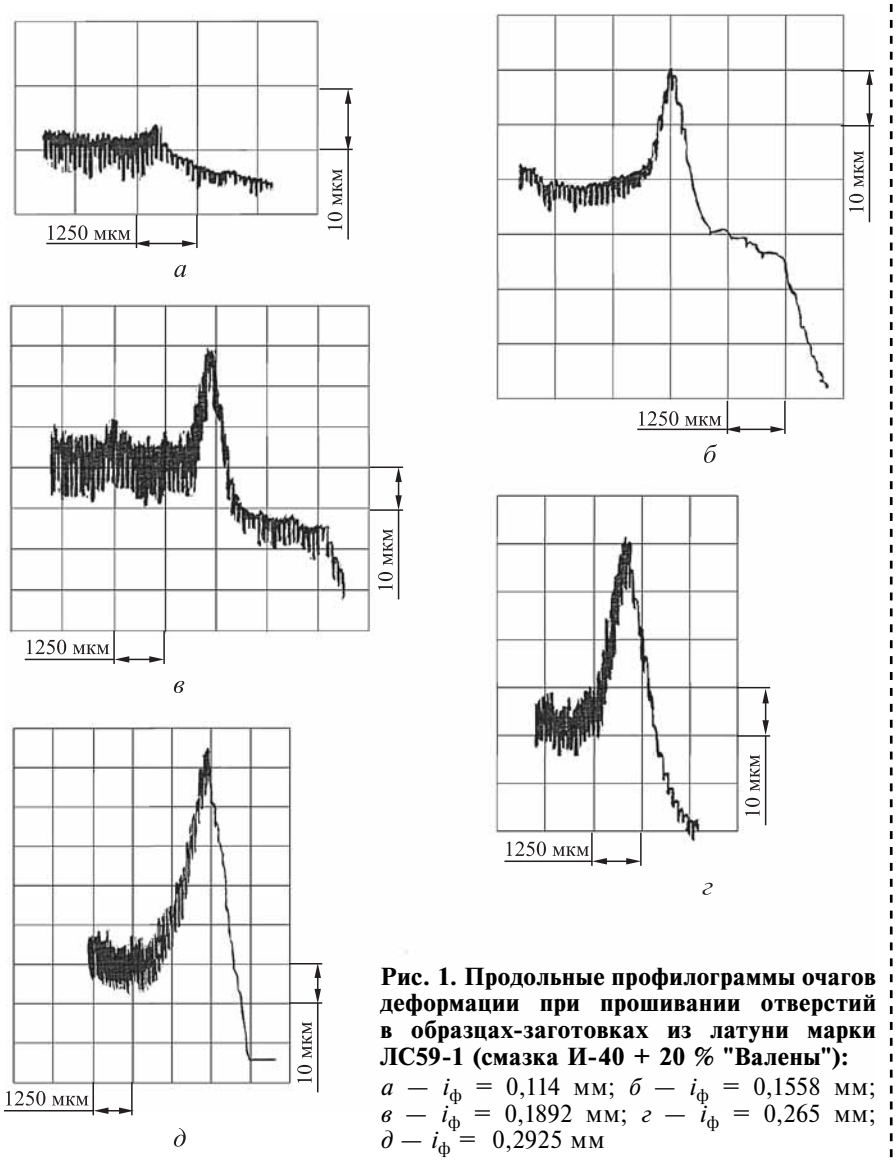


Рис. 1. Продольные профилограммы очагов деформации при прошивании отверстий в образцах-заготовках из латуни марки ЛС59-1 (смазка И-40 + 20 % "Валены"):
а — $i_ф$ = 0,114 мм; *б* — $i_ф$ = 0,1558 мм; *в* — $i_ф$ = 0,1892 мм; *г* — $i_ф$ = 0,265 мм; *д* — $i_ф$ = 0,2925 мм

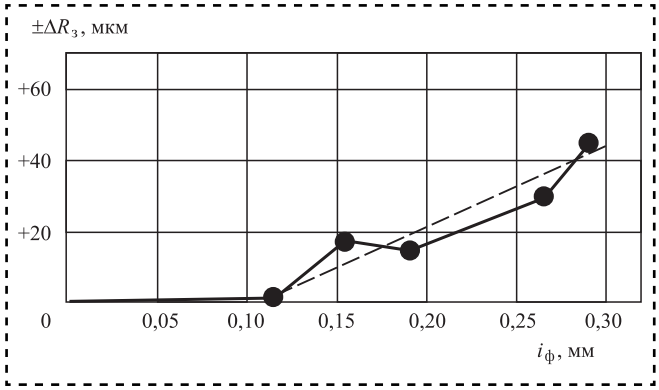


Рис. 2. Зависимость знака и высоты волны внеконтактной деформации, возникающей на рабочем конусе деформирующего элемента при прошивании отверстий образцов-заготовок из латуни марки ЛС59-1 (смазка И-40 + 20 % "Валены"):
$i_ф$ — фактическая абсолютная деформация отверстия образцов-заготовок по диаметру, мм

По данным работ [7, 8] экспериментальная удельная сила комбинированного дорнования, Н/мм:

$$q_{\text{д}}^{\text{э}} = 66,05 + 802,1i_{\text{ф}}. \quad (5)$$

Из сопоставления выражений (4) и (5) следует, что в диапазоне $i_{\text{ф}}$ = 0,1...0,4 мм относительная погрешность составляет от +6,44 до −3,2 % соответственно, что приемлемо для инженерной практики (рис. 3).

