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 ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.00 – МЕХАНИКА, 05.02.00 – МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ, 05.04.00 – ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ, 05.05.00 – ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

2018 Том 19 / 8 (217)

СОДЕРЖАНИЕ

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Вишневский Д.С., Ямников А.С. Влияние посадочных зазоров механизма закрывания заслонки на погрешность углового положения выходного звена . . . 339

Поляков С.А., Лычагин В.В., Кулешова Е.М. Оценка влияния смазочных материалов на ресурс червячных передач по критерию предельного износа . . . 345

Соединение деталей машин

Розинов А.Я., Бескровный А.Ю. Диагностика целесообразности комплексного применения средств технологического оснащения сборки при постройке корпусов судов . . . 350

Трение и смазка в машинах и механизмах

Мигранов М.Ш., Мигранов А.М., Мухамадеев В.Р., Шехтман С.Р. Исследование износостойкости материалов и покрытий для металлорежущего инструмента . . . 356

Эрлих Б.М. Применение общей процедуры параметрического и силового гашения фрикционных колебаний в системах с нелинейными силами . . . 360

Меделяев И.А. Физика абразивного изнашивания узлов трения технических систем . . . 367

Шмидт А.А. Исследование влияния шероховатости на возможность получения вытяжкой детали из высокопрочной стали . . . 376

В помощь конструктору, технологу

Дубовик Е.А. Использование теплообменного прибора в гидравлических машинах . . . 381

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, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.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

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

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

ВОЛГОГРАД

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.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

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.

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", 2018

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 BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.00 — MECHANIC, 05.02.00 — MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE, 05.04.00 — POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING, 05.05.00 — TRANSPORT, MINING AND CONSTRUCTION MECHANICAL ENGINEERING

2018 Vol. 19 **8 (217)**

CONTENTS

Quality assurance. Testing. Monitoring

Wishnevsky D.S., Yamnikov A.S. The influence of the clearance gaps of the shutter closing mechanism on the error of the angular position of the output link 339

Polyakov S.A., Lychagin V.V., Kuleshova E.M. The assessment of the impact of lubricants on a worm-gear life by the criterion of maximum permissible wear 345

Connection of mashines parts

Rozinov A.Ya., Beskrovniy A.Yu. Complex technique tools' application advisability diagnosis at hull assembling and constructing 350

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Migranov M. Sh., Migranov A.M., Mukhamadeev V.R., Shechtman S.R. Study of wear resistance of materials and coatings for cutting tools 356

Erlich B.M. Application of the general procedure of parametric and power quenching of friction oscillations in systems with nonlinear forces 360

Medeljaev I.A. Physics of abrasive wear of friction units of technical systems

Schmidt A.A. Investigation of surface roughness effect on galling during stamping of high-strength steel 367

Industrial and design engineer's aid

Dubovik E.A. The use of the heat exchange device in hydraulic machines 381

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, 269-54-96
E-mail: sborka@mashin.ru, http://www. mashin.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

BRIANSK
O.A. GORLENKO

VLADIVOSTOK
Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD
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

NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV

OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

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

PERM
S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON
A.A. RYZHKIN

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

SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV

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", 2018

УДК 621.83:621.71

Д.С. Вишневский *(Тульский государственный университет,*
АО "Конструкторское бюро приборостроения им. академика А.Г. Шипунова"),
А.С. Ямников, *д-р техн. наук (Тульский государственный университет)*
E-mail: tarswolk@rambler.ru

Влияние посадочных зазоров механизма закрывания заслонки на погрешность углового положения выходного звена

Рассмотрены факторы, влияющие на угловое перемещение заслонки объектива, ее конструкция и сложности, связанные с изготовлением и работой. Показано, что доминирующими могут являться кинематические погрешности червячного редуктора и величина мертвого хода червячного колеса, а также узла крепления заслонки на выходном валу.

Factors affecting the angular movement of the lens flap, its design and problems in operation and manufacture are considered. It is shown that the kinematic errors of the worm gearbox and the magnitude of the dead run of the worm wheel and the attachment of the damper on the output shaft can be dominant.

Ключевые слова: мертвый ход, угловая погрешность, заслонка объектива, кулачок, редуктор.

Keywords: backlash, angular error, lens gate, cam, reducer.

На кафедре технологии машиностроения ТулГУ в течение ряда лет проводили исследования функционально связанных размерных цепей, в том числе с переменными передаточными отношениями и нормированным пятном контакта сопрягаемых деталей, и влияния свойств поверхностного слоя контактирующих деталей на контактную жесткость и величину стыковых деформаций [1—4].

Для изделий военной техники существует ряд специальных требований: герметичность узлов, радиационная и электромагнитная защита, высокий показатель приемлемого уровня качества [5], работа в широком диапазоне температур — от −50 до + 60 °С и др. Эти требования важны не только для самого вооружения, но и для оптических систем наведения и наблюдения с заслонками, защищающими оптику в нерабочем положении (рис. 1).

Механизм открывания (рис. 2) состоит из электродвигателя *5*, передающего через зубчатые колеса *3* и *4*, блок зубчатых колес *2* и червячную передачу *1* движение на вал *8* с крышкой *10*, закрывающей сам объектив. Окончание вращения вала *8* обеспечивается парой микропереключателей *6*, на которые нажимают кулачки *7*, расположенные на валу *8*.

Из-за неизбежных технологических погрешностей обработки отверстий в корпусе под вал, к которому крепится крышка заслонки, возможна некоторая несоосность, которая приводит к неплотному закрыванию объектива. При низкой температуре −(40...50) °С происходит заклинивание вала *8* во втулках подшипников *9*.

Сама конструкция кулачка уже может вызывать некоторые погрешности: при регулировке

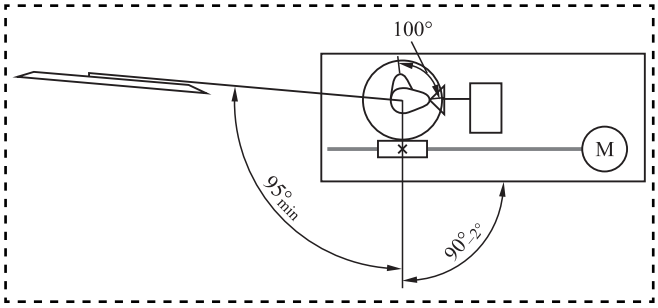


Рис. 1. Предельные положения заслонки

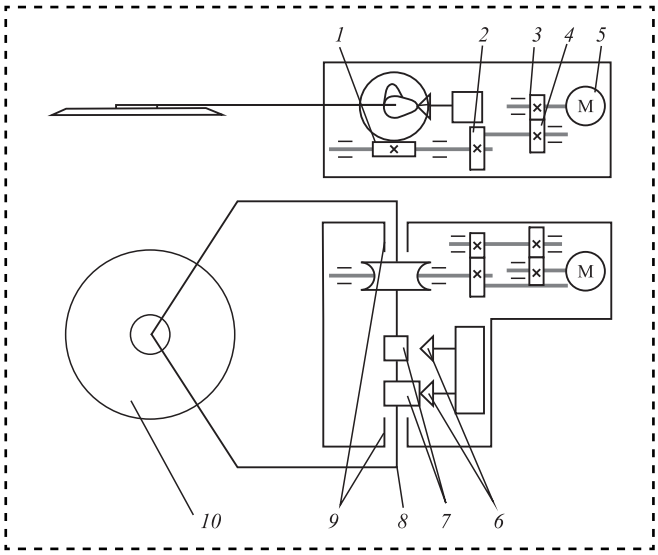


Рис. 2. Кинематическая схема механизма открывания—закрывания заслонки объектива

винта и затягивании контргайки происходит вытягивание резьбы, что увеличивает продолжительность и сложность сборочного процесса. Но использование подобной конструкции продиктовано необходимостью регулирования сборки и юстировки всей конструкции. Угловое перемещение заслонки составляет не менее 95°, поэтому используют два кулачка с углом между ними 100°.

Микропереключатель механизма выключения двигателя схематически представлен на рис. 3. Корпус кулачков *1* закреплен на валу *9*, а сами кулачки представляют собой винт *3* с полукруглой головкой и контргайкой *2*, что позволяет при необходимости компенсировать погрешности их углового положения. Воздействие кулачков *3* на шток *6* микропереключателя *5* происходит через нажимную пластину *7* и плоскую пружину *8*, предохраняющие сам микропереключатель от чрезмерного надавливания при контакте с ограничителем *4*.

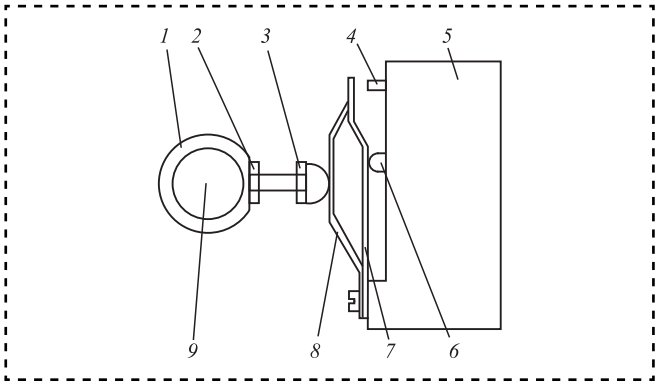


Рис. 3. Механизм выключения двигателя

Обычно предполагается, что при выключении электроцепи питания двигателя остановка всего механизма происходит моментально. На самом деле все элементы кинематической цепи механизма имеют посадочные зазоры, создающие неопределенность их положения в момент остановки электродвигателя. Поэтому была поставлена задача — определить их долю в общей погрешности угловых положений заслонки объектива.

Мертвый ход механизма открывания расчитывали с применением формул по ГОСТ 21098—82. Первый зазор может возникнуть в шпоночном соединении зубчатого колеса и вала электродвигателя (рис. 4).

Расчетные параметры исследуемых посадок механизма открывания—закрывания заслонки объектива сведены в табл. 1

Мертвый угловой ход в этом элементе кинематической цепи составляет

$$j_{\varphi_1}^{\max} = 2\,\mathrm{arctg}\left(h_2^{\max} - h_1^{\min}\right)\Big/\left(2H_1^{\min} - d_1^{\min}\right), \quad (1)$$

где $j_{\varphi_1}^{\max}$ — мертвый ход первого звена, угл. ед.;

$h_2^{\max}$ — максимальный шпоночный паз первого зубчатого колеса;

$h_1^{\min}$ — минимальная толщина шпонки вала электродвигателя;

$H_1^{\min}$ — минимальный суммарный диаметр вала и шпонки;

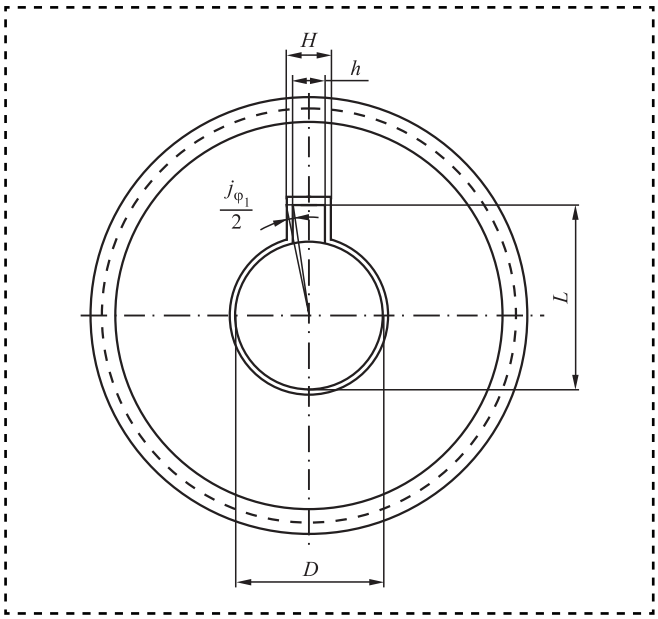


Рис. 4. Шпоночное соединение вала двигателя и зубчатого колеса

Таблица 1

Размерные параметры элементов расчета

Обозначение детали	Наименование сборочной единицы	Параметр, мм	Значение		
			номинальное	наибольшее	наименьшее
1	Электро-двигатель	Толщина шпоночного паза h_1	0,8	0,814	0,800
		Диаметр вала D_1	4	3,990	3,982
		Диаметр вала со шпонкой L_1	4,8	4,800	4,782
2	Колесо зубчатое	Толщина под шпонку H_2	0,8	0,825	0,800
		Диаметр отверстия под вал d_2	4	4,012	4,000
		Отверстие под вал со шпонкой H_2	5	5,300	5,000
3	Подшипник	Наружний диаметр D_3	7	7,000	6,995
		Внутренний диаметр d_3	3	3,000	2,992
4	Корпус	Диаметр отверстия D_4	7	7,015	7,000
5	Блок зубчатых колес	Диаметр вала d_5	3	2,998	2,992
6	Корпус	Диаметр отверстия D_6	7	7,015	7,000
7	Червяк	Диаметр червяка для посадки колеса D_7	5	5,000	4,992
		Диаметр червяка для посадки подшипника d_7	6	5,996	5,988
8	Зубчатое колесо	Диаметр отверстия D_8	5	5,012	5,000
9	Подшипник	Наружный диаметр D_9	6	6,000	5,995
		Внутренний диаметр d_9	15	15,000	14,995
10	Корпус	Диаметр отверстия D_{10}	15	15,018	15,000
11	Червячное колесо	Ширина шпоночного паза H_{11}	4	4,030	4,000
12	Шпонка	Ширина h_{12}	4	4,000	3,970
13	Вал	Ширина шпоночного паза h_{13}	4	4,000	3,970
		Диаметр вала для посадки червячного колеса D_{13}	12	12,000	11,983
		Диаметр вала для посадки втулок d_{13}	9	9,000	8,986
14	Втулка	Ширина паза h_{14}	4	4,038	4,000
15	Штифт (рычаг)	Диаметр d_{15}	4	4,038	4,019
		Длина L_{15}	18	18,000	17,820

$d_1^{\min}$ — минимальный диаметр вала электродвигателя.

Подставляя составляющие в формулу (1), получим $j_{\varphi_1}^{\max} = 30,795'$.

Второй зазор может возникнуть в соединении первого зубчатого колеса и блока зубчатых колес вследствие радиального биения подшипников (рис. 5).

Мертвый линейный ход в этом элементе кинематической цепи составляет

$$j_{t2}^{\max} = 0,7\left(E_{H_{s2}} + E_{H_{s5}}\right) + \\ + \sqrt{0,5\left(T_{H_2}^2 + T_{H_5}^2\right) + 2f_a^2 + e_{r_2}^2 + e_{r_5}^2}, \qquad (2)$$

где j_{t2} — мертвый ход второго звена, мкм;

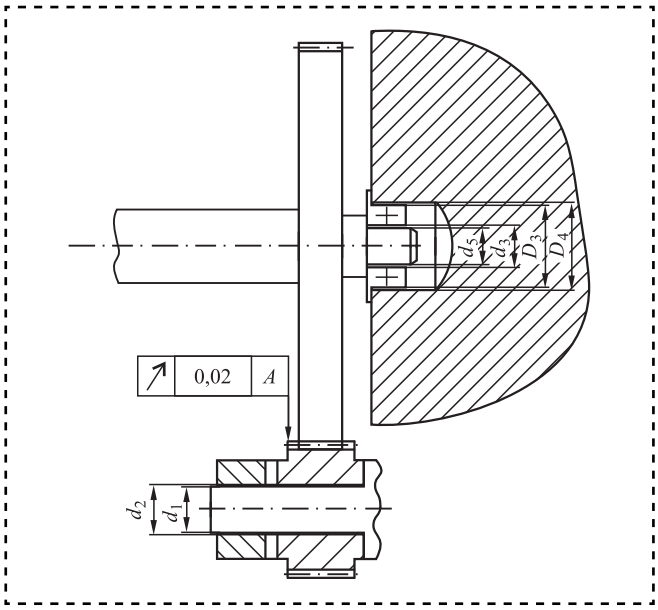


Рис. 5. Первая зубчатая передача

E_{H_s} — наименьшее дополнительное смещение исходного контура для зубчатых колес с внешними зубьями (со знаком минус) по ГОСТ 9178—81;

T_H — допуск на смещение исходного контура по ГОСТ 9178—81;

$\pm f_\alpha$ — предельное отклонение межосевого зазора по ГОСТ 9178—81;

e_r — монтажное радиальное биение,

$$e_{r_2} = 0,85\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2}, \tag{3}$$

где e_{r_2} — монтажное радиальное биение первого зубчатого колеса;

e_i — допуски на погрешности, создающие первичные радиальные биения колес;

e_{i_2} — радиальное биение первого зубчатого колеса.

Из формулы (3) имеем

$$e_{r_2} = 0,85\sqrt{0,25\left[\left(d_2^{\max} - d_1^{\min}\right)^2 + \left(e_{i_2}\right)^2\right]} = 15,324 \text{ мкм}.$$

Монтажное радиальное биение блока зубчатых колес e_{r_5} описывается зависимостью

$$e_{r_5} = 0,85\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2} = 0,85 \times \\ \times\sqrt{0,25\left[\left(D_4^{\max} - D_3^{\min}\right)^2 + \left(d_3^{\max} - d_5^{\min}\right)^2 + \left(e_{i_5}\right)^2\right]}, \tag{4}$$

где e_i — допуски на погрешности, создающие первичные радиальные биения колес;

e_{i_5} — радиальное биение блока зубчатых колес;

$D_3^{\min}$ — минимальный диаметр наружного кольца подшипника блока зубчатых колес;

$D_4^{\max}$ — максимальный диаметр отверстия корпуса для установки подшипника;

$d_3^{\max}$ — максимальный диаметр внутреннего кольца подшипника блока зубчатых колес;

$d_5^{\min}$ — минимальный диаметр вала блока зубчатых колес.

Численно имеем $e_{r_5} = 12,492$ мкм и $j_{t2}^{\max} = 6,527$ мкм.

Угловое значение мертвого хода первого зубчатого зацепления:

$$j_{\varphi 2} = \frac{6,88 j_{t2}}{d} = 1,386'. \tag{5}$$

Следующий зазор может появиться в зубчатом соединении блока зубчатых колес и второго зубчатого колеса (рис. 6).

Мертвый линейный ход третьего звена кинематической цепи составляет:

$$j_{t3} = 0,7\left(E_{H_{s5}} + E_{H_{s7}}\right) + \\ + \sqrt{0,5\left(T_{H_5}^2 + T_{H_7}^2\right) + 2f_a^2 + e_{r_5}^2 + e_{r_7}^2}. \tag{6}$$

Монтажное радиальное биение блока зубчатых колес:

$$e_{r_5} = 0,85\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2} = 0,85 \times \\ \times\sqrt{0,25\left[\left(D_6^{\max} - D_3^{\min}\right)^2 + \left(d_3^{\max} - d_5^{\min}\right)^2 + \left(e_{i_5}\right)^2\right]}, \tag{7}$$

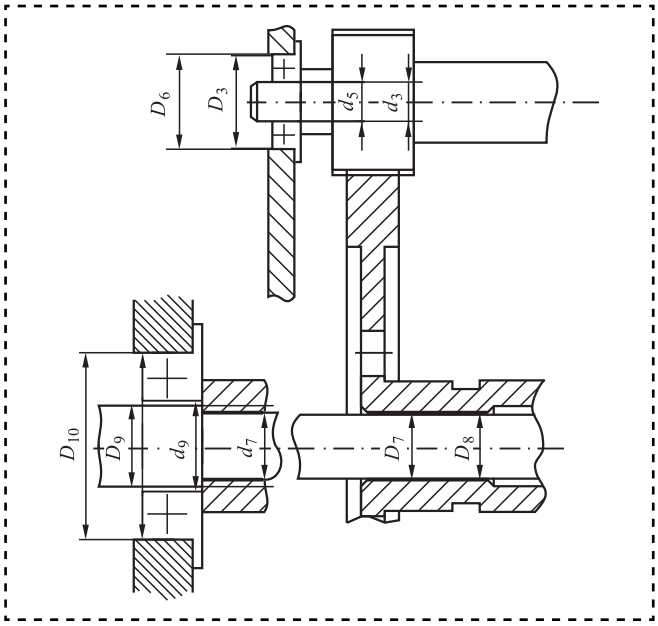


Рис. 6. Вторая зубчатая передача

где $D_3^{\min}$ — минимальный диаметр наружного колеса подшипника блока зубчатых колес;

$D_6^{\max}$ — максимальный диаметр отверстия корпуса для установки подшипника;

e_{i_5} — радиальное биение блока зубчатых колес;

$d_3^{\max}$ — максимальный диаметр внутреннего колеса подшипника блока зубчатых колес;

$d_5^{\min}$ — минимальный диаметр блока зубчатых колес.

Численно имеем $e_{r_5} = 12{,}492$ мкм.