Используя результаты комплексного теоретического исследования метода совмещенных дорнования и редуцирования [17], при нулевой деформации наружной поверхности цилиндрической втулки получена теоретическая модель удельной силы комбинированного дорнования, Н/мм (см. таблицу):

$$q_{\text{д}}^{\text{т}} = 1,155\bar{\sigma}_s \times \left[\left(1+\frac{f}{\sin\alpha}\right)\ln\left(\frac{0,5D_{\text{з.н}} - \left(0,5D_{\text{з.в}} \pm \Delta R_{\text{з}} - h_{\text{с.п}}\right)}{0,5D_{\text{з.н}} - \left(0,5D_{\text{л}} + h_{\text{с.п}}\right)}\right) + \frac{\sin\alpha}{1+\cos\alpha} + \frac{L_{\text{л}} f\left(0,5D_{\text{л}} + h_{\text{с.п}}\right)}{\left(0,5D_{\text{з.н}}\right)^2 - \left(0,5D_{\text{л}} + h_{\text{с.п}}\right)^2}\right] \times \frac{\left(0,5D_{\text{з.н}}\right)^2 - \left(0,5D_{\text{з.в}} \pm \Delta R_{\text{з}} - h_{\text{с.п}}\right)^2}{D_{\text{л}} + h_{\text{с.п}}}. \quad (6)$$

После аппроксимации данных получим зависимость, Н/мм:

$$q_{\text{д}}^{\text{т}} = 184,29 + 519,25i_{\text{ф}}. \quad (7)$$

Экспериментальная проверка модели (6) показала, что в диапазоне $i_{\text{ф}}$ = 0,2...0,4 мм относительная погрешность составляет от +27,2 до −1,3 % соответственно. При этом экспериментальная зависимость (5) и теоретическая зависимость (7) сходятся при $i_{\text{ф}}$ = 0,418 мм.

Недостатком выражения (1) является трудность определения предела упругости обработанного (упрочненного) материала $\sigma_{\text{у}}$, который определен в расчетах (см. таблицу) по закону Гука с использованием модуля упругости неупрочненного обрабатываемого материала и имеет заниженное значение 3,45 МПа. Более реалистичную картину контактного взаимодействия по калибрующей ленточке инструмента $L_{\text{л}}$ обеспечивает выражение (6). В диапазоне $i_{\text{ф}}$ = 0,067...0,387 мм удельная сила дорнования, приходящаяся на калибрующую ленточку, составляет соответственно 30,88...35,61 Н/мм. При определении доли удельной силы дорнования, приходящейся на калибрующую ленточку инструмента, необходимо использование толь-

Исходные данные для расчета и значения теоретической (расчетной) удельной силы комбинированного дорнования

Параметры	$i_{\text{ф}}$, мм			
	0,067	0,17	0,277	0,387
$\varepsilon_{\text{з}}$	0,847	0,822	0,902	0,916
$H_{\text{з max}}$, мкм	2,712	2,43	2,772	2,826
$h_{\text{с.п}}$, мкм	1,5			
τ_0, МПа	9,435			
β	0			
$R_{\text{и}}$, мкм	938			
$L_{\text{л}}$, мм	7			
α, °	5			
$D_{\text{л}}$, мм	20,2			
$D_{\text{з.в}}$, мм	20,133	20,03	19,923	19,813
$\pm\Delta R_{\text{з}}$, мкм	0	+16	+37	+67
$f_{\text{а}}$	0,006			
$f_{\text{д}}$	0,0246	0,0234	0,0256	0,0259
f	0,0306	0,0294	0,0316	0,0319
e_i	0,0042	0,012	0,0179	0,0303
$\bar{\sigma}_s$, МПа	249,41	255,74	260,46	270,2
$\sigma_{\text{у}}$, МПа	3,45			
$q_{\text{д}}^{\text{т}}$, Н/мм, по формуле (2)	81,8	274,72	295,49	335,53
$q_{\text{д}}^{\text{т}}$, Н/мм, по формуле (6)	223	268,06	325,7	388,28

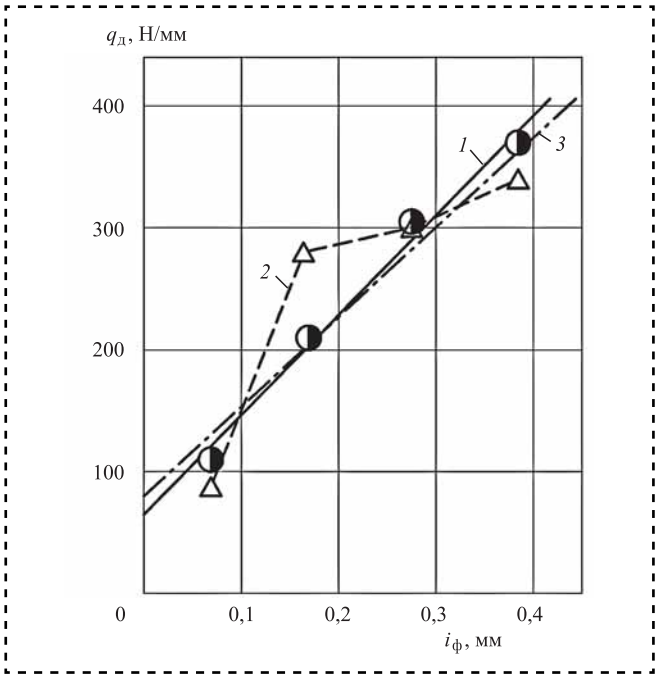


Рис. 3. Графическое сопоставление экспериментальной и теоретической (расчетной) удельной силы прошивания в зависимости от фактической абсолютной деформации отверстий образцов-заготовок из латуни марки ЛС59-1 (смазка И-40 + 20 % "Валены"):

1 — экспериментальная аппроксимированная зависимость (5) [7, 8]; *2* — неаппроксимированная теоретическая зависимость (2); *3* — аппроксимированная теоретическая зависимость (4)

ко адгезионной составляющей коэффициента трения скольжения (3). Это связано с тем, что контакт по калибрующей ленточке в процессе дорнования в большей степени упругий, и как следствие деформационная компонента коэффициента трения очень мала.