Аналогично получаем

$$e_{r_8} = 0{,}85\times$$
$$\times\sqrt{0{,}25\begin{bmatrix}\left(D_8^{\max}-D_7^{\min}\right)^2+\left(d_9^{\max}-d_7^{\min}\right)^2+\\+\left(D_{10}^{\max}-D_9^{\min}\right)^2+\left(e_{i_7}\right)^2+\left(e_{i_{10}}\right)^2\end{bmatrix}}, \quad (8)$$

где e_{r_8} — монтажное радиальное биение второго зубчатого колеса;

$d_7^{\min}$ — минимальный диаметр вала червяка;

$D_7^{\min}$ — минимальный диаметр вала червяка;

$D_8^{\max}$ — максимальный диаметр зубчатого колеса;

$d_9^{\min}$ — максимальный диаметр внутреннего колеса подшипника червяка;

$D_9^{\min}$ — минимальный диаметр наружного колеса подшипника червяка;

$D_{10}^{\max}$ — максимальный диаметр корпуса;

e_{i_7} — радиальное биение червяка;

$e_{i_{10}}$ — радиальное биение корпуса.

Численно имеем $e_{r_8} = 18{,}393$ мкм и $j_{t3} = 7{,}679$ мкм.

Угловое значение мертвого хода второго зубчатого зацепления $j_{\varphi 3} = 6{,}88 j_{t_3}/d = 1{,}631'$.

Следом идет червячная передача (рис. 7):

$$j_{t4}^{\max} = 0{,}94E_{\overline{S}_s} + \sqrt{0{,}9\left(T_{\overline{S}}^2+e_a^2\right)+2\left(f_a^2+f_{ac}^2\right)+e_{r_7}^2},$$

где j_{t4} — мертвый ход четвертого звена, мкм;

$E_{\overline{S}_s}$ — наименьшее отклонение толщины витка червяка по хорде (ГОСТ 9774—81);

$T_{\overline{S}}$ — допуск на толщину витка червяка по хорде;

e_a — монтажное осевое биение червяка;

$\pm f_\alpha$ — предельное отклонение межосевого зазора;

f_{ac} — предельное отклонение межосевого расстояния в обработке; $f_{ac} = 0{,}75 f_a = 12$ мкм;

e_{r_7} — монтажное радиальное биение червяка.

Монтажное осевое биение червяка определяется зависимостью

$$e_{a_7} = 0{,}85\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2},$$

где e_i — допуски на погрешности, создающие первичные радиальные биения колес.

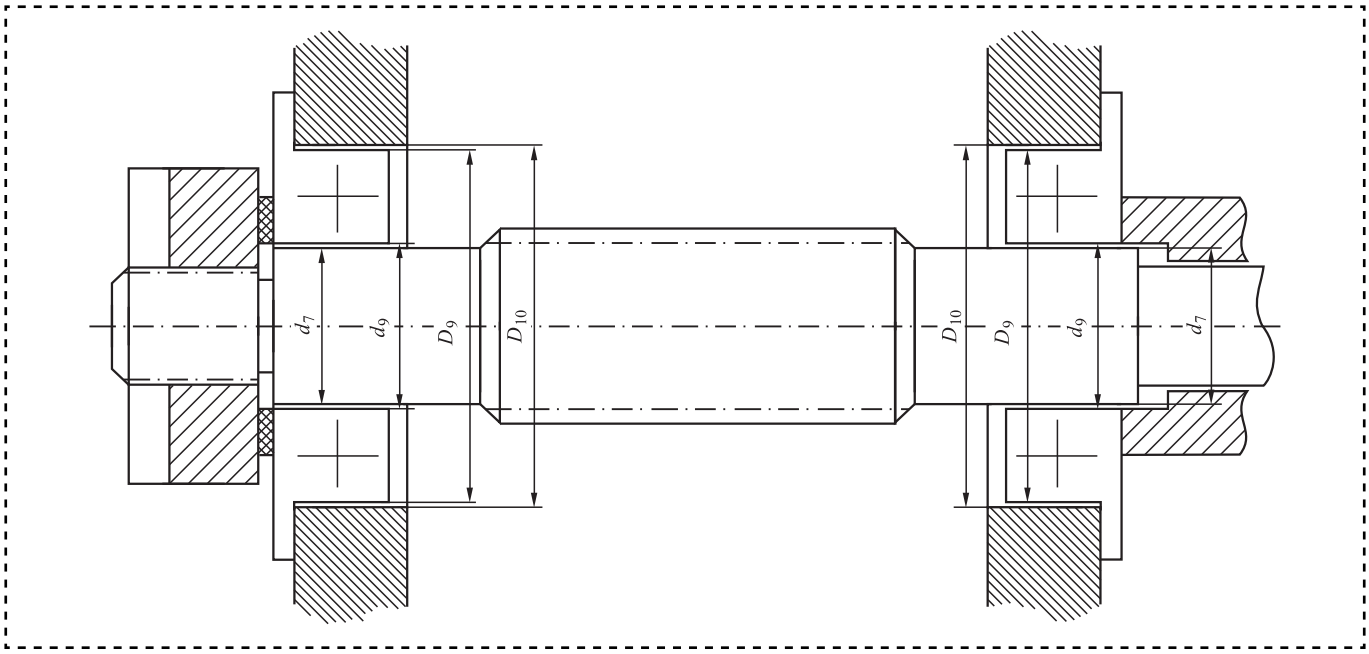


Рис. 7. Посадка червяка по подшипникам

Таблица 2

Вклад суммарных мертвых ходов элементов кинематической цепи в общую погрешность угловых положений заслонки

Параметр	Элемент					
	1	2	3	4	5	6
Суммарный угловой мертвый ход замыкающего звена, ′	0,039	0,005	0,006	0,73	54,68	2,465
Доля к общему числу суммарных мертвых ходов, %	0,067	0,009	0,01	1,26	94,398	4,256

Численно $e_{a_7} = 184{,}178$ мкм.

Седьмую составляющую определим из выражения

$$e_{r_7} = 0{,}85\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2} = 0{,}85 \times$$

$$\times \sqrt{0{,}5\left[\left(d_9^{\max} - d_7^{\min}\right)^2 + 2\left(D_{10}^{\max} - D_9^{\min}\right)^2 + 2\left(e_{i_7}\right)^2\right]},$$

где $d_7^{\min}$ — минимальный диаметр вала червяка для посадки колеса;

$D_7^{\min}$ — минимальный диаметр вала червяка для посадки подшипника;

$D_9^{\min}$ — минимальный диаметр наружного колеса подшипника червяка;

$D_{10}^{\max}$ — максимальный диаметр отверстия корпуса;

e_{i_7} — радиальное биение червяка.

Численно получаем $e_{r_7} = 19{,}688$ мкм и $j_{t4}^{\max} = 220{,}02$ мкм.

Угловое значение мертвого хода червяка:

$$j_{\varphi 4} = 6{,}88 j_{t4}/d,$$

где j_{t4} — мертвый ход четвертого звена, мкм.

Тогда $j_{\varphi 4} = 46{,}72'$.

Червячное колесо крепится на валу шпонкой (см. рис. 4). Исходя из допусков, посадка возможна с зазором. Мертвый ход в этом элементе кинематической цепи составляет

$$j_{\varphi 5} = 2\left(\arcsin\frac{h_{12}^{\max}}{d_{13}^{\min}} - \arcsin\frac{2h_{13}^{\min} - H_{11}^{\max}}{d_{13}^{\min}}\right),$$

где $j_{\varphi 5}$ — мертвый ход пятого звена в угловых единицах;

$d_{12}^{\min}$ — минимальный диаметр вала;

$H_{11}^{\max}$ — максимальная ширина шпоночного паза червячного колеса;

$h_{12}^{\max}$ — максимальная ширина шпонки;

$h_{13}^{\min}$ — минимальная ширина шпоночного паза вала.

Численно получаем $j_{\varphi 5} = 54{,}68'$.

Передача вращения с вала на рычаг крышки происходит через штифт, выступающий с двух сторон вала (рис. 8).

Посадка втулки на вал с зазором, поэтому расчет аналогичен первому случаю:

$$j_{\varphi 6} = 2\,\mathrm{arctg}\,\frac{h_{14}^{\max} - d_{15}^{\min}}{L_{15}^{\min} - d_{13}^{\min}},$$

где $j_{\varphi 6}$ — значение мертвого хода рычага;

$h_{14}^{\max}$ — максимальная ширина паза рычага;

$d_{15}^{\min}$ — минимальный диаметр штифта;

$L_{15}^{\min}$ — минимальная длина штифта;

$d_{13}^{\min}$ — минимальный диаметр вала.

Числено имеем $j_{\varphi 6} = 2{,}465'$.

Суммарный мертвый ход с учетом передаточных отношений механизма:

$$j_{\varphi} = j_{\varphi 1}\frac{z_1 z_3}{z_2 z_4 z_{\text{черв.кол}}} + j_{\varphi 2}\frac{z_3}{z_4 z_{\text{черв.кол}}} +$$

$$+ j_{\varphi 3}\frac{z_3}{z_4 z_{\text{черв.кол}}} + j_{\varphi 4}\frac{1}{z_{\text{черв.кол}}} + j_{\varphi 5} + j_{\varphi 6} = 57{,}925'.$$

Анализ расчетных данных показывает, что наибольшее влияние оказывают значения мертвых ходов на выходном валу — $j_{\varphi 5}$ и $j_{\varphi 6}$ (табл. 2).

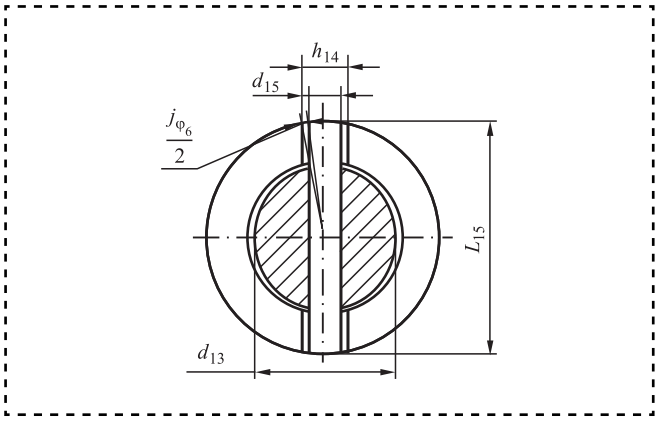


Рис. 8. Штифтовое соединение вала и втулки

Заключение

Мертвый ход механизма открытия достигает почти 58′, что может привести к перекосу крышки, закрытию или незакрытию объектива. Возможно также передавливание кулачком контакта микропереключателя.

Для уменьшения негативного влияния мертвых ходов на выходном валу целесообразно уменьшить зазоры или перейти на переходную посадку шпонок на выходном валу.

Библиографический список

1. **Васильев А.С., Грязев В.М., Ямников А.С.** Функционально связанные сборочные размерные цепи, обеспечивающие нормированный контакт поверхностей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 5 (142). С. 36—40.

2. **Грязев В.М., Ямников А.С.** Решение размерных цепей с точностью, нормированной по пятну контакта поверхностей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2013. № 8. С. 22—26.

3. **Ямников А.С., Ямникова О.А., Кашмин О.С.** Эмпирические зависимости величины сближения контактирующих деталей при импульсной нагрузке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 3. С. 42—48.

4. **Кашмин О.С., Ямников А.С., Пушканов М.А.** Определение сближения контактирующих деталей при импульсном нагружении // Известия ТулГУ. 2014. Вып. 11. Ч. 1. С. 222—229.

5. **ГОСТ Р ИСО 2859-1—2007.** Статистические методы. Процедуры выборочного контроля по альтернативному признаку. Ч. 1. Планы выборочного контроля последовательных партий на основе приемлемого уровня качества. М.: Стандартинформ, 2008. 104 с.

УДК 621.89.017

С.А. Поляков, *д-р техн. наук*
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, ИМАШ РАН им. А.А. Благонравова),
В.В. Лычагин, *канд. техн наук,* **Е.М. Кулешова**
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: kuleshova.em@mail.ru

Оценка влияния смазочных материалов на ресурс червячных передач по критерию предельного износа

Представлен обзор различных методов оценки интенсивности изнашивания. Проведена оценка влияния смазочных материалов на ресурс червячных передач по критерию предельного износа на основе метода сравнительных износных испытаний. Предложен метод оценки интенсивности изнашивания, учитывающий влияние пленкообразующих смазочных материалов.

The review of various methods of wear intensity valuation is presented. The assessment of the impact of lubricants on a worm-gear life by the criterion of maximum permissible wear was conducted on base of the method of comparative wear tests. The method of wear intensity valuation that takes into account the Influence of film-forming lubricants is offered.

Ключевые слова: интенсивность изнашивания, червячная передача, пленкообразующие смазочные материалы, износостойкость.

Keywords: wear intensity, worm-gear, film-forming lubricants, durability.

Введение

Основная причина выхода из строя червячных передач (ЧП) — изнашивание зубьев червячного колеса и в меньшей степени червяка, а также подшипников. Это связано с тем, что вектор скорости скольжения и касательная к линии контакта на отдельных участках

контактирования колеса с червяком составляют угол в несколько градусов, что неблагоприятно для условий смазывания и ведет к повышенному износу. Несмотря на это, основной расчет для оценки ресурса — это расчет на контактную усталость [1].

Тем не менее ограничение ресурса по критерию изнашивания более сильное, чем по критерию контактной усталости. Поэтому рассмотрение ЧП на предмет износостойкости — актуальная задача.

Традиционные методы оценки интенсивности изнашивания

Первые оценки интенсивности изнашивания ЧП сделаны в работе [Петрусевич А.И. Червячные и винтовые передачи // Расчет и конструирование. Детали машин. Т. 3. М.: Машиностроение, 1969], где учитывались условия формирования эластогидродинамической пленки в контакте червяка и колеса. Однако оценить ресурс передачи на основе такой модели можно лишь по условию заедания, которое наступало в случае превышения допустимого нагрузочно-скоростного фактора, определяемого по контактно-гидродинамическим условиям. Более детально обоснованные модели приведены в работе [Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991], где предложено строить элементные законы изнашивания для различных деталей механических передач на основе представлений о механике разрушения материалов. Один из таких законов [Павлов В.Г., Ряховский О.А. Расчетная оценка ресурса работы эвольвентной зубчатой передачи по критерию износа // Трение и износ. 2003. Т. 24, № 3] имеет вид

$$I = k\left[\left(\frac{P}{\mathrm{HB}\varepsilon}\right)\left(\sqrt{1+f^2}\right)\right]^m \left(\frac{R\max}{rb^{\frac{1}{\nu}}}\right)^c,$$

где P — нагрузка, МПа;

НВ — твердость по Бринеллю;

ε — относительное удлинение материала при разрыве (характеристика пластичности);

f — коэффициент трения, учитывающий связь нормальной и тангенциальной деформации;

$b^{\frac{1}{\nu}}$ — безразмерный показатель опорной кривой, характеризующей распределение материала в пространстве между шероховатыми поверхностями.

Данная формула достаточно сложна для реальной оценки интенсивности изнашивания, поскольку содержит ряд величин, определение которых как теоретическим, так и экспериментальным путем затруднительно. Это, в частности, относится к коэффициенту трения, поскольку расчетные методы неточны и не предназначены для подобных оценок в условиях смешанной смазки, а экспериментально выделить составляющую, отвечающую за данное значение коэффициента трения практически невозможно. Мало обосновано использование показателя, который в условиях поверхностной деформации трением неадекватно описывает процесс накопления повреждений, поскольку объемный процесс деформации гетерогенного сплава — например, оловянистой бронзы — протекает иначе, чем на поверхности — без выделения на поверхность мягкой структурной составляющей.

В основе расчета, выполненного в работах, указанных выше, лежит представление о монотонно возрастающей зависимости интенсивности изнашивания от давления в контакте сопряженных деталей. Данная зависимость — достаточно распространенная форма оценки износостойкости, хотя существуют ограничения по ее применению. Реализация данной зависимости возможна в конкретных условиях, при известных конкретных свойствах материалов и известном их поведении. Если условия внешнего трения соблюдаются, то фрикционные связи могут выступать как упругая или упругопластическая деформация. В этом случае происходит изнашивание контактирующих поверхностей.

Интенсивность изнашивания:

$$I = \frac{h}{L},$$

где h — толщина изношенного слоя;

L — путь трения.

Толщина изношенного слоя складывается из толщин слоев, деформированных в процессе тангенциального перемещения, при этом число циклов n до разрушения соответствующего слоя должно определяться соотношением критической $\varepsilon_{\text{кр}}$ и фактической $\varepsilon_{\text{ф}}$ деформаций этого слоя

$$n = \frac{\varepsilon_{\text{кр}}}{\varepsilon_{\text{ф}}}.$$

В то же время толщина деформированного слоя определяется величиной внедрения или сближения поверхностей, имеющей вид для единичной шероховатости

$$a_i = \frac{N_i}{2\pi r \text{HB}},$$

где N — нагрузка;

r — радиус закругления шероховатости.

В этом случае интенсивность изнашивания — функция нагрузки на контакт N, поскольку

$$h = \frac{a_i}{n} = \frac{N}{2\pi r \text{HB} n}.$$

В общем виде для оговоренных условий формула зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки будет иметь вид

$$I = kP^m, \qquad (1)$$

где k — размерный коэффициент, характеризующий механические и геометрические свойства изнашиваемой детали, пронормированный на длину пути трения, $k = \frac{A_{\text{ном}}}{2\pi r \text{HB} n}$;

P — отношение нормальной нагрузки к номинальной площади контакта (среднее номинальное давление);

m — показатель степени, учитываемый в случае нелинейности зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки.

Несмотря на ограниченность применения данной закономерности, практика показывает, что при адекватном использовании она дает удовлетворительную точность оценки [3].

В работе [3] предложено определять интенсивность изнашивания по формуле

$$I = K_u \left(\frac{P}{\text{HB}_2} \right)^m, \qquad (2)$$

где P — контактное давление (по Герцу);

HB_2 — твердость по Бринеллю материала зубчатого венца червячного колеса;

K_u, m — экспериментально устанавливаемые коэффициенты [3].

На основании статистической обработки результатов испытаний значения коэффициентов, входящих в формулу (2), следующие:

$K_u = (0{,}3...2{,}0)\cdot 10^{-9}$, в среднем $K_u = 1{,}0\cdot 10^{-9}$, $m = 2{,}66...1{,}44$, в среднем $m = 1{,}76$.

Основным условием использования данной зависимости может быть экспериментальное определение перечисленных величин, хотя в процессе периодических испытаний не представляется возможным менять большинство из факторов, влияющих на процесс изнашивания.

Учитывая, что при граничном или смешанном режимах смазки основные факторы изнашивания ЧП — процессы поверхностного механического разрушения материалов, в работе [3] принят элементный закон изнашивания материала червячного колеса в виде формулы (2). Влияние таких параметров, как вязкость масла, микрогеометрические свойства рабочих поверхностей и другие параметры, которые в работе [3] не исследовались, в определенной степени учтены коэффициентами K_u и m.

Зная интенсивность изнашивания и значение максимально допустимого износа, можно определить остаточный ресурс ЧП:

$$L_{h_{\text{изн}}} = \frac{[h_{\text{изн}}]}{2bGn_2 I},$$

где I — интенсивность изнашивания;

$[h_{\text{изн}}]$ — допустимый износ зубьев колеса;

b — полуширина площадки контакта по Герцу;

n_2 — частота вращения колеса;

G — геометрический параметр червячной передачи.

При подобных вычислениях принимают следующие допущения: в среднем сечении зуб червячного колеса после изнашивания остается эвольвентным, а радиус кривизны уменьшается на величину износа. При этом допустимый износ зависит от предельного значения того или иного параметра технического состояния, которое, в свою очередь, зависит от назначения привода с ЧП.

Геометрический параметр червячной передачи G

$$G = \frac{qU}{Z_2 \sin\alpha_t \cos\beta \cos\gamma_w},$$

где q — коэффициент диаметра червяка;

U — передаточное отношение;

Z_2 — число зубьев колеса;

α_t — угол профиля в торцовой плоскости;

γ_w — угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре;

β — угол между касательной к линии контакта и вектором скорости скольжения в полюсе зацепления, $\beta = \arcsin(\sin\alpha_t \sin\gamma_w)$.

Метод сравнительных износных испытаний

В приведенных формулах влияние смазочного материала на процесс изнашивания не учитывается. В то же время в формуле (1) содержится коэффициент трения, который учитывает связь нормальной и тангенциальной деформации, однако его оценка крайне затруднена, так как он должен определяться непосредственно в контакте витка червяка с зубом колеса, что экспериментально выполнить имеющимися лабораторными средствами невозможно. Кроме того, неизвестно, каким конкретно образом эта величина может быть связана с видом смазочного материала и механизмом его смазочного действия.

Поэтому для оценки влияния смазочного материала на процесс изнашивания наиболее приемлемым представляется метод сравнительных износных испытаний, когда интенсивность изнашивания определяется при одинаковых условиях, но с изменением одного параметра — состава смазочного материала. Базой для сравнения могут служить данные работы [3]. Износ измеряли штангензубомером с точностью 10 мкм в точках, показанных на рис. 1.

При обработке исходных опытных данных принято допущение: частные значения износа, найденные по трем, расположенным под углом 120°, зубьям для нескольких сечений по высоте зуба, усреднены.

То что смазочный материал оказывает существенное влияние на процессы контактного взаимодействия — отмечалось различными авторами, например [4]. Причем подобные исследования в силу своей актуальности постоянно пополняются новыми сведениями [5].

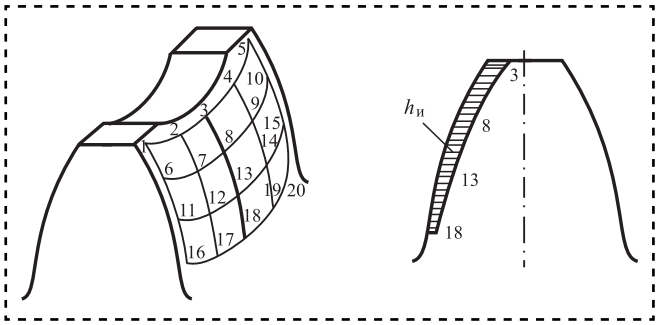


Рис. 1. Расположение плоскостей и точек замеров на зубе червячного колеса для определения износа [3, 5]

Действие пленкообразующих смазочных материалов на процесс изнашивания может привести к существенному изменению степенной зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, включая тенденцию к снижению интенсивности изнашивания с ростом нагрузки до определенных значений нагрузки, лимитируемых процессом пленкообразования.

В результате проведенных испытаний на износостойкость редукторов типа 5ЧР-80 по подобию испытаний, проведенных в работе [3], выявлена закономерность (рис. 2).

Полученная зависимость достаточно характерна для случаев использования пленкообразующих смазочных материалов и на графике представляет собой параболу со смещенным относительно начала координат минимумом, причем смещение по оси давления p указывает на область давления p_0, в окрестностях которого пленкообразование проходит критическое значение давления, выше которого по мере роста давления процесс пленкообразования оказывается все более затрудненным [Поляков А.А., Рузанов Ф.И. Трение на основе самоорганизации. М.: Наука, 1992].

Предложенная зависимость имеет вид

$$I = k\left(p - p_0\right)^m,$$

где p_0 — критическое давление пленкообразования (увеличение значения p_0 расширяет зону изнашивания с высокой износостойкостью).

Интерпретация p_0 может быть предложена на основе представления о "втором минимуме"

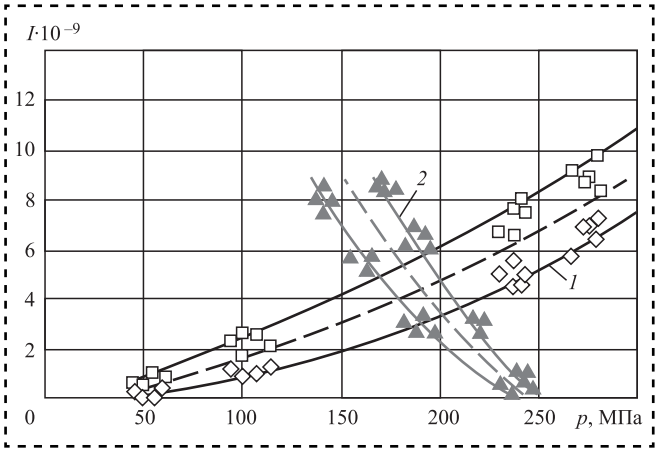


Рис. 2. Зависимость интенсивности изнашивания от давления в контакте червячной пары при использовании:
1 — штатного масла ТАД-17и; *2* — масла ТАД-17и с добавкой "Стрибойл". Значки — экспериментальные значения

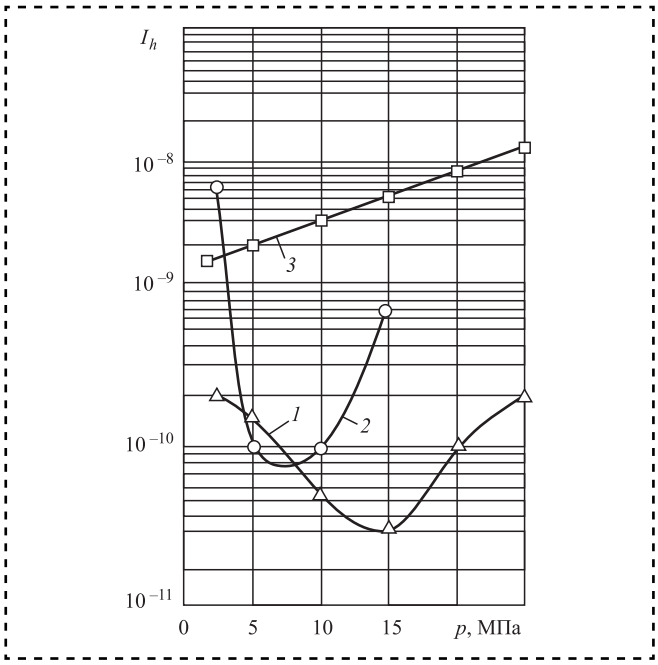


Рис. 3. Зависимость интенсивности изнашивания от давления для пары бронза БрА5 — сталь 45 при смазывании глицерином (*1*) и веретенным маслом (*2*) и для пары бронза БрАЖНМц10-4-4-2 — сталь 45 при смазывании керосином с присадкой (*3*)

коэффициента терния [4]. Имеется в виду, что "первый минимум" образуется на зависимости коэффициента трения от нагрузки для смазываемого сопряжения в области критического значения параметра Зоммерфельда — при переходе от гидродинамического типа смазки к смешанному типу. При дальнейшем увеличении нагрузки на контакт, в случае если смазочный материал пленкообразующий, вновь образующаяся из хемосорбирующихся активных составляющих смазочного материала пленка ведет себя аналогично вязкой гидродинамической смазке, но с большей вязкостью. В результате минимум возникает повторно, но при большей нагрузке. Примеры подобного поведения сопряжений скольжения имеются в работе [4].

На рис. 3 показаны примеры различных зависимостей интенсивности изнашивания от давления в контакте, полученные при испытании бронзы БрА5 и БрАЖНМц10-4-4-2 в паре со сталью 45 с использованием различных смазочных материалов при возвратно-поступательном движении [Поляков А.А., Рузанов Ф.И. Трение на основе самоорганизации. М.: Наука].

Выводы

Наличие процесса пленкообразования и формирование "второго минимума" позволяют существенно расширить область допускаемых давлений. Существует возможность возникновения "второго минимума" для ЧП, что следует из самой природы действия пленкообразующей добавки к смазочному материалу [5].

На основании полученных экспериментальных результатов и приведенных теоретических рассуждений может быть сделан вывод о существенном положительном влиянии пленкообразующей добавки к маслу на износостойкость червячной пары и соответствующем увеличении ее ресурса по критерию изнашивания.

Библиографический список

1. **Детали** машин / под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. 520 с.

2. **Павлов В.Г.** Ресурс работы червячной передачи по критерию износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 5. С. 44—48.

3. **Андриенко Л.А., Вязников В.А.** Ресурс работы червячной передачи по критерию изнашивания // Известия вузов. Машиностроение. 2011. № 4. С. 3—6.

4. **Поляков С.А., Бурумкулов Ф.Х., Куксенова Л.И.** Оценка работоспособности трибосистем на основе экстремальных показателей их динамической адаптации // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009. № 10. С. 12—17.

5. **Поляков С.А., Захаров М.Н., Лычагин В.В., Гончаров С.Ю.** Влияние пленкообразующих смазочных материалов на адаптивность червячных передач // Вестник машиностроения. 2015. № 11. С. 37—39.

УДК 331.101.6:629.5.024

А.Я. Розинов, *д-р техн. наук,* **А.Ю. Бескровный**
(АО "Корпорация "Оборонные технологии", Санкт-Петербург)
Тел. 8(812) 532-77-42

Диагностика целесообразности комплексного применения средств технологического оснащения сборки при постройке корпусов судов

Проанализированы конструктивно-технологические особенности соединений судовых корпусных конструкций. Исследованы статические и динамические нагружения рук работающего человека, связанные с переносом, удержанием и приводом в действие средств технологического оснащения. Определены их допустимые соотношения, на основе чего установлены предельно допустимые массы средств технологического оснащения для выполнения соединений судовых корпусных конструкций, расположенных в различном пространственном положении. Приведены результаты физиологических исследований энергетических затрат, связанных с выполнением производственных операций, а также представлен критерий распределения энергетических затрат во времени, обеспечивающий исключение тяжелого ручного труда. Представлены математические зависимости, характеризующие механику выполнения сборки с применением сборочного клина, винтового прижима и гидравлического домкрата с ручным приводом, а также показатели выполняемой ими работы и соответствующих энергетических затрат. Обоснована необходимость использования механизированных средств технологического оснащения.

The structural and technological features of the connections of ship structures are analyzed. Statical and dynamical loading of working hands performing technique tools carrying, holding and driving are investigated. Was found out permissible statical and dynamical loading ratio and were determined weight limits for technique tools essential to joint hull elements situated in distinct position. Present article sets physiological researches' results for energy expenditures associated with production operations as well as gives a criteria for energy expenditures allotment in time which would help to avoid hard manual work. The article lists mathematical relation, characterising assembly mechanics when operating assembly wedge, screw stop and hydraulic jack with a manual drive of an employed pump, as well as its performance rate and related energy expenditures. It is justified to implement such mechanical means of technique tools as hydropneumatic and air-mechanical jacks.

Ключевые слова: соединения, степень доступности, положение в пространстве, статическое и динамическое нагружение, допустимая масса, физиология труда, энергетические затраты, распорная сила, силовая схема, сборочный клин, нажимной винт, осевая сила, резьба, поршень, рычаг, разностенность, сборочные силы.

Keywords: junctions, accessibility degree, position, statical and dynamical loading, permissible mass, labor physiology, expenditure of energy, thrust stress, power pattern, assembly wedge, adjusting screw, axial thrust, screw lead, piston, arm, operation, thickness variation, assembly efforts.

Постройка корпусов судов связана со сборкой соединений судовых корпусных конструкций. Конструктивно-технологические особенности таких соединений характеризуются показателями, представленными в табл. 1.

Неограниченными для доступа к местам выполнения сборки считаются соединения, которые при постройке корпусов судов могут обслуживаться крановым оборудованием построечного места, не закрываются лесами или конструкциями строящегося корпуса судна. К частично-ограниченным для доступа отнесены соединения судовых корпусных конструкций, которые в процессе постройки судового

Таблица 1

Конструктивно-технологические показатели выполняемых соединений судовых корпусных конструкций

Показатель	Относительная протяженность соединений, %
Положение в пространстве:	
нижнее	31...47
вертикальное	19...42
потолочное	17...34
Степень доступности:	
неограниченные для доступа	8...18
частично ограниченные для доступа	77...86
труднодоступные	2...10

корпуса располагаются в отсеках строящихся корпусов судов либо находятся на днищах судовых корпусов и под настилами лесов, поэтому недоступны для применения подъемных кранов, однако могут быть выполнены в удобных для работы позах, позволяющих работающему стоять в полный рост. К труднодоступным отнесены соединения, при выполнении которых рабочие должны осуществлять операции сборки в неудобных позах (согнувшись, на коленях, на корточках, лежа), снижающих производительность труда на 50...70 % по сравнению с производительностью сборочных работ в местах с неограниченным доступом.

С учетом того, что соединения судовых корпусных конструкций расположены в различных пространственных положениях, использование для их сборки средств технологического оснащения оказывается связанным с переносом этих средств к месту выполнения сборочных работ (статическое нагружение работающих рук), а также поднятием, установкой и приводом в действие средств технологического оснащения на месте выполнения сборки (динамическое нагружение работающих рук). При статической нагрузке мышцы рук человека утомляются быстрее, чем при их динамической нагрузке. В то же время при подъеме и опускании используемых средств технологического оснащения предельно допустимое динамическое нагружение мышц рук работающего человека не бывает постоянным и изменяется соответственно положению удерживаемого средства технологического оснащения относительно высоты тела. Предельно допустимое статическое нагружение мышц рук работающего человека соответствует 10...30 % динамических нагружений мышц работающих рук при различных положениях в пространстве используемых средств сборки. В табл. 2 приведены показатели предельно допустимых нагрузок на одну руку при выполнении сборки соединений судовых корпусных конструкций в процессе постройки корпусов судов.

Врачи, контролирующие спортивные нагружения, установили, что при подъеме и удержании груза суммарная сила обеих рук составляет в среднем 140...145 % суммарных сил, которые способна создать каждая рука по отдельности. Таким образом, при различных положениях в пространстве поднимаемого груза (относительно высоты тела работающего) предельно допустимыми являются следующие статические нагрузки при одновременной работе обеих рук: над головой — 40 Н, на уровне плеч — 70 Н, на уровне пояса — 50 Н, при опущенных руках — 150 Н.

Для обеспечения нормальных условий, исключающих тяжелый ручной труд, масса средств технологического оснащения, необходимых для сборки, не должна превышать 8 кг, и только в отдельных (технологически необходимых) случаях могут применяться средства технологического оснащения массой не более 15 кг.

Физиологами труда установлено, что в каждом случае выполнения производственных процессов технологически необходимые средства их осуществления следует выбирать с таким расчетом, чтобы при обеспече-

Таблица 2

Предельно допустимые нагрузки при работе одной рукой

Положение работающей руки	Предельно допустимые нагрузки, Н	
	Динамические	Статические
Опущена вниз	450	140
Согнута под прямым углом на уровне пояса	150	45
Поднята до уровня плеча	230	70
Поднята над головой	120	35

нии необходимой производительности труда снижалась степень вредного воздействия факторов, влияющих на жизнедеятельность, здоровье и работоспособность человеческого организма.

Согласно исследованиям физиолога труда Г. Лемана величина мышечных усилий, развиваемых организмом человека, определяется не количеством механической работы, выполненной за определенное время, а затраченной за это время энергией. Однозначной взаимосвязи между величиной механической работы и затраченной при этом энергией человеческого организма не существует. Механический коэффициент тепловыделения, выражающийся для машин и механизмов в виде соотношения 1 кал = 4270 Н·см, не определяется при работе человеческого организма аналогичным соотношением. Из-за сопутствующих движений собственного тела и влияния статических элементов мышц, коэффициент полезного действия мышечной работы колеблется в пределах 1,2...34 %. Поэтому ручной труд производственных процессов оценивают количеством затраченной энергии и степенью напряжения мышечного аппарата работающего.

Фактически наивысшее энергопотребление при выполнении производственных процессов с использованием средств технологического оснащения, имеющих ручной привод действия, составляет порядка 6000 ккал. Однако столь высокие энергозатраты ведут к интенсивному истощению человеческого организма при одновременных потерях массы человеческого тела, которые составляют в течение одних суток 0,3...0,7 кг.

Поэтому верхний предел суточных энергозатрат человека, исключающих опасности перенапряжения при выполнении ежедневной производственной работы, — 4500 ккал/сут. При этом на долю работы средствами технологического оснащения с ручным приводом действия должно приходиться 2500 ккал/смена, 275 ккал/ч, 4,6 ккал/мин.

При нормальной работе, обеспечивающей прогрессивную производительность труда, мужчина не должен расходовать более 3,7 ккал/мин, а женщина — 3 ккал/мин. В условиях ручного труда, обеспечивающего выполнение процессов изготовления судовых конструкций, ежеминутный расход энергии, согласно действующим санитарным нормам, должен составлять не более 2,5 ккал/мин. Указанные нормы позволяют выполнить диагностику целесообразности применения средств технологического оснащения сборки при постройке корпусов судов.

При современной постройке корпусов судов до сего времени для выполнения соединений судовых корпусных конструкций используют средства технологического оснащения с ручным приводом, к их числу относят сборочные клинья, забиваемые вручную кувалдой, приспособления с завинчиваемыми вручную нажимными винтами и прижимы с ручными гидравлическими насосами.

Для сборки соединений судовых корпусных конструкций обычно применяют односторонние клинья, при забивании которых выполняют работу $A_к$, затрачиваемую на создание распорной силы $P_к$ в целях ликвидации разностенности Δ соединяемых элементов корпусных конструкций. Работа определяется выражением, Н·м:

$$A_к = \left[1 + \operatorname{ctg}\alpha_к \left(f_1 + f_2\right)\right] P_к \Delta, \qquad (1)$$

где $\alpha_к$ — угол заострения клина, град;

f_1 и f_2 — коэффициенты трения материала клина по материалу элементов корпусных конструкций.

Соответственно силовой схеме действия клиньев, значение работы $A_к$ численно равно суммарной кинетической энергии $N_к$ ударов используемой кувалды, характеризующейся формулой:

$$N_к = \frac{2\left[1 + \operatorname{ctg}\alpha_к \left(f_1 + f_2\right)\right]\left(m_1 + m_2\right)}{m_1^2 U_0^2} P_к \Delta, \qquad (2)$$

где m_1 и m_2 — массы кувалды и клина соответственно;

U_0 — скорость кувалды при ударе по клину.

При использовании приспособлений с нажимными винтами энергозатраты определяются работой общего числа поворотов винта, т.е. моментом сил на рукоятке винта $M_{рук}$, Н·м:

$$M_{рук} = P_в \operatorname{tg}\left(\alpha_в + \alpha_{тр}\right)\frac{d_{ср}}{2} + \frac{1}{4} f_{тр} P_в \left(d_{оп} + d_{ср}\right), \qquad (3)$$

где $P_в$ — осевая сила на нажимном винте, Н;

$\alpha_в$ — угол наклона резьбы нажимного винта, °;

$\alpha_{тр}$ — угол трения на резьбе, °;

$d_{ср}$ — средний диаметр резьбы нажимного винта, м;

$f_{тр}$ — коэффициент трения материала винта по материалу опорной пяты;

$d_{оп}$ — диаметр опорной поверхности нажимного винта, м.

Соответственно условиям самоторможения $\alpha_{тр} = 5°42'$, при этом $f_{тр} = 0{,}2$ и конструктивно $d_{оп} = (0{,}6...0{,}7)\alpha_{ср}$, поэтому работа $A_в$, выполняемая при использовании винтовых приспособлений, Н·м:

$$A_в = \frac{\pi d_{ср}\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_в + 5°42'\right) + 0{,}17\right]}{h_в} P_в \Delta, \qquad (4)$$

где $h_в$ — шаг нажимного винта, м.

В целях существенного сокращения энергозатрат ручного труда при выполнении сборки соединений судовых корпусных конструкций используют сборочные устройства, обеспечивающие силовое воздействие на соединяемые элементы корпусных конструкций с помощью прижимов с ручными гидравлическими домкратами.

При использовании прижимов с гидравлическими домкратами, создаваемая ими сборочная сила передается на соединяемые элементы судовых корпусных конструкций через плунжер гидравлического домкрата, приводимого в действие рукояткой насоса. Эта рукоятка, связанная с поршнем насоса, образует рычаг первого или второго рода. Число качаний рукоятки гидравлического насоса $N_д$, необходимое для создания силы $P_д$, обеспечивающей соединение элементов судовых корпусных конструкций, определяется выражением:

$$N_д = 6{,}37 \frac{k_д^2}{r_н d_н^2 [\sigma] \sin\frac{\alpha_н}{2}} P_д \Delta, \qquad (5)$$

где $r_н$ — длина рукоятки насоса, равная расстоянию между осью вращения и местом ее скрепления с плунжером гидравлического насоса, м;

$d_н$ — диаметр поршня гидравлического насоса, м;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала, из которого изготовлен плунжер гидравлического домкрата, Па;

$\alpha_н$ — угол сектора поворота рукоятки насоса при перекачивании масла в гидродомкрат, °;

$k_д$ — коэффициент соотношения диаметра поршня гидродомкрата и диаметра его плунжера.

В процессе перекачивания масла совершается работа $A_д$, необходимая на создание в гидравлическом домкрате рабочего давления жидкости, преодоление сопротивлений этой жидкости при ее обратном вытекании и преодоление трения в уплотнениях насоса и гидравлического домкрата, Н·м:

$$A_д = 440 \frac{k_д^2 \alpha_н r_р}{360° r_н d_н^2 [\sigma] \sin\frac{\alpha_н}{2}} P_д \Delta, \qquad (6)$$

где $r_р$ — длина рукоятки гидравлического насоса от оси вращения до места приложения усилия руки, м.

Составная часть результирующих выражений (2), (4) и (6) — разностенность Δ соединяемых элементов судовых корпусных конструкций и сборочных сил, создаваемых клином $P_к$, нажимным винтом $P_в$ и гидравлическим домкратом $P_д$.

Путем замеров и по результатам статистической обработки установлено, что наибольшие относительные отклонения (разностенности) соединяемых элементов судовых корпусных конструкций характеризуются данными графика, представленного на рис. 1.