В случае наличия положительной волны внеконтактной деформации за рабочим конусом деформирующего элемента при дорновании отверстий в тонкостенных (трубных) заготовках [Патент № 1789329, СССР] в выражениях (1) и (6) исключаются члены, соответствующие контакту с калибрующей ленточкой инструмента.

Полученные результаты позволяют существенно повысить эффективность алгоритмических процедур "систем искусственного технологического интеллекта", применяемых при целенаправленном синтезе инновационных методов комбинированного дорнования прецизионных отверстий [5, 6, 11, 16, 18].

Библиографический список

1. **Повышение** эффективности комбинированной обработки отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности рабочих элементов инструмента / А.В. Щедрин и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 6. С. 14—19.

2. **Щедрин А.В., Таненгольц А.Б.** Совершенствование характеристик инструмента для деформирующе-выглаживающего прошивания отверстий // Машиностроитель. 2002. № 11. С. 20—23.

3. **Щедрин А.В., Агапов В.А., Морозова Н.В.** Прошивание прецизионных отверстий в неравножестких заготовках // СТИН. 1996. № 10. С. 23—30.

4. **Щедрин А.В.** Ресурсосберегающие технологии обработки гильзы пневмоцилиндра // СТИН. 1999. № 4. С. 42—44.

5. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А.В. Щедрин и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.

6. **Щедрин А.В., Кострюков А.А., Чихачева Н.Ю.** Искусственный технологический интеллект как идеологическая основа всеобщей системы методов обработки материалов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2015. № 6. С. 20—26.

7. **Совершенствование** технологии комбинированной обработки нешлифуемых цветных металлов на основе реализации "эффекта безызносности" / М.А. Зинин и др. // Известия МГТУ "МАМИ". 2011. № 1 (11). С. 139—144.

8. **Влияние** металлоплакирующей присадки "Валена" на показатели комбинированной обработки / М.А. Зинин и др. // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 77—80.

9. **Щедрин А.В., Гаврилов С.А., Зинин М.А.** Оптимизация рецептуры металлоплакирующих смазок для комбинированного дорнования отверстий в заготовках из нешлифуемых цветных сплавов // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 76—79.

10. **Влияние** угла наклона воздействующих поверхностей деформирующего элемента на характеристики методов комбинированного прошивания (протягивания) отверстий / А.В. Щедрин и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2015. № 3. С. 20—24.

11. **Щедрин А.В., Поляков А.О.** Влияние металлоплакирующих смазочных материалов на процесс комбинированного прошивания отверстий // Вестник машиностроения. 2015. № 4. С. 71—75.

12. **Воронцов А.Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 3. М.: Машиностроение-1, 2006. 473 с.

13. **Формирование** очагов деформации при охватывающем поверхностном пластическом деформировании / А.В. Щедрин и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 10. С. 3—7.

14. **Трибология** на основе самоорганизации / Д.Н. Гаркунов и др. Германия: LAMBERT. 245 с.

15. **Технологические** возможности метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением металлоплакирующих смазок / А.В. Щедрин и др.// Сборка в машиностроении и приборостроении. 2016. № 9. С. 30—35.

16. **Технологическая** трибология на основе самоорганизации / А.В. Щедрин и др. Германия: LAMBERT. 85 с.

17. **Бодарева А.В.** Повышение эффективности изготовления высокопрочных прецизионных втулок методом совмещения редуцирования и дорнования: дис.... канд. техн. наук МГТУ им. Н.Э. Баумана, М.: 2015. 189 с.

18. **Энциклопедия** поверхностного пластического деформирования / под ред. С.А. Зайдеса. Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2015. 396 с.

УДК 621:004.4'236

О.Н. Калачёв, *канд. техн. наук,* **Д.Ф. Гушан** *(Ярославский государственный технический университет)*
E-mail: OKalachev@mail.ru

Программное создание 3D-модели сборки УСП планшайбы средствами NX Open API в CAD/CAM NX

Один из путей повышения производительности проектирования — переход от интерактивного 3D-моделирования деталей и узлов станочных приспособлений в CAD-системе к созданию геометрически-программированных параметрических моделей, способных перестраиваться по вводимым в диалоговом окне значениям параметров. Рассмотрено взаимодействие системы CAD/CAM NX и среды разработки прикладных программ MS Visual Studio, а также создание прикладной библиотеки и параметрической 3D-модели средствами NX Open API в NX на языке C# в среде MS Visual Studio. Описаны основные функциональные возможности NX.

One way to improve performance would be a shift from interactive 3D modeling of parts and units of machine-tool adaptations in the CAD system to create geometrically-programmed parametric models that are able to adjust the input in the dialog the values of the parameters. Considers the interaction of CAD/CAM system NX and the environment in developing applications with MS Visual Studio. Creating application libraries and parametric 3D tools NX NX Open API in C# in MS Visual Studio. This article describes the basic functionality of NX.

Ключевые слова: УСП, CAD/CAM NX, MS Visual Studio, C#, NX Open API.
Keywords: USP, CAD/CAM NX, MS Visual Studio, C#, NX Open API

Одна из основных задач современного машиностроительного производства — сокращение времени и затрат на проектирование. Для повышения производительности необходим переход от интерактивного 3D-моделирования деталей и узлов станочных приспособлений в CAD-системе к созданию геометрически-программированных параметрических моделей, способных перестраиваться по вводимым в диалоговом окне значениям параметров.