При этом в процессе выполнения соединений элементов судовых корпусных конструкций затрачиваются сборочные силы, величина которых характеризуется графиком, приведенном на рис. 2.

Согласно данным физиологов труда, на каждый удар кувалдой затрачивается по 545 кал,

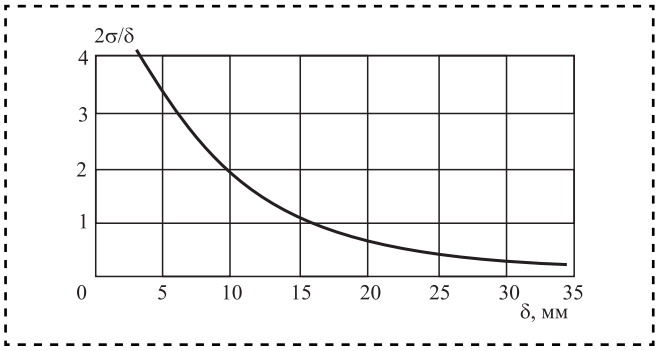


Рис. 1. Наибольшие относительные отклонения (разностенности) соединяемых элементов судовых корпусных конструкций:

σ — среднее квадратическое отклонение соединяемых элементов; δ — толщина соединяемых элементов, мм

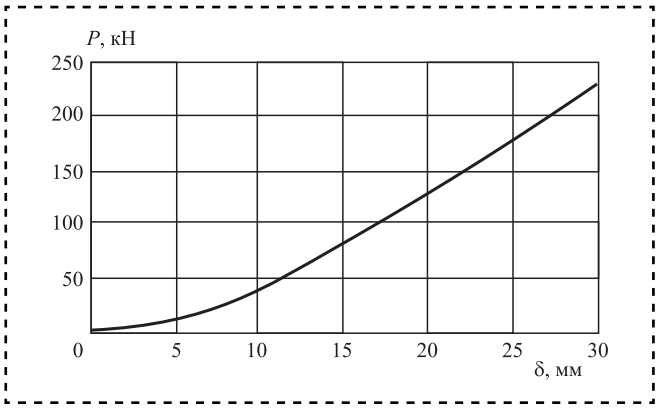


Рис. 2. Сборочные силы при выполнении соединений элементов судовых корпусных конструкций

при использовании нажимных винтов на преодоление 10 Н·м расходуется до 10 кал, а на преодоление 10 Н·м рукояткой гидравлического насоса затрачивается до 30 кал. С учетом графиков на рис. 1 и 2, на основе выражений (2), (4) и (6) рассчитаны общие энергозатраты процесса сборки соединений элементов судовых корпусных конструкций с применением различных средств сборки с ручным приводом действия. Исходя из нормального расхода общих энергозатрат, составляющего 3,7 ккал/мин, построен график продолжительности сведения монтажных кромок этих конструкций при помощи клина $T_к$, винта $T_в$ и гидравлического прижима с ручным приводом $T_д$ (рис. 3).

Из сопоставления графиков, приведенных на рис. 2 и 3, следует, что при энергетических

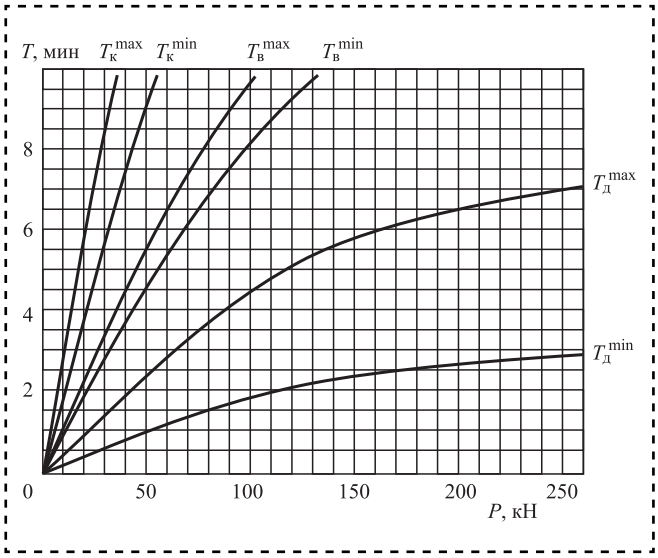


Рис. 3. Продолжительность выполнения соединений элементов судовых корпусных конструкций при помощи различных средств сборки с ручным приводом

затратах ручного труда, составляющих не более 3,7 ккал/мин целесообразно применять средства технологического оснащения:

— с нажимным клином, забиваемым кувалдой, для выполнения соединений элементов судовых корпусных конструкций толщиной не более 10 мм;

— с завинчиваемыми вручную нажимными винтами, для выполнения соединений элементов судовых корпусных конструкций толщиной до 15 мм;

— с ручными гидравлическими насосами, для выполнения соединений элементов судовых корпусных конструкций толщиной не более 20 мм.

Для выполнения соединений элементов судовых корпусных конструкций большей толщины следует использовать средства технологического оснащения, исключающие затраты ручного труда за счет применения механизированного привода силовых элементов, каковыми являются гидравлические домкраты или нажимные винты, приводимые в действие сжатым воздухом. Примером указанных средств технологического оснащения служат домкраты пневмогидравлического и пневмомеханического действия.

Отличительная черта домкратов пневмогидравлического действия — наличие поршневого пневматического двигателя с гидравлическим насосом и гидравлического домкрата. Домкраты пневмогидравлического действия состоят из пневматического двигателя с поршнем *10* и плунжером масляного насоса *9*, клапанного блока с всасывающим клапаном *8*, нагнетательным клапаном *7* и переливным краном *6*, масляного бачка с компенсационным поршнем *5*, силового домкрата *2* с поршнем *3*, силовым плунжером *1* и предохранительным клапаном *4* (рис. 4).

Работа пневмогидравлического привода обеспечивает передачу давления сжатого воздуха на поршень гидравлического насоса, плунжер которого, перемещаясь, создает необходимое гидравлическое (масляное) давление, воздействующее на поршень гидравлического домкрата, чем создается необходимая сборочная сила.

Домкраты пневмомеханического действия, включающие ротационный пневматический двигатель и вращательно-импульсный преобразователь (рис. 5), состоят из пневматиче-

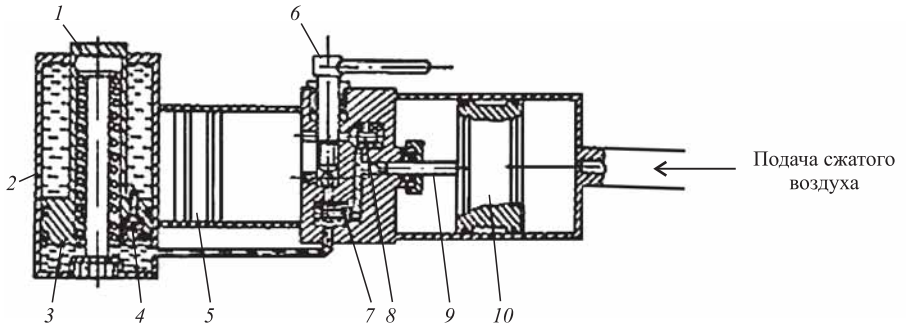


Рис. 4. Схема домкрата пневмогидравлического действия

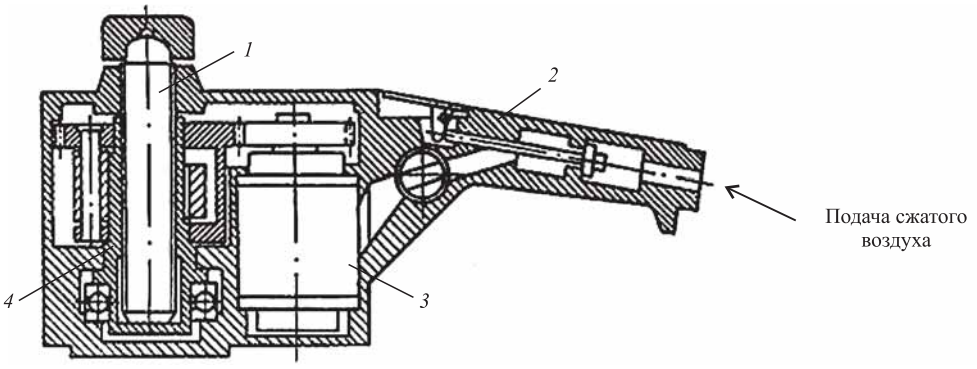


Рис. 5. Схема домкрата пневмомеханического действия

ского двигателя *3*, вращательно-импульсного преобразователя *4* с молотком, охватывающим наковальню, а также пусковой рукоятки *2* и грузового винта *1*.

Работа пневмомеханического привода основана на том, что сжатый воздух попадает в ротационный двигатель ударно-вращательного устройства. При этом вращение ротора ударно-вращательного устройства передается через редуктор вращательно-импульсному преобразователю, который обеспечивает создание необходимых сборочных сил.

Выполненным исследованием установлена целесообразность комплексного применения средств технологического оснащения сборки при постройке корпусов судов.

Библиографический список

1. **Адлерштейн Л.Ц., Розинов А.Я., Соколов В.Ф., Шраерман М.Р.** Постройка корпусов судов на стапеле. Ленинград: Судостроение, 1977. 300 с.

2. **Корюкаев Ю.С.** Физиологические основы рационализации режимов труда и отдыха. Ленинград: Судостроение, 1969. № 6. С. 51—55.

3. **Леман Г.** Практическая физиология труда: пер. с нем. М.: Медицина, 1967. 680 с.

4. **Марутов В.А., Павловский С.А.** Гидроцилиндры. М.: Машиностроение, 1966. 280 с.

УДК 621.735.016.2

М.Ш. Мигранов, *д-р техн. наук,* **А.М. Мигранов, В.Р. Мухамадеев, С.Р. Шехтман,** *д-р техн. наук*
(Уфимский государственный авиационный технический университет)
E-mail: migmars@mail.ru

Исследование износостойкости материалов и покрытий для металлорежущего инструмента

Представлены результаты экспериментальных исследований триботехнических характеристик (прочность адгезионных связей, износостойкость и т.д.) спеченных инструментальных материалов, дополнительно легированных присадками, и многослойных композиционных износостойких покрытий, позволяющих за счет формирования вторичных структур при трении существенно повысить эксплуатационные свойства режущего инструмента для лезвийной обработки резанием.

The results of pilot studies of tribotechnical characteristics (durability of adhesive communications, wear resistances, etc.) of the baked tool materials which are in addition alloyed by additives and multilayered composite wearproof coverings, allowing due to formation of secondary structures at friction are presented it is essential to increase operational properties of the cutting tool for processing by cutting.

Ключевые слова: износостойкие покрытия, спеченные порошковые инструментальные материалы, триботехнические характеристики, вторичные структуры, износ, режущий инструмент.

Keywords: wearproof coverings, baked powder tool materials, tribotechnical characteristics, secondary structures, wear, cutting the tool.

Повышение эффективности механической обработки резанием — актуальная задача машиностроительного производства, где наиболее слабое звено — режущий инструмент, так как именно инструмент в значительной мере определяет полноту использования технических возможностей современных мехатронных систем, оснащенных высокоскоростным оборудованием с дорогостоящим микропроцессорным управлением (ЧПУ и АдСУ), а также сроки их окупаемости [1—6]. Поэтому проблема совершенствования режущего инструмента актуальна. Вместе с тем в настоящее время в машиностроении еще не нашли широкого применения инструментальные материалы и покрытия с регулируемой адаптацией поверхностей трения (РАПТ), которые с учетом условий резания (управляемой переменности элементов режима резания, СОТС и др.) позволяют повысить износостойкость инструмента за счет протекания неравновесных процессов при трении в процессе резания металлов [1, 4—6]. Связано это с недостаточной изученностью вопросов по структурно-фазовой адаптации приповерхностных слоев на подвижном фрикционном контакте инструмент — деталь, что затрудняет практическое использование этого явления для решения конкретных технологических задач.

Основные явления при трении концентрируются в тонком приповерхностном слое [3—6]. Представляют научный и практический интерес термодинамические аспекты состояния этого слоя и связь изнашивания с этим состоянием. Любая трибосистема — это открытая неравновесная термодинамическая система, подчиняющаяся принципу вторичной диссипативной гетерогенности, согласно которому в процессе трения происходят явления структурной приспосабливаемости (адаптации) контактирующих материалов, при которых все виды взаимодействия тел локализуются в тонко-

пленочном объекте — вторичных структурах (ВС). В соответствии с этим принципом ВС необходимы для рассеяния энергии при ее переходе из зоны трения в трущиеся тела, причем рассеяние энергии должно происходить с наименьшей скоростью прироста энтропии. Вторичные структуры выполняют защитные функции, ограничивая распространение взаимодействия внутри трущихся тел и снижая интенсивность этого взаимодействия.

Для исследований выбраны характерные представители обрабатываемых материалов, обладающие существенно различными физико-механическими свойствами, химическим и структурно-фазовым составами: конструкционные и коррозионно-стойкие стали, а также жаропрочные и жаростойкие сплавы. В качестве инструментальных материалов выбраны широко используемые в современном машиностроительном производстве быстрорежущие стали и твердые сплавы группы ВК, ТК и ТТК.

При натурных испытаниях использовали четырехгранные пластины (12×12 мм) и цельные резцы, фрезы и сверла. Цилиндрическое фрезерование осуществляли концевыми фрезами как из быстрорежущей стали, так и из твердосплавного материала (d = 12; 13 мм; z = 4; 5), а торцевое фрезерование — однорезцовыми фрезами (d = 90 мм), оснащенными четырехгранными пластинами.

Представлены два подхода воздействия на условия трения при резании металлов путем дополнительного легирования самоорганизующихся инструментальных материалов (СПИМ) нового поколения на основе быстрорежущей стали.

Первый подход предполагает снижение уровня триботехнических характеристик благодаря уменьшению коэффициента трения при рабочих температурах. Установлено, что СПИМ на основе быстрорежущей стали, легированные карбидом титана, обладают высокой износостойкостью и их можно классифицировать как новый класс самоорганизующихся инструментальных материалов. В частности, к таковым можно отнести СПИМ, содержащие в качестве твердой основы карбид титана, а быстрорежущую сталь Р6М5 — как связующее (СПИМ + 20 % TiC). При помощи сканирующей оже-электронной спектроскопии (ОЭС) и ВИМС обнаружено, что в процессе резания карбиды титана превращаются в тонкие поверхностные пленки в виде соединения титана с кислородом [4]. Это значительно улучшает фрикционные свойства при рабочих температурах резания и повышает износостойкость режущего инструмента (рис. 1).

Суть второго подхода легирования состоит в повышении экранирующего эффекта с помощью устойчивой высокопрочной ВС (простых и сложных кислородосодержащих фаз на основе титана и бора), появляющейся на поверхности инструмента, что достигается, например, с помощью дополнительной присадки 2 % BN. Дополнительная присадка 5 % Al_2O_3 практически не повлияла на состав ВС. Легирование осуществляли не добавлением того или иного элемента, а добавлением

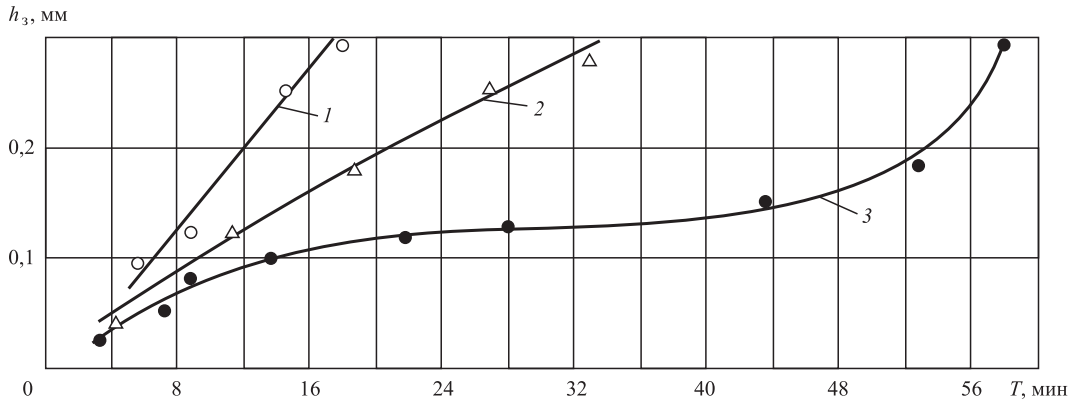


Рис. 1. Влияние времени обработки на износ режущего инструмента по задней поверхности инструмента при точении стали 45 (180...200 НВ), v = 60 м/мин; t = 0,5 мм; S = 0,2 мм:
1 — Р6М5; *2* — Р12М3Ф2К5; *3* — СПИМ (Р6М5 + 20 % TiC)

соединений нужной плотности и неустойчивости при рабочих температурах, что позволило использовать соединения в относительно небольших количествах, с минимально возможным воздействием на качество объема. Применение обоих принципов дает возможность значительного увеличения износостойкости инструмента (например, с помощью присадки 20 % TiCN) (рис. 2).

Дальнейшее совершенствование режущих инструментов — нанесение на их рабочие поверхности многослойных износостойких покрытий. При этом каждый слой такого покрытия должен формироваться с учетом изменения механизма изнашивания в периоды приработочного, нормального (устойчивого) и катастрофического износа. Состояние поверхности подложки перед нанесением твердых покрытий влияет на прохождение нормальной стадии износа инструмента и на прочность сцепления с подложкой. Исследовано влияние 16 химических элементов и четырех антифрикционных материалов, имплантированных в подложку, на износостойкость резца из быстрорежущей стали с (Ti, Cr)N-покрытием поверхности.

Установлено, что компромисс между высокой износостойкостью и надежностью достигается в многослойном покрытии, нанесенном на подложку, обогащенную индием. Индий

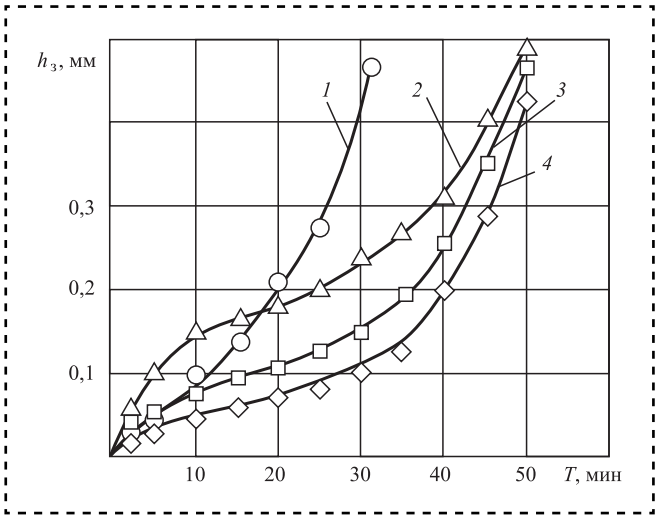


Рис. 2. Влияние времени обработки на износ концевой фрезы диаметром 12 мм по задней поверхности:
1 — СПИМ (Р6М5 + 20 % TiC); *2* — СПИМ (Р6М5 + 20 % TiC + 2 % BN); *3* — СПИМ (Р6М5 + 15 % TiC + 5 % Al_2O_3); *4* — СПИМ (Р6М5 + 20 % TiCN) (обрабатываемый материал — сталь 40Х; v = 65 м/мин; $S_м$ = 63 мм/мин; t = 3 мм; b = 10 мм)

присутствует в нижнем слое покрытия как в металлическом, так и в связанном состояниях (In—N). Положительное воздействие индия на износостойкость связано с двумя типами явлений, возникающих на трущейся поверхности. Индий при нагреве в процессе резания частично переходит в жидкое состояние и частично окисляется (о чем свидетельствуют данные металлографических исследований). Жидкая фаза как смазка ведет к уменьшению коэффициента трения. Кислородсодержащие фазы, защищающие поверхность, способствуют продлению стадии нормального износа, значительно повышая износостойкость инструментов.

Для исследования возможности снижения приработочной стадии изнашивания быстрорежущую сталь Р6М5 упрочняли по "дуплексной" технологии (ионное азотирование, а за ним — TiN-покрытие). "Дуплексное" покрытие затем модифицировано нанесением на поверхность ПФПЭ (перфторполиэфир Z-DOL) слоя.

Исследован процесс самоорганизации такого покрытия, который происходит во время обработки металлов резанием на стадии приработочного износа поверхности режущего инструмента. Установлено, что при этом происходят одновременно следующие явления:

— трибораcщепление (распад) тонкого поверхностного слоя;

— формирование устойчивого аморфноподобного защитного слоя (типа Ti—O и Ti—F) на инструментальной поверхности.

Процессы самоорганизации способствуют улучшению износостойкости во время приработочной стадии износа, что ведет к повышению в 2—3 раза износостойкости резцов и концевых фрез.