При технологическом проектировании токарных операций применяют универсально-сборные приспособления (УСП), детали которых имеют одинаковую конфигурацию, но разные типоразмеры [1].

Рассмотрим программное формирование параметров 3D-модели сборки планшайбы, состоящей из деталей: противовес, плита, цапфа, винты, диск делительный, кольцо прижимное, втулка фиксатора (рис. 1).

В результате программной реализации сборки планшайбы, указав исполнение и габаритные размеры заготовки в диалоговом окне, можно автоматически получить нужное исполнение планшайбы УСП и положение закрепляющего заготовку прихвата.

Программирование параметрических моделей сборки средствами NX Open API реализовано на языке C# в среде MS Visual Studio, для графического отображения результата моделирования используется CAD/CAM NX.

Укрупненная структура программного моделирования приспособления представлена в виде блок-схемы на рис. 2.

В качестве примера программной реализации 3D-модели предложен противовес планшайбы трех типоразмеров (рис. 3) [4, 5]. Путем программирования твердотельная параметрическая модель сформирована таким образом, чтобы в дальнейшем перестраивать ее по вводимым в диалоговом окне значениям размеров исполнения из таблицы.

Параметры противовеса, мм

Типоразмер	H	R	R_1	r	l	B
1	30	300	265	35	50	100
2	20	150	132,5	17,5	25	50
3	10	75	66,25	8,75	12,5	25

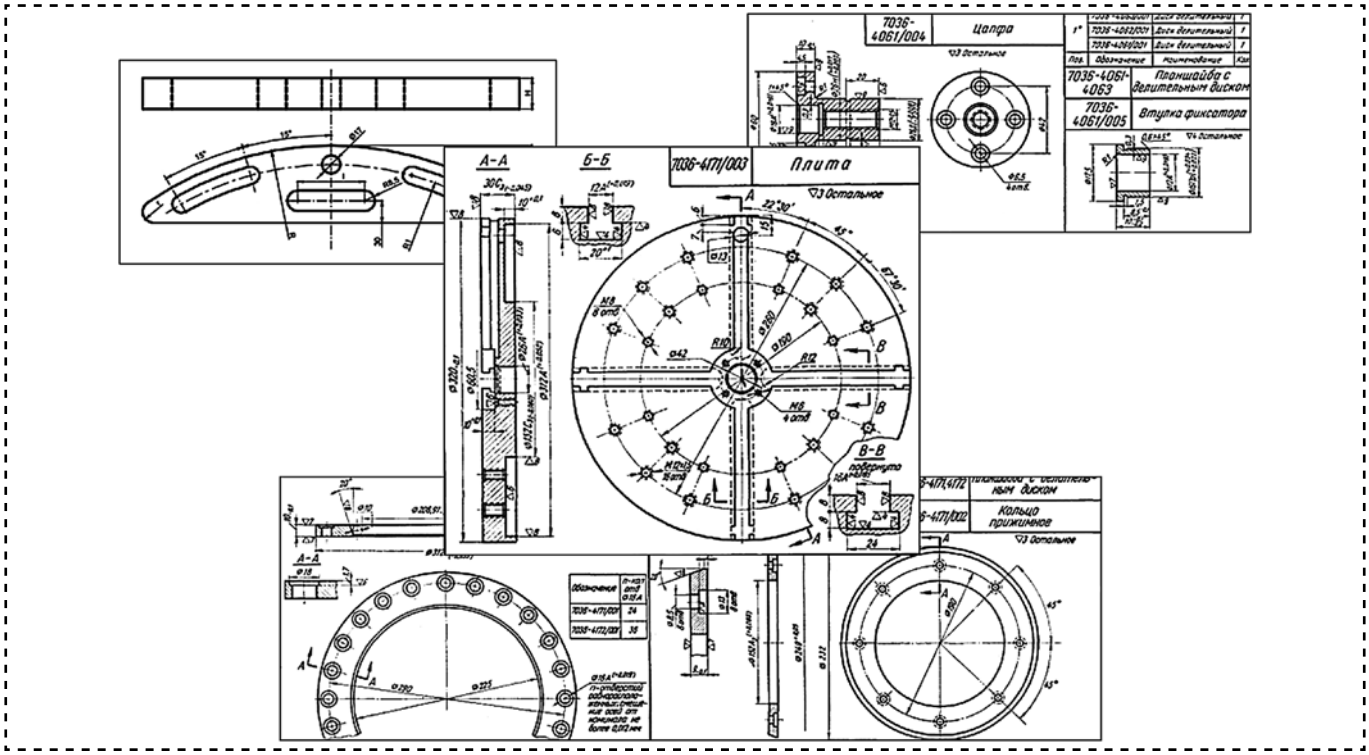


Рис. 1. Чертежи деталей сборки УСП [1]

Рис. 2. Блок-схема программного кода

На первом этапе контур противовеса разбиваем на примитивы (дуги, прямые, точки) и каждому примитиву присваиваем символьное обозначение (рис. 4, 5).

На втором этапе создаем интеграцию между средой программирования MS Visual Studio и средой 3D-моделирования CAD/CAM NX, для чего подготовим программное описание примитивов для библиотеки *.dll, которая будет выполняться в среде NX.

На третьем этапе задаем параметры выдавливания: угол наклона, начало и конец выдавливания, число объектов в эскизе.

На четвертом этапе проведем компиляцию в среде программирования и выполним загрузку созданной библиотеки *.dll в среде моделирования. Диалоговое окно запрашивает параметры и исполнение противовеса (рис. 6). Результат выполнения программного модуля показан на рис. 7.