В последнее время все большее применение в технике получают нанотехнологии, повышающие эксплуатационные качества изделий. Выявлено, что основное преимущество метода физического осаждения покрытия (ФОП) с магнитно-дуговой фильтрацией (МДФ) состоит в значительном измельчении зерна, которое ведет к формированию нанокристаллических структур (с размером зерна примерно 60...80 нм) покрытий. Данный метод позволяет повысить износостойкость покрытий из композита нитрида титана и алюминия (TiAl)N в условиях высокоскоростной обработки, когда преобладает окислительный износ режущего инструмента (рис. 3).

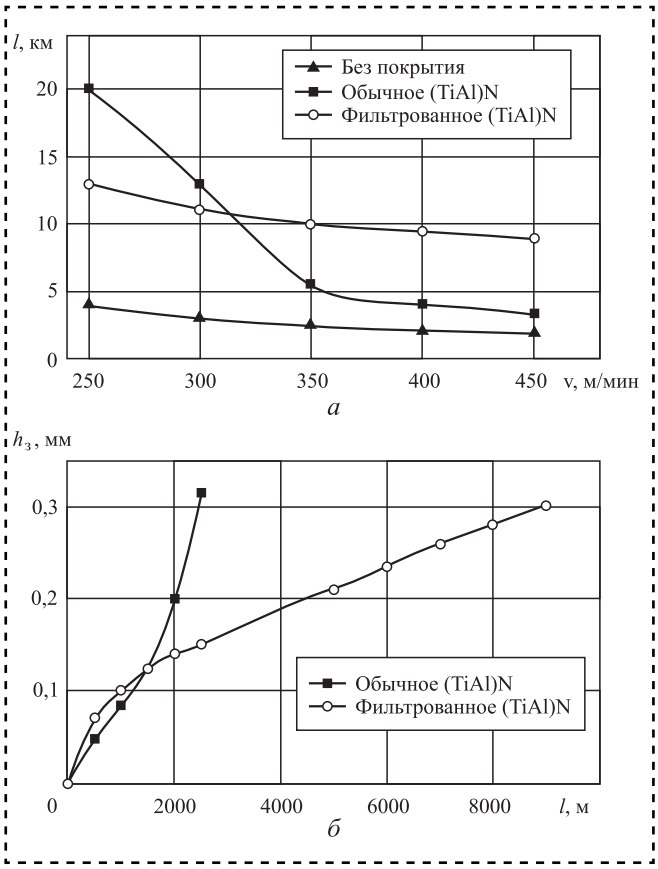


Рис. 3. Результаты стойкостных исследований при точении стали 40Х резцами ТТ8К6 с различными покрытиями (S = 0,11 мм/об; t = 0,5 мм):
а — влияние скорости резания на путь резания (при $h_з$ = 0,3 мм); *б* — влияние пути резания на износ инструмента по задней поверхности (при v = 450 м/мин)

Образование пленок оксида алюминия на поверхности резца значительно изменяет тепловые потоки и отвод тепла в стружку. На изображении поперечных сечений стружек после сканирования на электронном микроскопе можно выделить три различные зоны. Динамическая рекристаллизация контактной области стружки происходит во время резания [3, 4]. Большая часть теплового потока, которая переходит в стружку, вызывает интенсивную рекристаллизацию материала в этой зоне, что находит свое выражение в укрупнении зерен стружки внутри приконтактной зоны.

Установлено, что СПИМ на основе быстрорежущей стали, дополнительно легированные карбидом титана, обладают высокой износостойкостью и могут рассматриваться как новый класс самоорганизующихся инструментальных материалов. Оптимальное сочетание прочности и надежности (характеризующиеся высокой адгезией покрытия (TiCr)N к подложке) проявляется в многослойном покрытии с нижним слоем, обогащенным индием. Многослойные покрытия, включающие ионное азотирование нижнего слоя из быстрорежущей стали с последующим нанесением ФОП TiN-покрытия, верхний слой которого модифицирован с помощью ПФПЭ (перфторполиэфира), обеспечивают высокую износостойкость режущего инструмента. Основное преимущество МДФ при нанесении покрытия методом ФОП — значительное измельчение зерен (TiAl)N, которое приводит к образованию поверхностного слоя с размером зерен около 60...80 нм и обеспечивает возможность использования режущего инструмента с таким покрытием в условиях высокоскоростной обработки резанием, при этом оксидные слои, которые образуются на поверхности нанокристаллических фильтрованных (TiAl)N-покрытий, в основном состоят из защитных тонких пленок, подобных оксиду алюминия.

Библиографический список

1. **Верещака А.С.** Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.

2. **Шустер Л.Ш.** Адгезионное взаимодействие твердых металлических тел. Уфа: Гилем, 1999. 199 с.

3. **Characteristic** features of alloying HSS — based deformed compound powder materials with consideration for tool self-organization at cutting / G.S. Fox-Rabinovich and other // Wear. 1997. Vol. 206. 214 p.

4. **Криони Н.К., Мигранов М.Ш.** Покрытия и смазки для высокотемпературных трибосопряжений. М.: Инновационное машиностроение, 2016. 327 с.

5. **Vereschaka A.A., Migranov M.S.** Study of wear resistance of sintered powder tool materials // Advanced Materials Research. 2014. Vol. 871. P. 159—163.

6. **Vereschaka A., Migranov M., Vereschaka A., Sharipov O.** Study of wear of tools made of pressed and sintered heterogeneous composite powder materials based on HSS with high melting point compounds // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2015. Vol. 10. № 20. P. 9282—9286.

УДК 621.5

Б.М. Эрлих, *канд. техн. наук*
(Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН)
E-mail: uliaerlich@mail.ru

Применение общей процедуры параметрического и силового гашения фрикционных колебаний в системах с нелинейными силами

Рассмотрена общая процедура параметрического или силового воздействия при гашении автоколебаний в системах с нелинейными силами. Она может использоваться для разработки и проектирования активных автоколебательных систем. Введение активного виброгасящего параметрического или силового воздействия обеспечивает снижение амплитуды колебаний. Частота параметрического или силового возмущения в этой процедуре в случае необходимости может отличаться от частоты колебаний собственно механизма. Приведены расчеты для параметрического и силового гашения колебаний, подтверждающие эффективность процедуры.

The general procedure of parametric or force action for quenching self-oscillations in systems with nonlinear forces. It can be used to develop and design active self-oscillating systems. The introduction of an active vibration damping parametric and force effect provides a reduction in the amplitude of the oscillations. The frequency of the parametric and force disturbance in this procedure, if necessary for a number of reasons, may differ from the frequency of the oscillations of the mechanism itself.

Calculations ara given for parametric and force vibration damping that confirm the effectiveness of the procedure.

Ключевые слова: фрикционные колебания, параметрическое воздействие, силовое воздействие, интенсивность колебаний, линеаризация, нелинейность типа сухого трения, нелинейность кубического типа, нелинейность квадратичного типа.

Keywords: friction oscillations, parametric action, force action, intensity of oscillation, linearization, nonlinearity of dry friction type, nonlinearity of cubic type, nonlinearity of quadratic type.

В современной теории механизмов и машин актуальна задача снижения их виброактивности, источником которой является действие нелинейных сил: сил трения, внешних периодических возмущающих сил, параметрических периодических возмущений и т.д.

На основе работ [1—3] рассмотрена общая процедура синтеза одномассовых автоколебательных систем при использовании параметрического и силового воздействия. В работе [3] приведены варианты процедуры для гашения колебаний в системах с нелинейными силами с использованием параметрического и силового воздействия. В этих процедурах частота возмущения совпадает с частотой колебаний собственно механизма. Однако частота параметрического и силового возмущения в силу ряда причин может отличаться от частоты колебаний собственно механизма, например, когда она соответствует резонансным колебаниям в элементах машин, соседствующих с механизмом, или она соответствует шумовому эффекту. Поэтому изучен случай несовпадения собственной частоты колебаний и частоты параметрического и силового воздействия.

Уравнение динамики для таких систем с учетом применения параметрического и силового воздействия имеет общий вид:

$$\ddot{x} + \omega_0^2\left(1 + \mathrm{v}\left(x,\ \dot{x}\right)\right)x + f\left(x,\ \dot{x}\right) = u\left(x,\ \dot{x}\right), \qquad (1)$$

где ω_0^2 — линейная составляющая упругой силы;

$f(x, \dot{x})$ — функция линейной и нелинейных составляющих упругой и диссипативной сил;

$\mathrm{v}(x, \dot{x})$ — закон параметрического воздействия;

$u(x, \dot{x})$ — закон силового воздействия.

Для расчета интегральной интенсивности параметрического воздействия $\mathrm{v}(x, \dot{x})$ используется формула:

$$I\mathrm{v} = \int_0^T \left(\omega_0^2 \mathrm{v}(x, \dot{x})\, x\right)^2 dt. \qquad (2)$$

Интегральную интенсивность силового воздействия $u(x, \dot{x})$ находим из выражения:

$$Iu = \int_0^T \left(u(x, \dot{x})\right)^2 dt. \qquad (3)$$

Формулы (2), (3) необходимы для сравнительной оценки влияния различных параметров законов параметрического и силового воздействия на их интенсивность.

Рассмотрим варианты процедуры для гашения колебаний в системах с нелинейными силами с использованием параметрического и силового воздействий. В качестве примера проверки работоспособности предлагаемой методики приведены три варианта нелинейных сил:

1. Система с линейной упругостью и силой отрицательного сухого (кулоновского) трения.

2. Автоколебательная система со структурой, соответствующей уравнению Рэлея.

3. Механическая система с широко распространенной нелинейностью турбулентного типа, описываемой в виде двучленной зависимости от скорости.

Общий вид законов воздействия при заданной частоте ω, обеспечивающий гашение колебаний в системах с нелинейными силами:

$$\mathrm{v}(x, \dot{x}) = \\ = \frac{2}{\omega_0^2 A^2}\left[\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\left(\frac{\dot{x}^2}{\omega^2} - x^2\right) - 2 f_2(A)\, x \frac{\dot{x}}{\omega}\right]; \qquad (4)$$

$$u(x, \dot{x}) = \left(\omega_0^2 - \omega^2\right) x + f_2(A)\frac{\dot{x}}{\omega}, \qquad (5)$$

где $f_2(A)$ — коэффициент гармонической линеаризации функции $f(x, \dot{x})$ параметром A.

Условия $\omega_0 = \omega$, $f_2(A) = 0$ позволяют определить параметр A^*, при котором отсутствует параметрическое и силовое воздействия. Как правило, существует минимально возможная амплитуда $A_{\min}$ при применении параметрического или силового воздействия.

Значения параметра в диапазоне $A_{\min} < A < A^*$ позволяют учесть два фактора: уменьшение амплитуды колебаний и рост интегральной интенсивности воздействий.

1. Автоколебательная система с линейной упругостью и силой отрицательного сухого (кулоновского) трения.

Неизвестные функции уравнения (1) принимают вид:

$$f(x, \dot{x}) = 2k\dot{x} - \mu\,\mathrm{sign}(\dot{x}),$$

где $2k\dot{x}$ — линейная составляющая диссипативной силы с коэффициентом k;

$-\mu\,\mathrm{sign}(\dot{x})$ — сила отрицательного сухого трения с коэффициентом μ;

$f_2(A) = 2k\omega - \dfrac{4\mu}{\pi A}$ — коэффициент гармонической линеаризации.

Уравнение системы (1) и общий закон воздействия для варианта 1 преобразуются к виду:

для параметрического воздействия ($u = 0$)

$$\ddot{x} + 2k\dot{x} + \omega_0^2[1 + \mathrm{v}]\,x - \mu\,\mathrm{sign}(\dot{x}) = 0; \qquad (6)$$

$$\mathrm{v}(x, \dot{x}) = \frac{2}{\omega_0^2 A^2} \times \\ \times\left[\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\left(\frac{\dot{x}^2}{\omega^2} - x^2\right) - 2\left(2k\omega - \frac{4\mu}{\pi A}\right) x \frac{\dot{x}}{\omega}\right], \qquad (7)$$

для силового воздействия ($\mathrm{v} = 0$)

$$\ddot{x} + 2k\dot{x} + \omega_0^2 x - \mu\,\mathrm{sign}(\dot{x}) = u; \qquad (8)$$

$$u(x, \dot{x}) = \left(\omega_0^2 - \omega^2\right) x + \left(2k\omega - \frac{4\mu}{\pi A}\right)\frac{\dot{x}}{\omega}. \qquad (9)$$

На рис. 1 представлены зависимости от времени амплитуды колебаний $x(t)$ закона параметрического воздействия $\mathrm{v}(t)$ и интегральной интенсивности воздействия $I\mathrm{v}(t)$ при следующих параметрах: $k = 0{,}2$; $\omega_0 = 1{,}0$; $\mu = 1{,}0$.

Параметры ω, A кривой *1* соответствуют случаю практического отсутствия параметри-

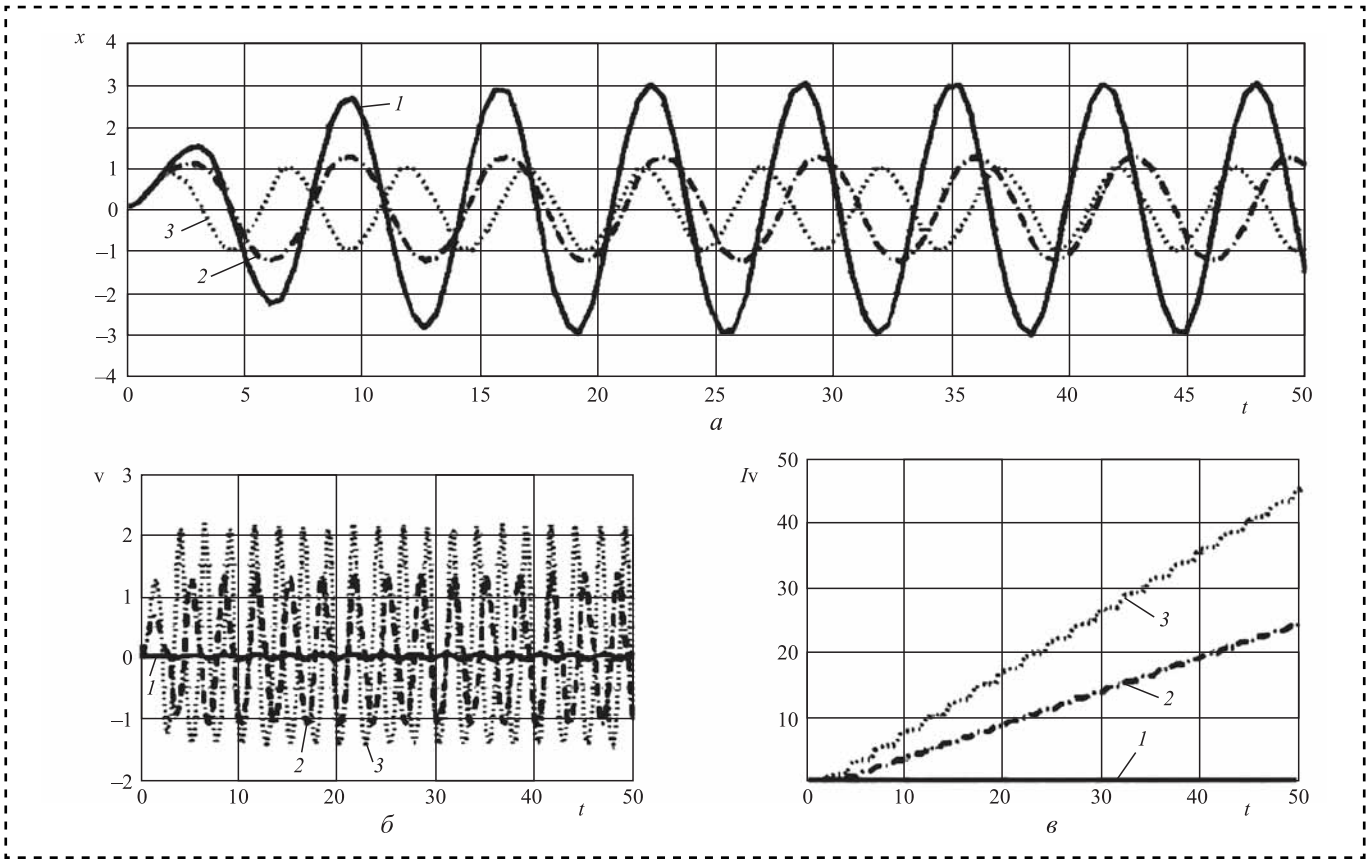


Рис. 1. Зависимости от времени функций колебаний *x*(*t*) (*а*), v(*t*) (*б*), *I*v(*t*) (*в*) при активном параметрическом воздействии (вариант 1, решение уравнений (6), (7)):
1 — $A = 3$; $\omega = 1$; $I\text{v} = 0{,}18933$; *2* — $A = 1{,}25$; $\omega = 1$; $I\text{v} = 24{,}236$; *3* — $A = 1$; $\omega = 1{,}25$; $I\text{v} = 44{,}96$

ческого и силового воздействий. Кривые *2* соответствуют случаю равенства частот $\omega_0 = \omega$ и значению параметра *A*, близкому к оптимальному с точки зрения минимума амплитуды колебаний. Кривые *3* соответствуют случаю $\omega_0 \neq \omega$ и значению параметра *A*, также близкому к оптимальному. При выборе параметров ω, *A* учитывали два фактора: изменение амплитуды колебаний и интенсивности воздействия. Переход к оптимальному параметру *A* уменьшает амплитуду колебаний в 2,5—3 раза, а дополнительный переход к новой частоте параметрического воздействия $\omega = 1{,}25$ требует повышения интенсивности воздействия еще в 2 раза.

На рис. 2 представлены результаты решения уравнений (8), (9) при применении закона силового воздействия и аналогичных значениях параметров: $k = 0{,}2$; $\omega_0 = 1$; $\mu = 1$.

Сравнение рис. 1 и 2 показывает, что затраты на силовое воздействие в 1,5—2 раза меньше, чем на параметрическое воздействие. Однако следует учитывать, что параметрическое воздействие обладает широкими возможностями с точки зрения конструктивной реализации.

2. Фрикционная характеристика автоколебательного типа может иметь структуру, соответствующую уравнению Рэлея. В системе с такой характеристикой возможно возникновение автоколебаний высокого уровня интенсивности. В приведенном варианте неизвестные функции уравнения (1) принимают вид:

$$f(x, \dot{x}) = -k_1\dot{x} + k_2\dot{x}^3,$$

где $k_1\dot{x}$ и $k_2\dot{x}^3$ — компоненты нелинейной характеристики Рэлея (k_1, k_2 — константы).

$f_2(A) = -k_1\omega + \dfrac{3k_2}{4}\omega^3 A^2$ — коэффициент гармонической линеаризации.

Уравнение системы (1) и общий закон воздействия для варианта 2 преобразуется к виду:

для параметрического воздействия ($u = 0$)

$$\ddot{x} + 2k\dot{x} + \omega_0^2[1 + \text{v}]x - k_1\dot{x} + k_2\dot{x}^3 = 0; \qquad (10)$$

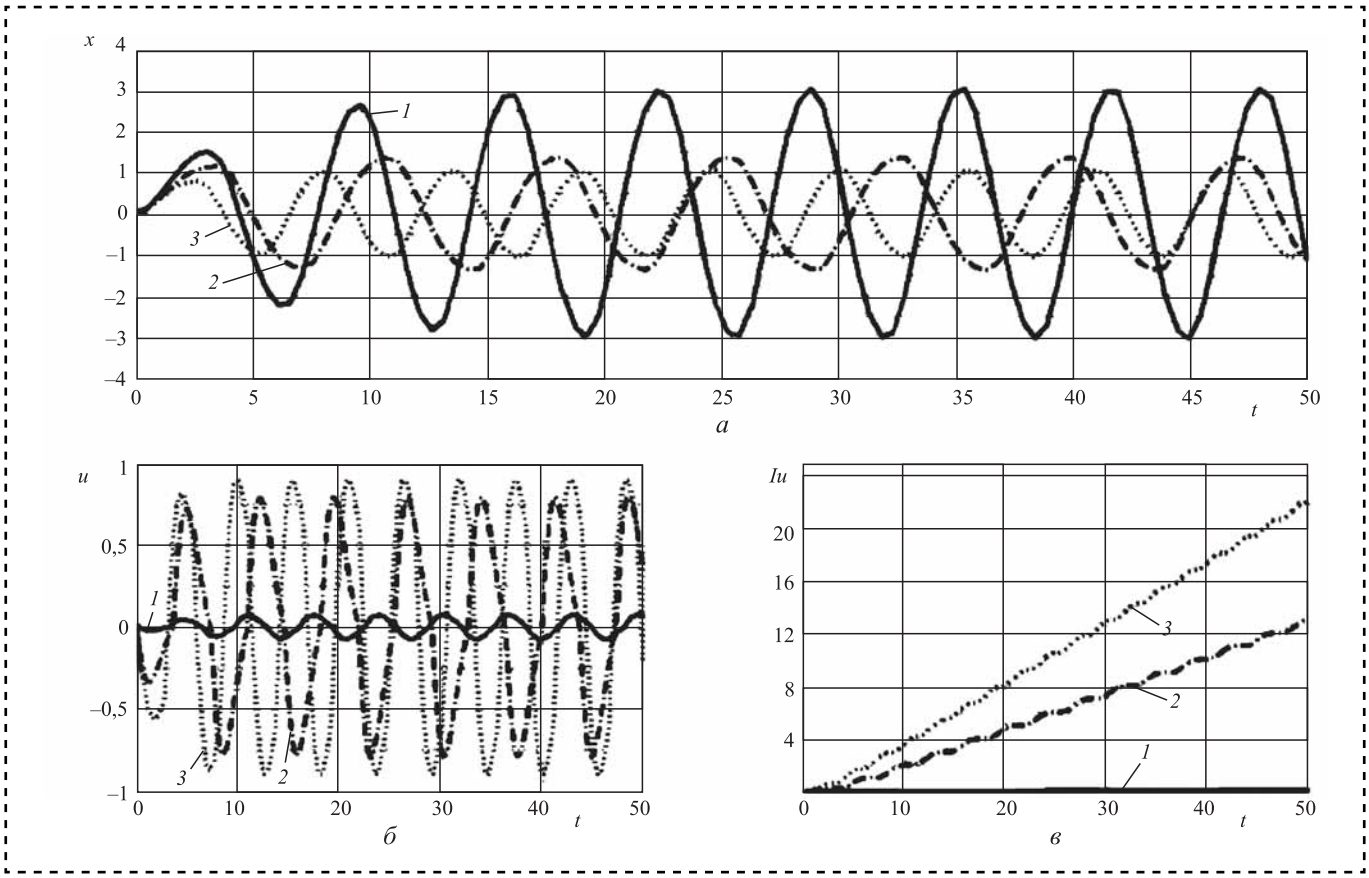


Рис. 2. Зависимости от времени *x*(*t*) (*а*), *u*(*t*) (*б*), *Iu*(*t*) (*в*) при активном силовом воздействии (вариант 1):
1 — $A = 3$; $\omega = 1$; $Iu = 0{,}11278$; *2* — $A = 1{,}25$; $\omega = 1$; $Iu = 13{,}0454$; *3* — $A = 1$; $\omega = 1{,}25$; $Iu = 21{,}9535$

$$\mathrm{v}(x,\ \dot{x}) = \frac{2}{\omega_0^2 A^2} \times$$
$$\times\left[\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\left(\frac{\dot{x}^2}{\omega^2} - x^2\right) - 2\left(-k_1\omega + \frac{3k_2}{4}\omega^3 A^2\right)x\frac{\dot{x}}{\omega}\right], \quad (11)$$

для силового воздействия (v = 0)

$$\ddot{x} + 2k\dot{x} + \omega_0^2 x - k_1\dot{x} + k_2\dot{x}^3 = u; \quad (12)$$

$$u(x,\ \dot{x}) = \left(\omega_0^2 - \omega^2\right)x + \left(-k_1\omega + \frac{3k_2}{4}\omega^3 A^2\right)\frac{\dot{x}}{\omega}. \quad (13)$$

На рис. 3 представлены зависимости $x(t)$, $\mathrm{v}(t)$, $I\mathrm{v}(t)$ при следующих параметрах: $\omega_0 = 1$; $k_1 = 0{,}5$; $k_2 = 0{,}1$.

Переход к оптимальному параметру A уменьшает амплитуду колебаний в 2—2,5 раза, а дополнительный переход к новой частоте параметрического воздействия требует повышения интенсивности воздействия еще в 3,5—4 раза.

На рис. 4 приведены те же зависимости от времени $x(t)$, $u(t)$, $Iu(t)$ при использовании силового воздействия и при следующих параметрах: $\omega_0 = 1$; $k_1 = 0{,}5$; $k_2 = 0{,}1$.

Сравнение рис. 3 и 4 показывает, что затраты на силовое воздействие в несколько раз меньше, чем на параметрическое воздействие.

3. Одномассовая механическая система с нелинейностью турбулентного типа описывается в виде двучленной зависимости от скорости, при этом первый член представляет собой положительную квадратичную функцию скорости, а второй — отрицательную линейную функцию скорости. Неизвестные функции уравнения (1) принимают вид:

$$f(x,\ \dot{x}) = \gamma_1\dot{x}\,\mathrm{abs}(\dot{x}) - \gamma_2\dot{x},$$

где γ_1 и γ_2 — коэффициенты соответственно квадратичной и линейной составляющей силы трения.

Коэффициент гармонической линеаризации:

$$f_2(A) = \frac{8\gamma_1}{3}\omega^2 A - \gamma_2\omega.$$

Уравнение системы (1) и общий закон воздействия для варианта 3 преобразуются к виду:

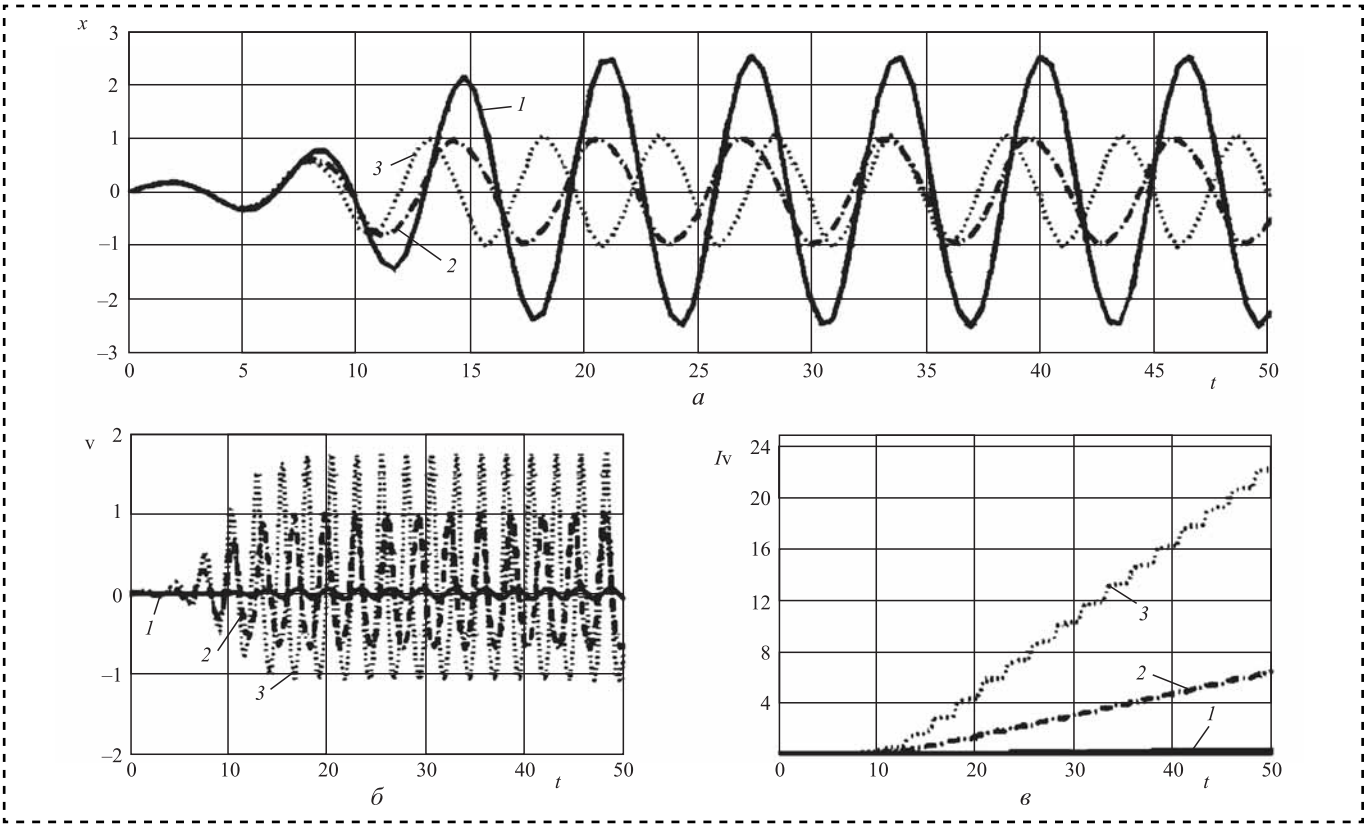


Рис. 3. Решение уравнений Рэлея (10), (11) *x*(*t*) (*а*), v(*t*) (*б*), *Iv*(*t*) (*в*) при использовании параметрического воздействия (вариант 2):
1 — *A* = 2,5; ω = 1; *I*v = 0,20953; *2* — *A* = 1; ω = 1; *I*v = 6,3898; *3* — *A* = 1; ω = 1,25; *I*v = 22,2815

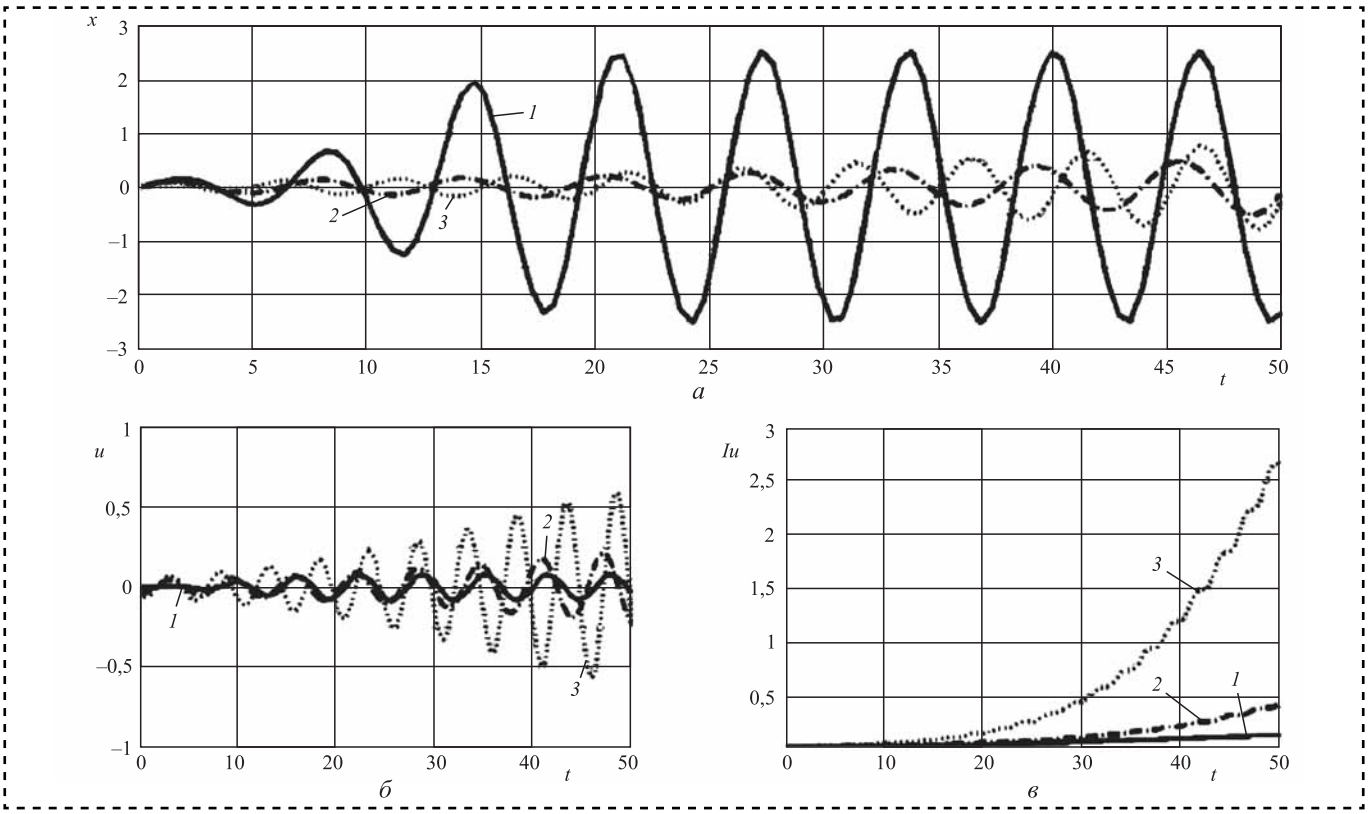


Рис. 4. Зависимости от времени *x*(*t*) (*а*), *u*(*t*) (*б*), *Iu*(*t*) (*в*) при действии силового возмущения (вариант 2, решение уравнений (12),(13)):
1 — *A* = 2,5; ω = 1; *Iu* = 0,10778; *2* — *A* = 1; ω = 1; *Iu* = 0,39255; *3* — *A* = 1; ω = 1,25; *Iu* = 2,6676

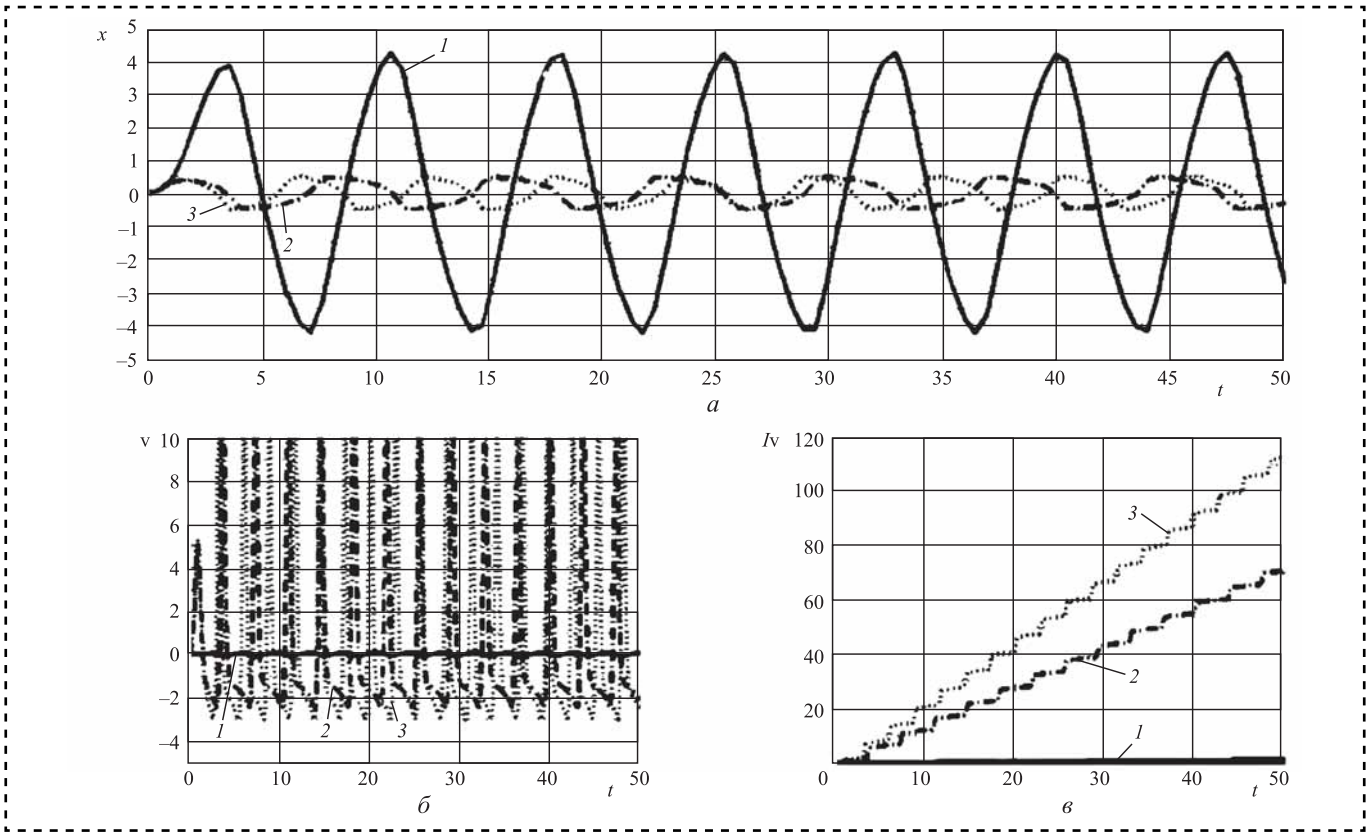


Рис. 5. Расчет уравнений (14), (15) *x*(*t*) (*а*), v(*t*) (*б*), *Iv*(*t*) (*в*) при использовании параметрического воздействия (вариант 3):
1 — *A* = 3,5; ω = 1; *Iv* = 1,2092; *2* — *A* = 0,5; ω = 1; *Iv* = 70,8095; *3* — *A* = 0,5; ω = 1,25; *Iv* = 112,6899

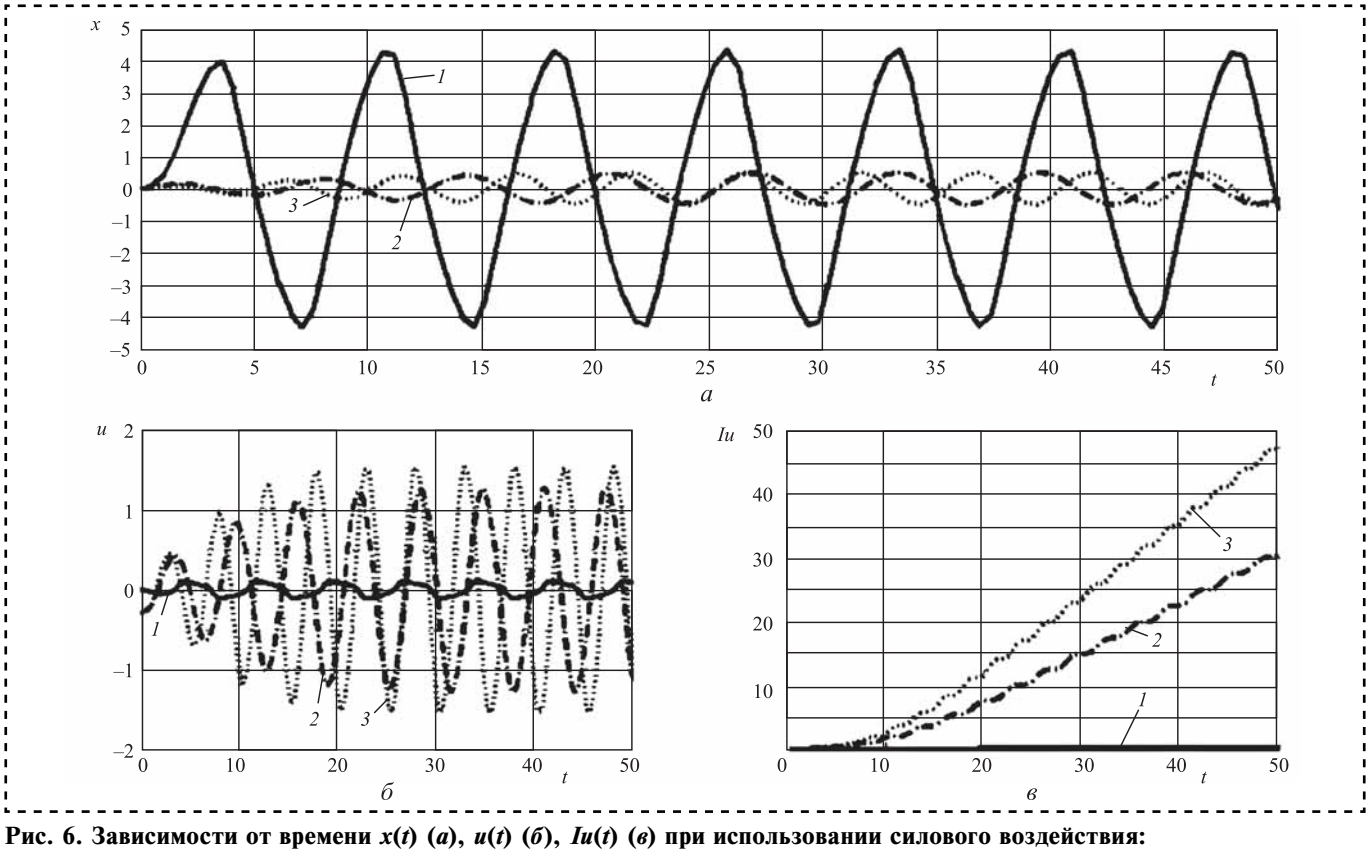


Рис. 6. Зависимости от времени *x*(*t*) (*а*), *u*(*t*) (*б*), *Iu*(*t*) (*в*) при использовании силового воздействия:
1 — *A* = 3,5; ω = 1; *Iu* = 0,26017; *2* — *A* = 0,5; ω = 1; *Iu* = 30,5301; *3* — *A* = 0,5; ω = 1,25; *Iu* = 47,2096

для параметрического воздействия ($u = 0$)

$$\ddot{x} + \omega_0^2 [1 + \mathrm{v}] x + \gamma_1 \dot{x}\, \mathrm{abs}(\dot{x}) - \gamma_2 \dot{x} = 0; \qquad (14)$$

$$\mathrm{v}(x, \dot{x}) = \frac{2}{\omega_0^2 A^2} \times \times \left[\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)\left(\frac{\dot{x}^2}{\omega^2} - x^2\right) - 2\left(\frac{8\gamma_1}{3}\omega^2 A - \gamma_2 \omega\right) x \frac{\dot{x}}{\omega} \right], \qquad (15)$$

для силового воздействия ($\mathrm{v} = 0$)

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x + \gamma_1 \dot{x}\, \mathrm{abs}(\dot{x}) - \gamma_2 \dot{x} = u; \qquad (16)$$

$$u(x, \dot{x}) = \left(\omega_0^2 - \omega^2\right) x + \left(\frac{8\gamma_1}{3}\omega^2 A - \gamma_2 \omega\right)\frac{\dot{x}}{\omega}. \qquad (17)$$

На рис. 5 представлены зависимости $x(t)$, $\mathrm{v}(t)$, $I\mathrm{v}(t)$ при следующих параметрах: $\omega_0 = 1$; $\gamma_1 = 1$; $\gamma_2 = 3$. Провели сравнительный анализ применения параметрического воздействия: без воздействия, воздействие с сохранением частоты колебаний $\omega_0 = \omega$ и изменение частоты воздействия $\omega_0 \neq \omega = 1,25$.