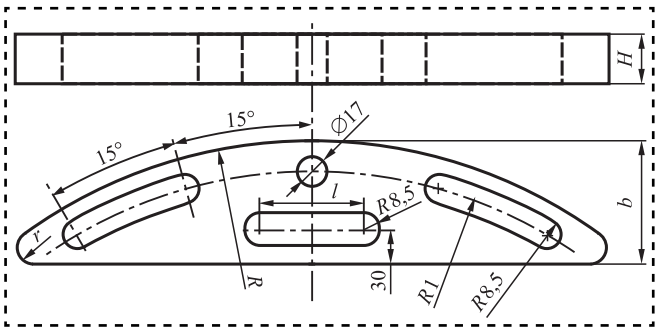


Рис. 3. Противовес

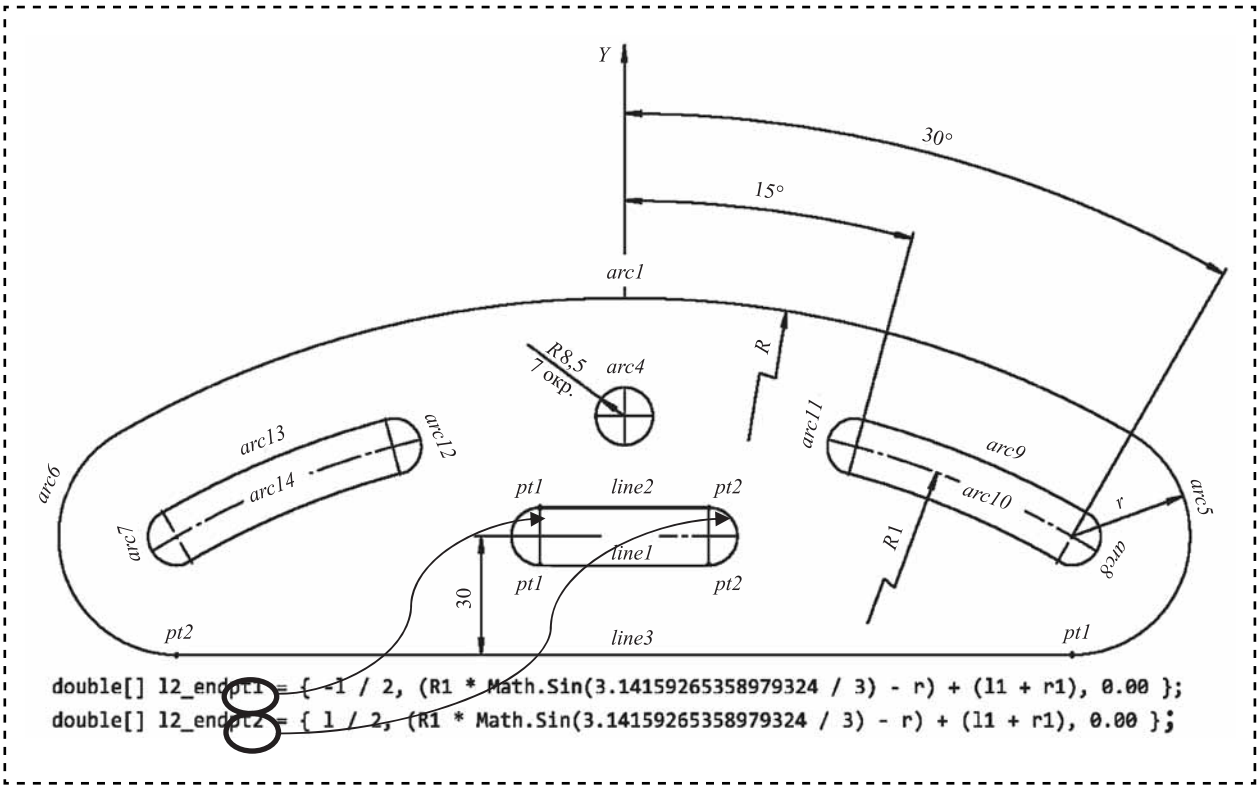


Рис. 4. Обозначение примитивов контура

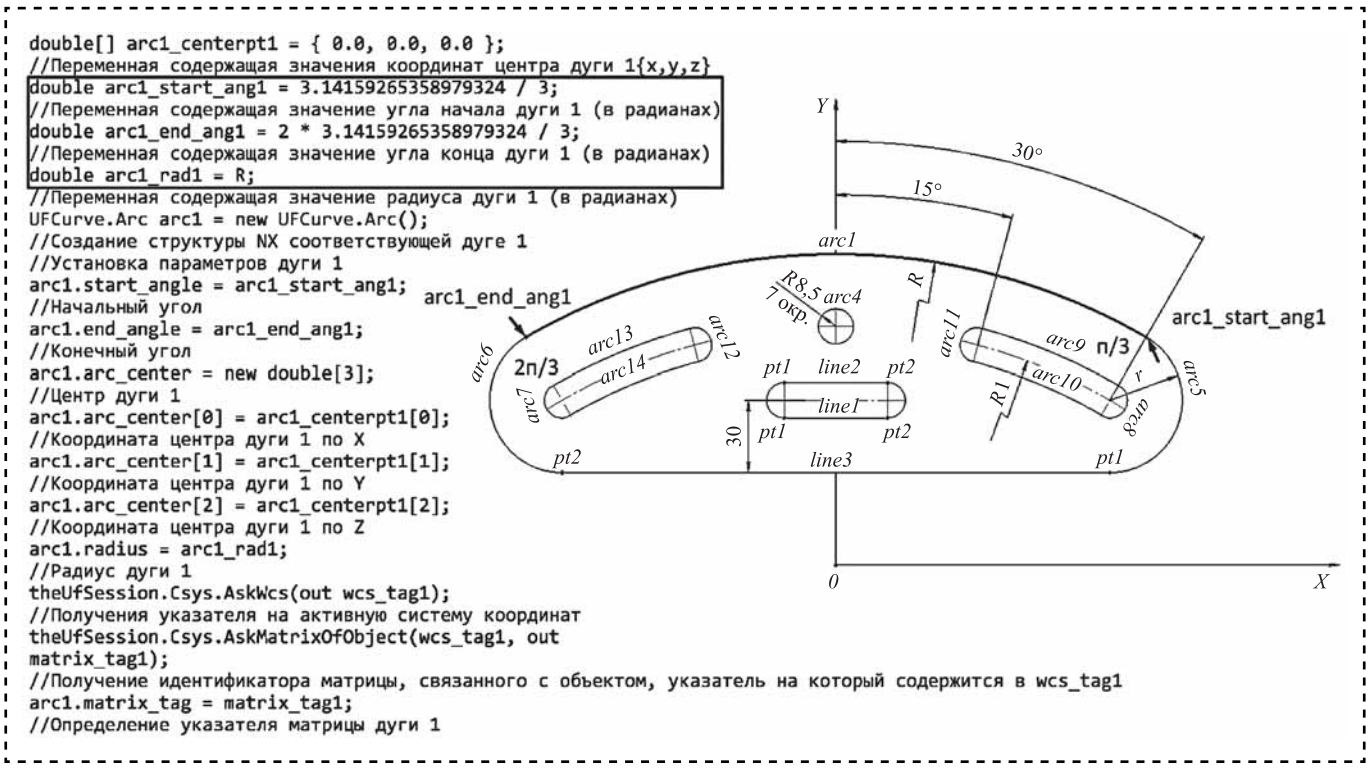


Рис. 5. Представление координат и радиуса дуги arc5

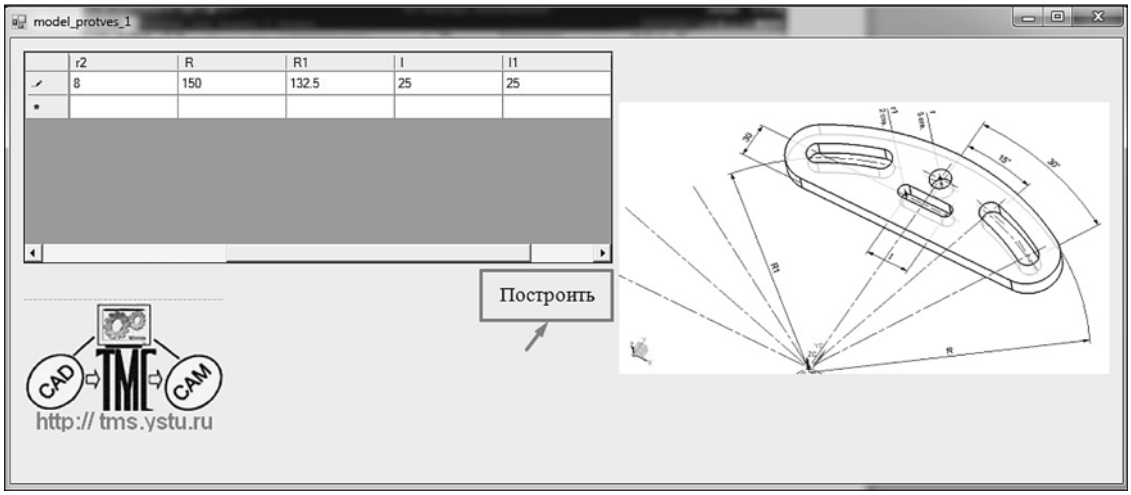