Амплитуда колебаний снижается почти в 6 раз при существенной интенсивности управляющего воздействия и, следовательно, ее мощности. Дополнительный переход к новой частоте параметрического воздействия требует повышения интенсивности воздействия еще в 1,5 — 2 раза.

На рис. 6 представлены те же зависимости от времени $x(t)$, $u(t)$, $Iu(t)$ при использовании силового воздействия и при следующих параметрах: $\omega_0 = 1$; $\gamma_1 = 1$; $\gamma_2 = 3$.

Сравнение рис. 5 и рис. 6 показывает, что затраты на силовое воздействие в 2,5—3 раза меньше, чем на параметрическое воздействие.

Выводы

Разработана процедура для гашения колебаний в системах с нелинейными силами с использованием параметрического и силового воздействий. В этой процедуре частота возмущения не совпадает с частотой колебаний собственно механизма. При выборе параметров воздействия учитывали два фактора: уменьшение амплитуды колебаний и рост интегральной интенсивности воздействия. Структура использованных законов воздействия определена с применением методов линеаризации и теории оптимального управления.

Показано, что при гашении колебаний затраты на силовое воздействие меньше, чем на параметрическое воздействие.

Библиографический список

1. **Израилович М.Я., Гришаев А.А.** Активное виброгашение вынужденных колебаний с использованием параметрического и силового воздействий. М.: URSS. Либроком, 2012. 80 с.

2. **Израилович М.Я., Эрлих Б.М.** Активное гашение периодических колебаний в системах с нелинейным демпфированием. М.: Спутник, 2015. 38 с.

3. **Эрлих Б.М.** Процедуры для активного гашения колебаний в системах с нелинейными силами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 6 (19). С. 273—277.

УДК 621.891

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

Физика абразивного изнашивания узлов трения технических систем

Проанализирован механизм абразивного изнашивания металлических материалов с позиций энергетической теории прочности.

Показан значительный вклад в механизм абразивного изнашивания металлических материалов локализации в поверхностных слоях, пластической деформации и структурно-энергетического изменения поверхности, обусловленного влиянием поверхностной энергии, энергии тепловых флуктуаций и внутренней энергии.

From the position of the energy theory of strength analyzed the mechanism of abrasive wear of metallic materials.

The significant contribution to the mechanism of abrasive wear of metallic materials of localization, in surface layers, plastic deformation and structural — energy change of the surface, caused by the influence of surface energy, energy of thermal fluctuations and internal energy is shown.

Ключевые слова: абразивное изнашивание, абразивная износостойкость, поверхностная энергия, энергия тепловых флуктуаций, внутренняя энергия.

Keywords: abrasive wear, abrasive wear resistance, surface energy, energy of thermal fluctuations, internal energy.

Абразивное изнашивание реализуется в условиях, когда в зону трения тел попадают (или образуются там) твердые частицы. Они могут разрушать более мягкое тело, а также шаржируясь в нем, осуществлять разрушение и другого более твердого трущегося тела.

Для абразивного изнашивания характерно наличие дискретного контакта с очень высокой степенью концентрации напряжения в месте контакта частица—трущееся тело. В реальных условиях частицы абразива, попадающие в зону трения твердых тел, полидисперсные, по-разному ориентированны и имеют разное углубление в поверхности трения твердых тел. Поэтому и воздействие абразива на степень изнашивания твердых тел представляет собой сложную картину.

Исследования В.Д. Кузнецова, М.М. Хрущова, И.В. Крагельского, А.К. Зайцева, В.И. Костецкого, В.Н. Кащеева, В.Н. Ткачева, М.М. Тененбаума, Г.М. Сорокина, А.Ю. Албагачиева показали, что основными факторами, влияющими на процесс абразивного изнашивания, являются:

природа и форма структурных составляющих сплава;

природа и твердость абразивного материала;

размеры и форма абразивных частиц;

степень закрепленности абразивных частиц;

скорость движения частиц;

давление на абразивную частицу.

При абразивном изнашивании металлов процесс разрушения проходит в три этапа, представляющих собой переходы единого физического процесса разрушения при взаимодействии с абразивными частицами [1]:

1. Внедрение абразивной частицы в поверхность металла.

2. Изменение в поверхностных слоях металла, обусловленное тепловыделением на контакте.

3. Разрушение металла.

Отношение глубины h внедрения абразивной частицы в металл к радиусу r закругления частицы характеризует переход от пластического оттеснения к отделению продуктов износа и определяет "порог внешнего трения":

$$h/r = 1/2(1 - 2\tau/\sigma_т). \quad (1)$$

Критическое значение h/r зависит от отношения величины касательных напряжений τ на фрикционном контакте к пределу текучести $\sigma_т$.

Внедрение и тангенциальное перемещение абразивной частицы, обусловленное внешнесиловым воздействием, сопровождается пластическим оттеснением поверхностного слоя с возникновением валика из деформированного материала и его последующим срезом с образованием частицы износа, причем срез микрообъемов металла — ведущий в механизме абразивного изнашивания. Внедрение абразивной частицы в поверхность металла приводит к возникновению механической диссипативной динамической системы, в которой полная энергия непрерывно уменьшается или рассеивается, переходя в другие, немеханические формы энергии, влияющие на физический процесс разрушения поверхности металлов при взаимодействии с абразивными частицами (рис. 1).

В деформационный процесс, сопровождающий трение, втягиваются массы трущихся тел, значительно превышающие массу мономолекулярного поверхностного слоя.

В деформируемых слоях генерируются дефекты кристаллического строения (дислокации, точечные, двойники, дисклинации и др.), образуются новые фазы, новые поверхности, происходят мартенситные превращения и другие процессы. Механическая энергия превращается в другие виды энергии.

По этому поводу П.А. Ребиндер и Г.И. Епифанов указывали, что в общем случае при трении протекают следующие процессы:

— упругое и пластическое деформирование микронеровностей и пластическое течение в поверхностных слоях, приводящее к пластическому износу;

— повторные микропластические деформации при периодических встречах микронеровностей, приводящие к установленному разрушению;

— изменение механических и физических свойств поверхностных слоев металла вследствие глубокой пластической деформации.

Данные процессы не учитывают влияние на процесс абразивного изнашивания металлов энергетического состояния поверхности, обусловленного влиянием поверхностной энергии, энергии тепловых флуктуаций и внутренней энергии.

С учетом единого физического процесса разрушения разработана принципиальная схема разрушения металлов при абразивном изнашивании (рис. 2). Из нее следует, что разрушение поверхности металлических материалов при абразивном изнашивании — это многостадийный процесс, в течение которого меняются размеры трещин, их форма и микроскопические механизмы роста трещин, характеристические размеры зерен, субзерен, выделений других фаз и т.д.

По мере роста трещин меняется роль пластической деформации в разрушении поверхности: она способствует зарождению и росту трещин и обусловливает возникновение валика из деформированного металла, его пластическое оттеснение абразивной частицей, срез металла и образование частицы износа.

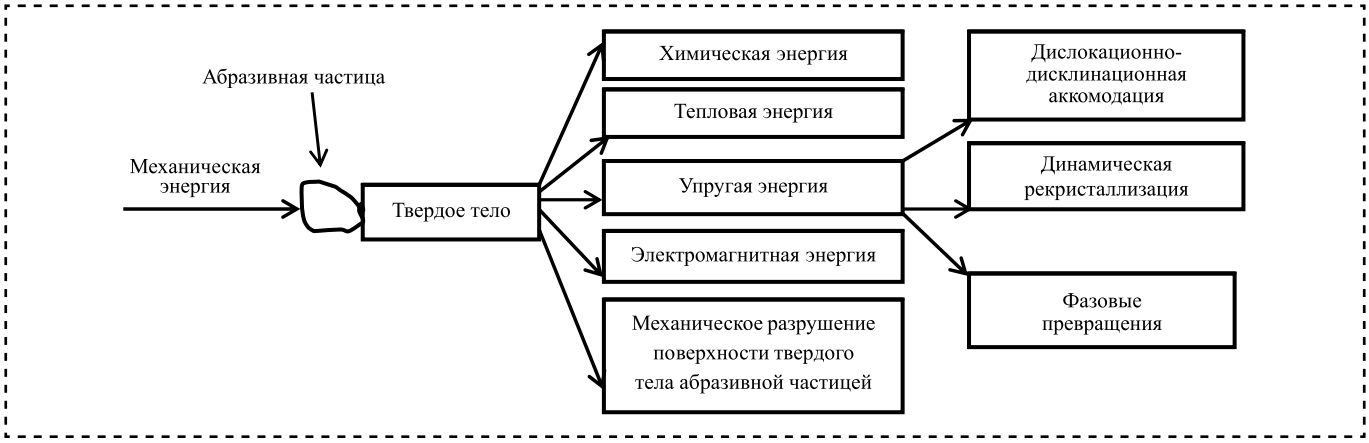


Рис. 1. Энергетические принципы механического воздействия абразивной частицы на твердое тело

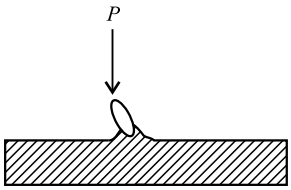
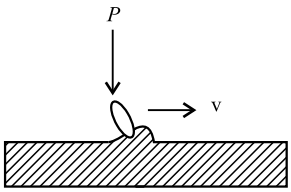
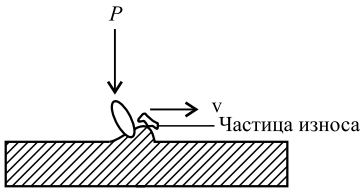
Этапы разрушения поверхности	Процессы, происходящие при разрушении поверхности металлических материалов при их абразивном изнашивании
I. Внедрение абразивной частицы 	1. Взаимодействие абразивной частицы с поверхностью. 2. Микропластическая деформация. 3. Локальное упругопластическое оттеснение поверхностного слоя металла с образованием навалов. 4. Изменение механических и физических свойств поверхностного слоя
II. Перемещение абразивной частицы 	1. Дислокационное пластическое течение в поверхностном слое металла. 2. Зарождение, рост микротрещины. 3. Развитая пластическая деформация. 3. Зарождение, рост макротрещин. 4. Отрыв поверхностного слоя от основной части металла. 5. Изменение механических и физических свойств поверхностного слоя
III. Отделение частицы износа 	1. Макропластическая деформация. 2. Образование валика из деформированного металла. 3. Пластическое оттеснение валика абразивной частицей. 4. Срез металла и образование частицы износа. 5. Изменение механических и физических свойств поверхностного слоя

Рис. 2. Принципиальная схема разрушения металлических материалов при абразивном изнашивании:
I — в основу модели положен принципиальный подход И.В. Крагельского о трехстадийном процессе износа [1]; II — контакт поверхностей при изнашивании происходит на фактической площади контакта [19, 20]; III — срез материала образуется после однократного взаимодействия

Таким образом, процессы разрушения и пластической деформации взаимосвязаны. В общем случае пластическая деформация способствует зарождению микротрещин и образованию частиц износа.

Основная часть пластической деформации происходит в связи с зарождением и развитием дислокаций, которые создают в металле большие и дальнодействующие напряжения. Они обладают большой собственной энергией. Оба эти фактора способствуют процессу разрушения путем создания локальных перенапряжений и обеспечения энергетической выгодности разрывов межатомных связей.

В начале процесса пластической деформации имеет место неоднородность пластической деформации и работы внешних сил на этой деформации, что приводит к возникновению концентраторов напряжений, зарождению и росту микротрещин, являющихся следствием пластической деформации. Происходит релаксационный процесс в ансамбле дислокаций, связанный с уменьшением локальных напряжений.

В процессе пластической деформации возникает развитая пластическая деформация, напряжения в вершине трещины становятся меньше теоретических, и такая трещина может расти, превращаясь в макротрещину, за счет энергии тепловых флуктуаций и внутренней энергии, изменение которых зависит от работы деформации, влияющей на свободную энергию и тепловой эффект деформации.

Превращение в дислокационных структурах части работы деформации, в виде запасенной (латентной) энергии, в поверхностную энергию микротрещин делает зарождение и рост микротрещин энергетически выгодным. Энергетическая выгодность зарождения микротрещин обеспечивается высокими локальными напряжениями, запасом энергии в ядрах дислокаций и работой деформации.

Последующие дислокационные перестройки, связанные с зарождением и развитием макротрещин, могут происходить при напряжениях в вершине трещины меньше теоретических напряжений благодаря тепловым флуктуациям, и этот процесс является термоактивируемым.

Рост макротрещины происходит последовательно повторяющимися скачками, в каждом из которых имеются стадии зарождения и развития интенсивной пластической зоны, зарождения и роста в ней микротрещин и потери системой микротрещин устойчивости. Появление последней стадии соответствует физическому критерию начала движения трещины с последующим образованием валика из деформированного металла, его пластическом оттеснении абразивной частицей и зарождением частицы износа.

Совместный вклад поверхностной энергии и твердости в механизм абразивного изнаши-

вания оценивали с помощью показателя HV/γ, который учитывает локальные сопротивления поверхностных слоев упругим и пластическим деформациям при внедрении в поверхность металлического тела абразивной частицы и необходимую работу для образования единицы новой поверхности, т.е. характеризует деформационные и когезионные свойства поверхности металла.

Подтверждение этому — увеличение абразивной износостойкости с ростом показателя HV/γ (рис. 3). Из зависимости износостойкости от показателя HV/γ следует, что от металла могут отделяться только те частицы, у которых уровень упругой энергии превышает поверхностную энергию, причем размер этих частиц зависит от соотношения HV/γ. Образование частиц износа происходит за счет упругой энергии, накапливаемой в микрообъемах металла при трении.

В механизме абразивного изнашивания возможно проявление силового и энергетического факторов разрушения. Первоначальное подтверждение выдвинутой гипотезы следует из уравнения Гриффитса, связывающего критические нагрузки и размеры дефекта (рис. 4):

$$L = 2E\gamma/\pi\left(1-\nu^2\right)\sigma^2, \qquad (2)$$

где L — длина трещины;

E — модуль упругости;

γ — поверхностная энергия;

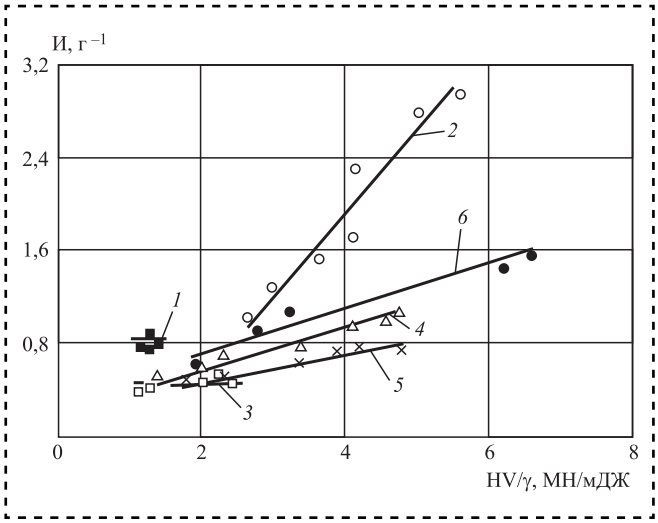


Рис. 3. Зависимость абразивной износостойкости сталей от отношения твердости к поверхностной энергии:
аустенитные стали: *1* — ■ — 110Г13Л; перлитные стали: *2* — о — Д5ХН2МФАШ; *3* — □ — 20; *4* — Δ — 45; *5* —×— 40Х; *6* — • — У10

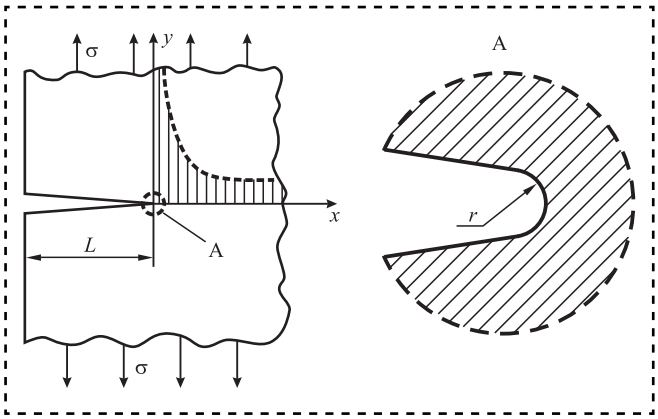


Рис. 4. Концентрация напряжений вблизи вершины трещины

ν — относительная деформация сдвига;

σ — номинальные напряжения в теле, рассчитанные без учета наличия трещин.

Для концентратора напряжений длиной L и радиусом в вершине r максимальное значение напряжений определяется формулой

$$\sigma_{\max} = \sigma 2\sqrt{L/r}.$$

Из выражения (1) вытекает, что, если напряжение, приложенное к телу, меньше критического, трещина с начальной длиной L_0 не будет развиваться. Если же повышать напряжение его критического значения, трещина начнет развиваться, причем неустойчиво, и тело разрушится.

На основании закона сохранения и превращения энергии (в пренебрежении иными возможными потоками энергии) при развитии трещины на величину δS необходимо выполнение энергетического условия вида:

$$\Delta\Gamma = G\delta S, \qquad (3)$$

где $\Delta\Gamma$ — изменение энергии, связанной с образованием трещины длиной $2L$;

G — скорость высвобождения энергии;

δS — изменение размера поверхности трещины.

При образовании новой поверхности, свободной от нагрузки, происходит уменьшение деформации и соответствующее выделение из тела упругой энергии W. Освобожденная упругая энергия W концентрируется в вершине трещины, где возникла концентрация напряжений, и затрачивается на образование новой поверхности тела. Энергия, связанная с образованием трещины длиной $2L$, составит:

$$\Gamma = 4\gamma L. \quad (4)$$

Если представить, что длина трещины увеличивается на малую величину ΔL, то высвободится энергия деформации $-\Delta W \geqslant 0$:

$$-\Delta W = -\left[W(L+\Delta L) - W(L)\right] \approx \pi\sigma^2 L\Delta L/E. \quad (5)$$

Причем на увеличение длины трещины затрачивается энергия:

$$\Delta\Gamma = 4\gamma\left(L+\Delta L\right) - 4\gamma L = 4\gamma\Delta L. \quad (6)$$

Возможны две ситуации. Если $-\Delta W > \Delta\Gamma$, то высвободившейся энергии хватит на разрушение материала в вершине, и трещина будет распространяться самопроизвольно. Энергия, равная разности $(-\Delta W - \Delta\Gamma) > 0$, будет переходить в кинетическую. При $-\Delta W < \Delta\Gamma$, освобожденной энергии будет недостаточно для увеличения длины трещины, и она останется неподвижной. Поэтому условием наступления критического состояния является равенство:

$$-\Delta W = \Delta\Gamma. \quad (7)$$

Отсюда следует, что трещина получает возможность распространения в том случае [2, 3], когда:

а) интенсивность освобождающейся энергии G достигает критического значения $G_c = \Delta\Gamma/\delta S = \text{const}$;

б) коэффициент интенсивности напряжений K достигает критического значения $K_c = \text{const}$.

При этом энергетический критерий начала роста трещины имеет вид:

$$G = G_c. \quad (8)$$

Силовой критерий:

$$K = K_c. \quad (9)$$

Согласно силовому критерию локальные напряжения в месте зарождения микротрещины или вершины микротрещины должны превосходить напряжение теоретической прочности.

Согласно энергетическому критерию рассматриваемый процесс должен быть энергетически выгодным.

Если выполняется силовой критерий, то сцепление между атомами не способно удержать их рядом, разрушение связей происходит за время порядка межатомных колебаний. Поэтому силовой критерий — это критерий механической неустойчивости.