Рис. 6. Диалоговое окно противовеса

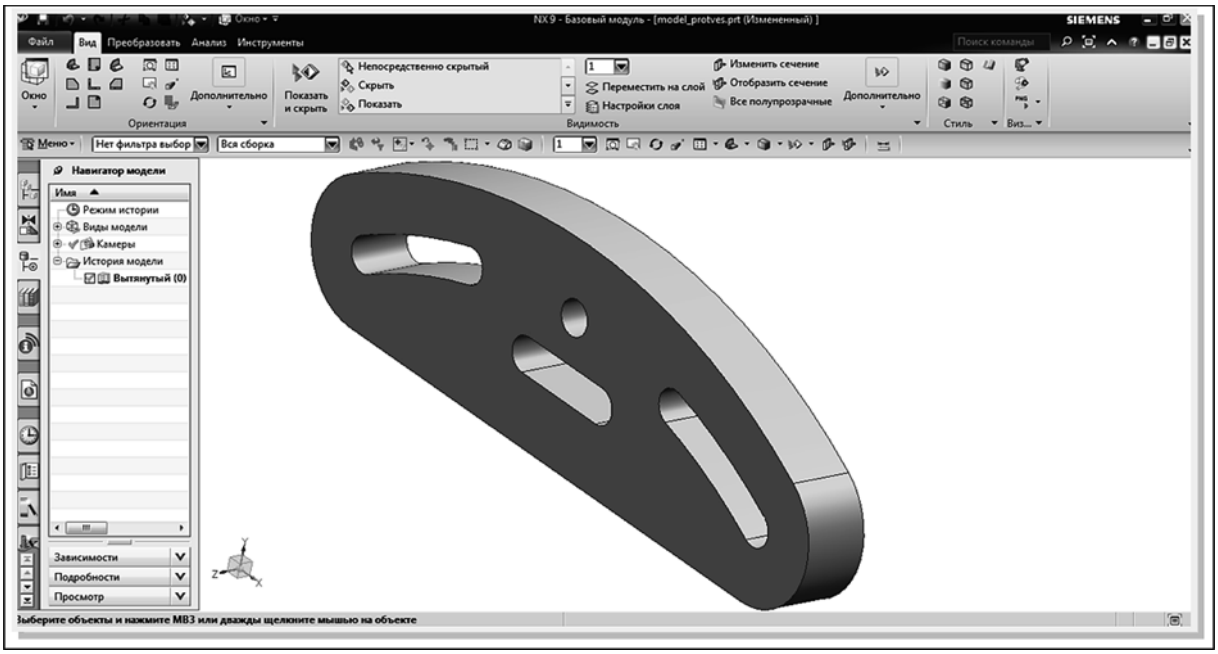


Рис. 7. Реализация конкретного исполнения детали противовес

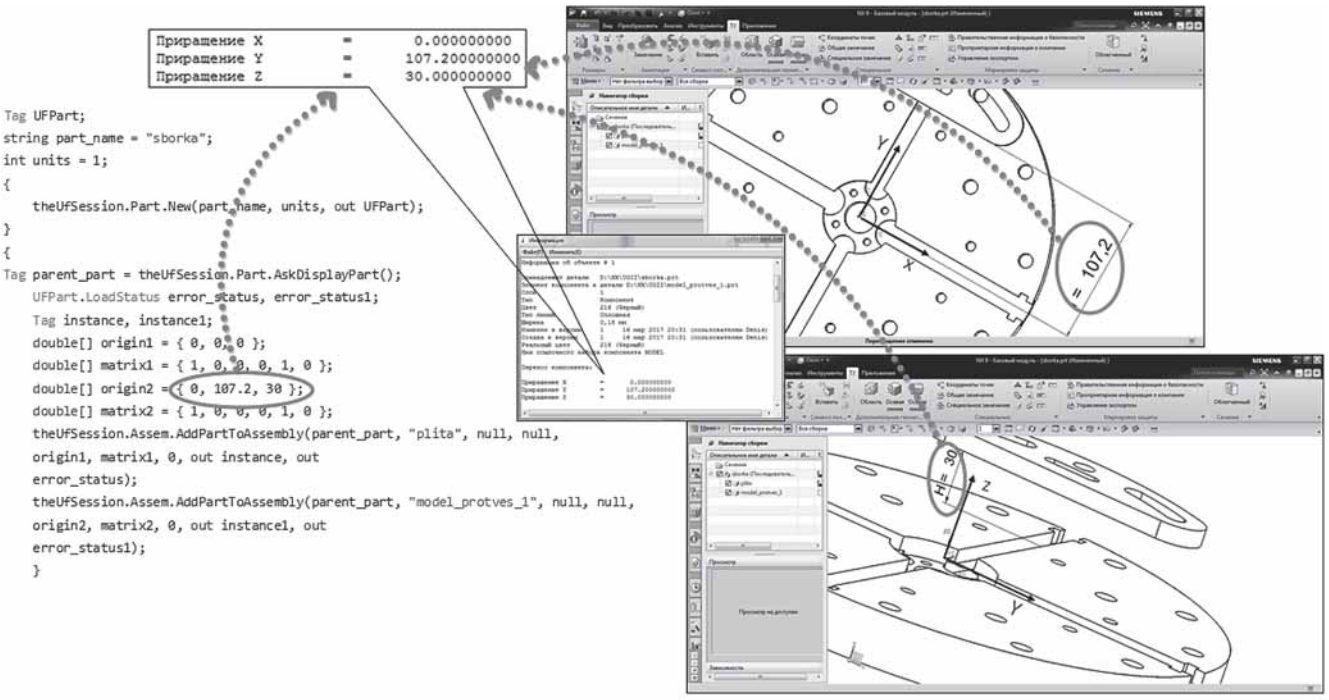
Аналогичным образом программно созданы все детали различных исполнений УСП планшайбы. Проектирование данного станочного приспособления для базирования и закрепления заготовки может отображаться на экране в среде NX перемещением систем координат образующих деталей.

На пятом этапе выполняется программное создание сборочной единицы УСП из отдельных моделей деталей.

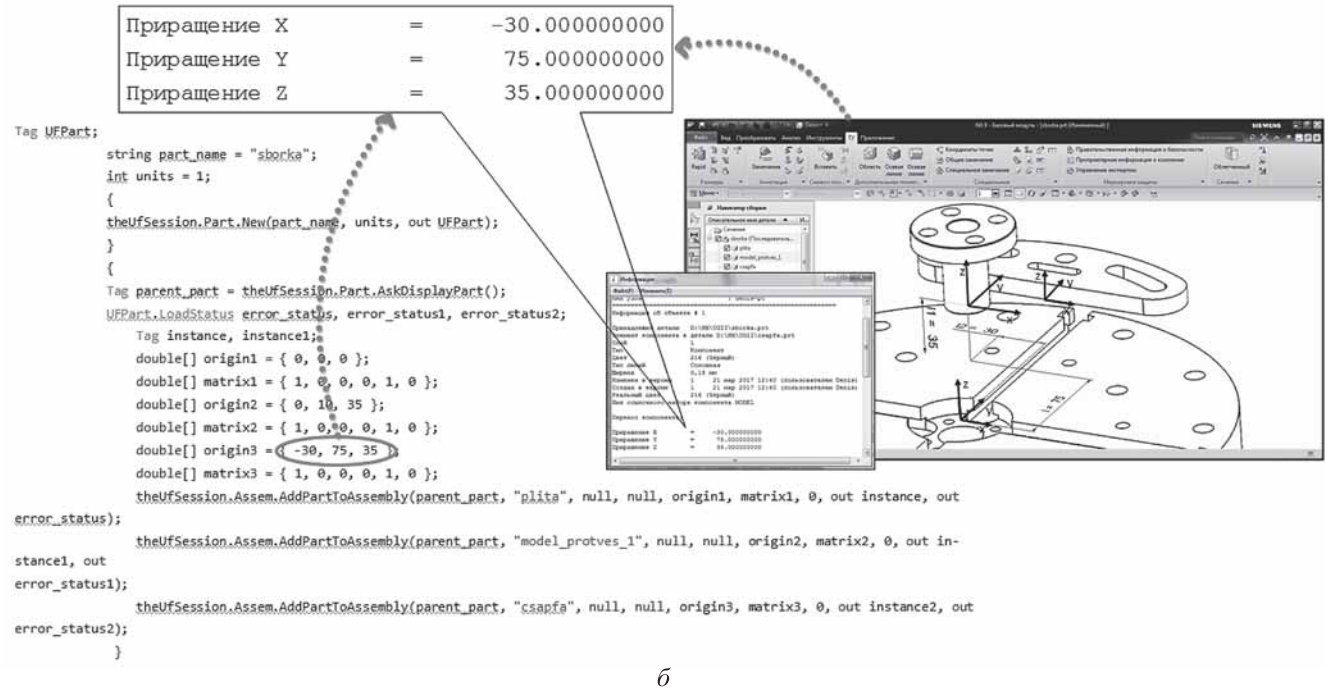
На рис. 8 показано последовательное добавление противовеса и цапфы, а также сопоставление координат в системе 3D-моделирования NX с кодом в Visual Studio и проверка полученного результата с помощью информационного окна в среде NX.

Результат выполнения разработанного программного модуля автоматизированной сборки УСП показан на рис. 9.

Рассмотренная технология программирования 3D-моделей деталей УСП, необходимых для закрепления заготовок деталей в процессе механической обработки, путем программирования сократит время разработки технологического оснащения станка, обеспечит



а



б

Рис. 8. Координаты присоединения к плите планшайбы:
а — противовеса; *б* — цапфы

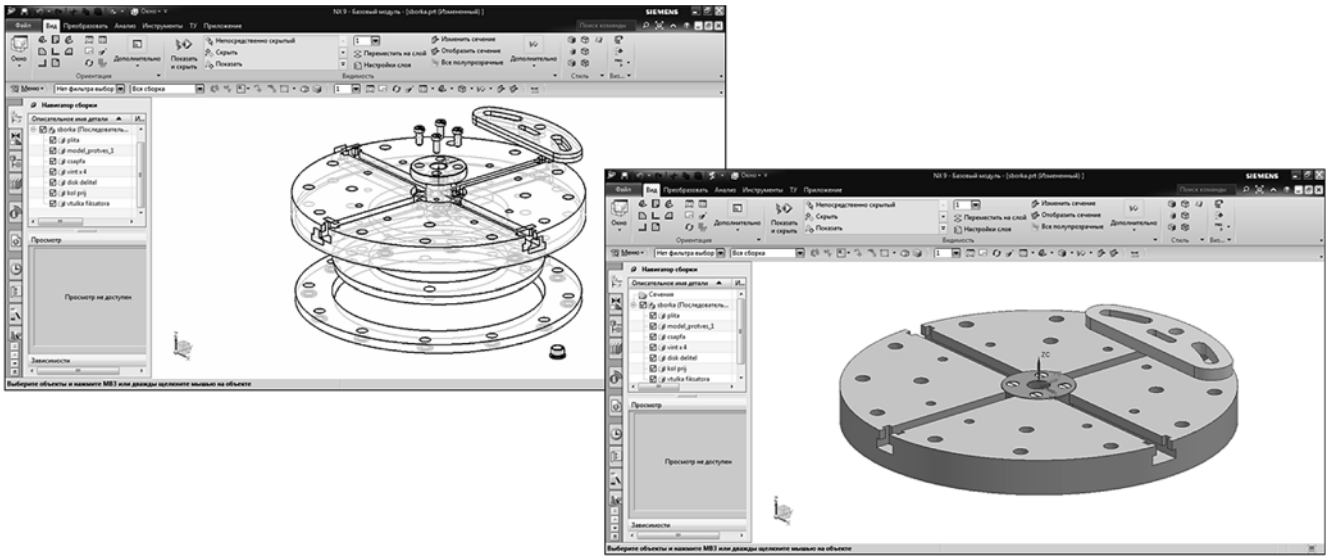


Рис. 9. УСП в разведенном и собранном состояниях

предварительную визуализацию, что особенно актуально для гибкого, многономенклатурного производства.

Библиографический список

1. **Кузнецов В.С., Пономарев В.А.** Универсально-сборные приспособления "Альбом монтажных чертежей". М.: Машиностроение, 1974. 156 с.

2. **Интернет-ресурс.** Сайт компании Siemens PLM Software [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.plm.automation.siemens.com

3. **Чижов М.И., Паринов М.В., Рыжков В.А., Еремин И.А.** Методические указания к лабораторным работам по дисциплине "Автоматизация конструкторского и технологического проектирования". Воронеж. 2011. 43 с.

4. **Калачёв О.Н.** Особенности создания в CAD/CAM Cimatron параметрических моделей технологической оснастки // Информационные технологии. 2000. № 6. С. 14—18.

5. **Калачёв О.Н., Яблочников Е.И.** Методика использования CAD/CAM Cimatron для интерактивного проектирования сборок технологической оснастки // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2001. № 12. С. 7—11.

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 07.09.2017. Подписано в печать 25.10.2017. 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.