При выполнении энергетического критерия существует интервал локальных напряжений, при котором разрыв межатомных связей уже термодинамически выгоден, но еще не может быть осуществлен силовым образом. Это указывает на то, что между начальным (без разрыва) и конечным (с разрывом) состояниями существует потенциальный барьер, для преодоления которого и осуществления разрыва связей необходимо действие локальной тепловой флуктуации, способной перебросить систему через потенциальный барьер при изменении внутренней энергии. Следовательно, энергетический критерий есть критерий термической неустойчивости.

Таким образом, силовой критерий является достаточным, а энергетический — необходимым.

Условия (8) и (9) справедливы для хрупкого разрушения тел. В действительности для реальных материалов перед острием трещины возникает более или менее развитая пластическая зона, величина которой учитывается с помощью пластической поправки Ирвина:

$$r_y = K_1^2 / 2\pi\sigma_т^2, \quad (10)$$

где r_y — радиус пластической зоны;

K_1 — действующее значение коэффициента интенсивности напряжений нормального разрыва фронта трещины;

$\sigma_т$ — предел текучести.

Из выражения (10) следует, что размеры пластической зоны и деформация внутри этой зоны зависят от коэффициента интенсивности напряжений и сопротивления материала пластической деформации, возникновению которой в металлах способствует действие при трении внешних сил. Перемещение ее основных носителей, дислокаций, представляет коллективный процесс в системе атомов и элементарный акт пластической деформации [4, 5]. Процессу деформации сопутствует нарушение термодинамического равновесия структуры тела. В этом случае состояние тела характеризуется деформацией, температурой и параметрами релаксации ξ_1 и ξ_2. Первый из них связан с изменением деформации сдвига, а второй — с изменением деформации объема.

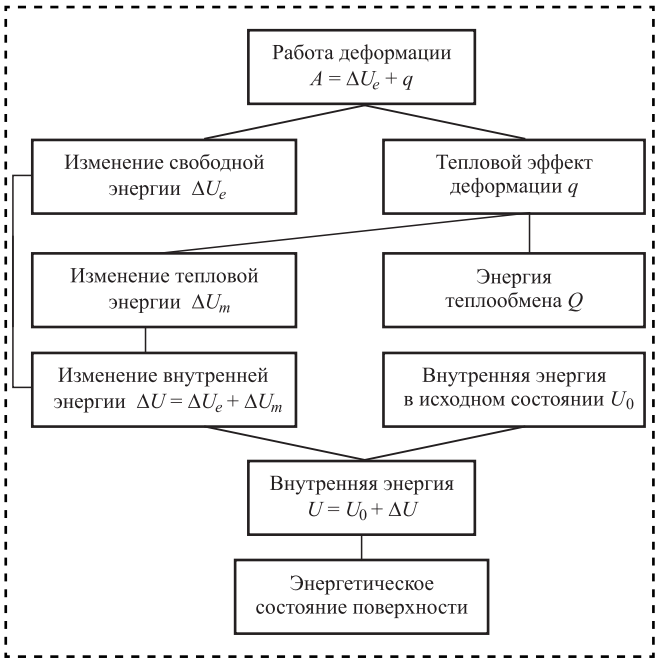


Рис. 5. Схема энергетического баланса процесса пластической деформации

Особенности пластической деформации поверхностных слоев по сравнению с объемом могут оказывать значительное влияние на процессы трения и изнашивания (рис. 5).

При внедрении и тангенциальном перемещении абразивной частицы шероховатости поверхностей трения испытывают упругие и сильные пластические деформации с нарушением структуры, возникновением дислокаций и микротрещин, образование которых снижает запас свободной энергии в материале трения и обусловливает появление в поверхностном слое напряженного метастабильного состояния вследствие локализации напряжений.

Действие при трении касательных и нормальных напряжений, наличие фазовых превращений [6], накопление в материалах трения энергии деформирования (поглощенной энергии) [7] приводит к изменению структуры и энергии поверхности и, как следствие, износостойкости пары трения. При этом процессы, включающие хрупкое разрушение [8], повторную пластическую деформацию [9], изменение исходной структуры [10], диффузии и окисления [11], могут протекать одновременно в разной степени и, соответственно, иметь неодинаковое удельное значение.

Приложенная к телу внешняя сила (сжимающая или растягивающая) вызывает при трении большие деформации, обусловливает отклонения закона Гука и создает максимальные напряжения в межатомных связях. При некотором вполне определенном расстоянии между атомами сила взаимодействия принимает наибольшее возможное значение. В итоге этого действия атомы оказываются отодвинутыми от положения равновесия. Энергия распада межатомных связей при этом уменьшается, число их разрывов, соответственно, увеличивается (рис. 6).

При дальнейшем приложении нагрузки силы взаимодействия между атомами снижаются и уже не могут уравновесить приложенную нагрузку. Тело разрушается. Межатомные связи с максимальными напряжениями, находящиеся в неупорядоченных участках структуры, наиболее благоприятны для разрывного действия тепловых флуктуаций, энергия которых оказывает решающее влияние на разрыв межатомных связей, а внешняя сила лишь облег-

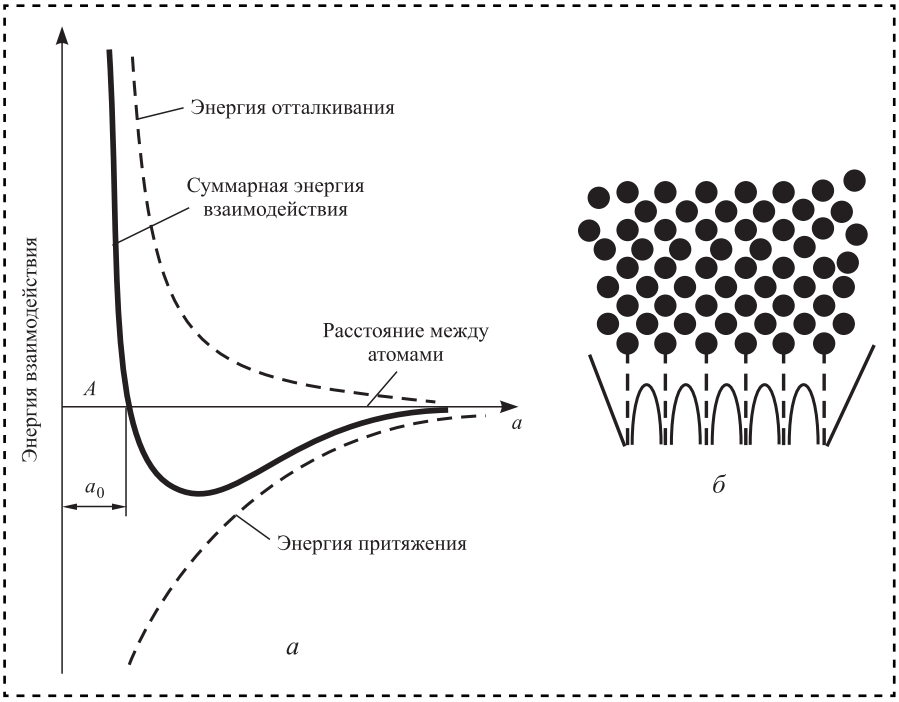


Рис. 6. Энергия взаимодействия двух атомов в зависимости от межатомного расстояния (*а*) и изменение потенциальной энергии атомов в кристаллической решетке (*б*)

чает и направляет разрушающее действие [1, 12]. Вероятность этого процесса зависит от величины активационного барьера разрушения U_a и температуры T, увеличиваясь с повышением температуры и уменьшением U_a.

С повышением температуры кинетическая энергия частиц, составляющих тело, прямо пропорциональна его абсолютной температуре:

$$E_{\text{кин}} = 1/2kT.$$

Происходит увеличение амплитуды колебаний атомов относительно своего мгновенного центра равновесия (несколько большего чем a_0).

Тепловое движение атомов в узлах кристаллической решетки способствует постепенному изменению энергетических состояний кристаллической решетки, ослаблению прочности межатомных связей и созданию благоприятных условий для их разрыва за счет флуктуаций тепловой энергии; обусловливает временную и температурную зависимости процессов деформирования и разрушения твердых тел.

В отсутствие внешнего напряжения σ энергия, необходимая для разрыва связи, равна энергии самой связи.

Напряжение σ, созданное в теле, снижает величину активационного барьера процесса разрыва связей с U_a до $(U_a - \nu\sigma)$ и тем самым увеличивает вероятность разрыва этих связей и число их в единице объема.

Образование субмикроскопических областей с разорванными связями и их слияние друг с другом приводит к зарождению и развитию трещин. При достижении ими критического размера тело под действием приложенного напряжения разрушается. Чем выше напряжение σ, тем сильнее понижается активационный барьер $(U_a - \nu\sigma)$, тем быстрее и в большем количестве возникают разорванные связи и тем меньше требуется времени для развития процесса разрушения, имеющего кинетический характер [13].

В результате действия приложенной к телу силы (сжимающей или растягивающей) пластическая деформация происходит путем смещения одной части тела относительно другой по плоскостям скольжения с минимальной поверхностной энергией [14]. При этом сопротивление одного атомного слоя относительно соседнего определяет сопротивление деформированию, в процессе которого в твердом теле накапливается энергия, переходящая при отрыве атомных слоев в поверхностную энергию двух образовавшихся поверхностей отрыва [15].

При образовании в твердом теле трещины изменение его внутренней энергии U определяется разностью истинной поверхностной энергии γ и энергии W, высвобождающейся при образовании трещины [16]:

$$U = \gamma - W. \tag{11}$$

При данном напряжении σ потеря устойчивости наступает при достижении внутренней энергией U (рис. 7, кривая *2*) максимального значения, т.е. когда $dU/dL = 0$.

Если уменьшение энергии W (рис. 7, кривая *3*) начинает превалировать над возрастанием поверхностной энергии γ, то возникает неконтролируемое развитие трещины. В этом случае увеличение длины трещины сопровождается уменьшением общей энергии тела, что делает процесс распространения трещины термодинамически выгодным.

Соотношение $dU/dL = 0$ по аналогии с выражением (7) также будет условием равновесия твердого тела с трещиной, но при учете изменения внутренней энергии.

В общем случае, разрушение — процесс, в течение которого меняются размеры трещин, их форма, механизм их роста. Основные этапы этого процесса: пластическая деформа-

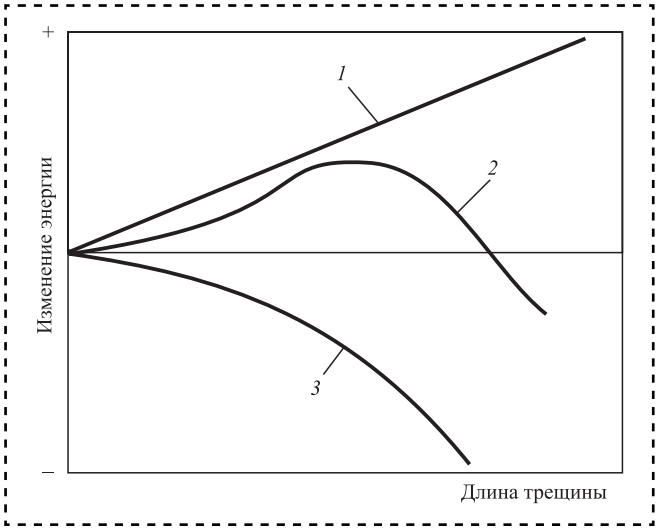


Рис. 7. Изменение энергии в зависимости от размера трещины [10]:
1 — истинная поверхностная энергия; *2* — внутренняя энергия; *3* — энергия, высвободившаяся при образовании трещины

ция, зарождение и рост микротрещин, зарождение и рост нестабильной макротрещины.

Переход от одной стадии разрушения к другой происходит при достижении трещиной некоторых критических длин, определяемых структурой металла и энергетическим состоянием поверхности, оцениваемым уровнем поверхностной энергии.

Смена механизмов разрушения качественно объясняет уменьшение эффективной поверхностной энергии разрушения $\gamma_{эфф} = \gamma_s = \gamma$ с увеличением длины трещины. Величина $\gamma_{эфф}$ и ее уменьшение из-за скопления различных дефектов определяют направление раскрытия трещины. При этом торможение или ускорение развития трещины существенным образом зависит от характера взаимодействия фронта трещины с несовершенствами структуры.

Энергетическую выгодность зарождения микротрещин обусловливают значительные локальные напряжения, запас энергии в ядрах дислокаций и работа внешних сил в процессе их зарождения. Образование микротрещины означает появление новых свободных поверхностей и релаксацию внутренних напряжений у вершины скопления подвижных дислокаций.

В результате превалирующего действия высоких касательных напряжений в механизме пластической деформации имеет место срез перемычек между микротрещинами, разрыву которых одновременно способствуют коллективные формы движения дислокаций. Повышение внешнего напряжения и увеличение числа микротрещин облегчает разрыв перемычек. Из-за среза перемычки происходит объединение соседних микротрещин с одновременным уменьшением касательных напряжений и эффективной поверхностной энергии разрушения $\gamma_{эфф}$, что делает разрыв более энергетически выгодным.

В итоге зарождается нестабильная микротрещина, рост которой включает в себя зарождение и развитие пластической зоны, зарождение и рост в ней микротрещины, потерю системой микротрещин устойчивости. Последний этап соответствует физическому критерию начала движения трещины. При этом развитие (ее движение вперед) происходит в случае, если растягивающее напряжение в конце трещины равно когезионной прочности межатомных связей непосредственно перед концом трещины, величина которой измеряется новой поверхностной энергией. Чем меньше новая поверхностная энергия, тем ниже необходимое для разрушения напряжение и тем меньше работа пластической деформации. Новая поверхностная энергия проявляет себя как бы "клапаном", контролирующим работу пластической деформации, хотя последняя значительно выше новой поверхностной энергии.

Особенность абразивного изнашивания сталей с высокой твердостью и низкой пластичностью состоит в незначительной релаксации напряжений перед вершиной дефекта при внедрении абразивной частицы в поверхность стали, что обусловливает локальное превышение предела текучести и образование микротрещины. Возникновение и развитие при этом высокой температуры на контакте интенсифицирует диффузию углерода в мартенсите закаленной стали с последующими изменениями структуры.

При абразивном изнашивании в зоне трения (в зависимости от режимов нагружения) температуры аналогичны температурам, имеющим место при отпуске сталей. Этот факт имеет принципиальное значение. В процессе испытаний поверхностную энергию определить невозможно, но, зная поверхностную энергию при разных температурах отпуска, можно выяснить связь поверхностной энергии и температуры. В этой связи появилась возможность оценить влияние температуры на поверхностную энергию.

Установлено, что изменение поверхностной энергии с ростом температуры зависит от структурного состояния сталей. С ростом температуры поверхностная энергия сталей перлитного класса снижается, аустенитного класса практически не изменяется, а сталей карбидного класса повышается [18]. Различный характер изменения поверхностной энергии с повышением температуры обусловливает разные закономерности абразивного изнашивания сталей. При этом получила подтверждение тенденция снижения активационного барьера разрушения с ростом температуры.

В качестве примера на рис. 8 показан характер изменения поверхностной энергии сталей перлитного класса с ростом температуры.

Закон изменения поверхностной энергии от температуры отпуска полностью совпадает с законом изменения износостойкости сталей перлитного, аустенитного и карбидного классов при их абразивном изнашивании [21, 23]. Это дает основание считать поверхностную

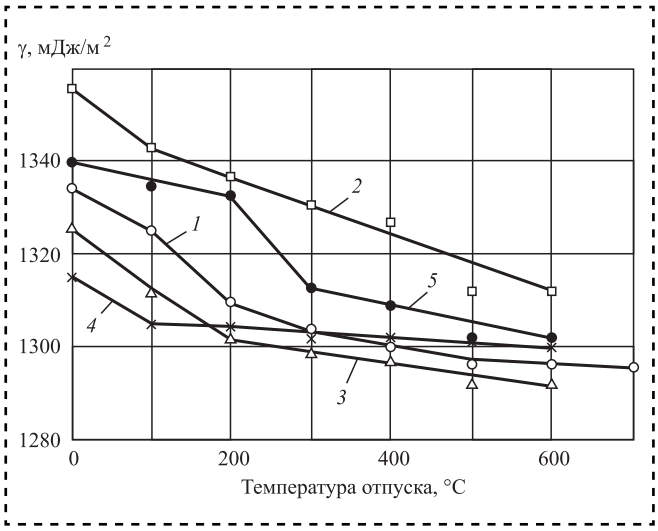


Рис. 8. Влияние температуры на поверхностную энергию сталей:
1 — Д5ХН2МФАШ; *2* — 20; *3* — 45; 4 — 40Х; *5* — У10

энергию структурно чувствительной характеристикой [24].

Анализ механизма абразивного изнашивания материалов с позиций энергетической теории прочности показал, что процессы разрушения и изнашивания многофакторные, комплексные и сопровождаются в своем развитии малоизученными изменениями структуры. Ведущими являются процессы многократного деформирования поверхности абразивными частицами.

Степень развития этих процессов зависит от соотношения твердости металла (стали, сплава) и абразива и факторов, определяющих процесс разрушения металлов, к которым следует отнести:

локализацию пластической деформации в поверхностных слоях;

структурно-энергетическое изменение поверхности, обусловленное влиянием поверхностной энергии, энергии тепловых флуктуаций и внутренней энергии;

интенсивность упругой энергии, высвобождающейся из материала трения, с преобразованием ее в теплоту;

интенсивность напряжений, приложенных к материалу трения;

температуру, развивающуюся при трении, и градиент температур;

способность материала аккумулировать теплоту (теплофизические свойства материала, конфигурация контакта);

условия теплоотдачи.

В достаточно полной мере эти факторы учитывает показатель HV/γ, который можно рассматривать в качестве одного из критериев абразивной износостойкости металлических материалов.

Библиографический список

1. **Крагельский И.В.** Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
2. **Партон В.З., Борисковский В.Г.** Динамика хрупкого разрушения. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
3. **Иванова В.С.** Разрушение металлов. М.: Металлургия, 1979. 167 с.
4. **Рыбин В.В.** Большие пластические деформации и разрушение металлов. М.: Металлургия, 1986. 224 с.
5. **Владимиров В.И.** Физическая теория прочности и пластичности. Ч. 2. Точечные дефекты. Упрочнение и возврат. Л.: ЛПИ, 1975. 151с.
6. **Любарский И.М., Палатник Л.С.** Металлофизика трения. М.: Металлургия, 1976. 176 с.
7. **Берштейн М.Л.** Структура деформированных металлов. М.: Металлургия, 1977. 432 с.
8. **Грозин Б.Д.** Износ металлов. Киев: Гостехиздат, 1951. 252 с.
9. **Кузнецов В.Д.** Поверхностная энергия твердых тел. М.: ГИТЛ, 1954. 226 с.
10. **Тененбаум М.М.** Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.
11. **Кащеев В.Н.** Процессы в зоне фрикционного контакта металлов. М.: Машиностроение, 1978. 213 с.
12. **Буше Н.А.** Подшипниковые сплавы для подвижного состава. М.: Транспорт, 1967. 224 с.
13. **Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.Е.** Кинетическая природа прочности твердых тел. М.: Наука, 1974. 560 с.
14. **Бакли Д.** Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии. М.: Машиностроение, 1986. 360 с.
15. **Макклинток Ф., Аргон А.** Деформация и разрушение материалов. М.: Мир, 1970. 443 с.
16. **Гуляев А.П.** Металловедение. М.: Металлургия, 1977. 544 с.
17. **Финкель В.М.** Физические основы торможения разрушения. М.: Металлургия, 1977. 360 с.
18. **Сорокин Г.М., Албагачиев А.Ю., Меделяев И.А.** Некоторые аспекты выбора и создания износостойких металлических материалов для условий абразивного изнашивания // Трение и износ. 1990. Т. 11. № 5. С. 773—781.
19. **Демкин Н.Б., Рыжов Э.В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.
20. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.
21. **Меделяев И.А., Албагачиев А.Ю., Сорокин Г.М.** Влияние поверхностной энергии на абразивное изнашивание материалов // Трение и износ. 2004. Т. 25. № 1. С. 85—92.
22. **Меделяев И.А., Албагачиев А.Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 462 с.
23. **Приходько В.М., Меделяев И.А., Фатюхин Д.С.** Формирование эксплуатационных свойств деталей машин ультразвуковыми методами. М.: МАДИ, 2015. 264 с.
24. **Сорокин Г.М., Албагачиев А.Ю., Меделяев И.А., Коркин В.А.** Экспериментальная установка для исследования поверхностной энергии металлов и сплавов // Трение и износ. 1986. Т. 7. № 6. С. 980—984.

УДК 539.3

А.А. Шмидт
(Липецкий государственный технический университет)
E-mail: me@alexschmidt.net

Исследование влияния шероховатости на возможность получения вытяжкой детали из высокопрочной стали

Рассмотрены особенности влияния шероховатости деталей на деформации и напряжения в процессе вытяжки высокопрочных сталей при глубокой вытяжке. Исследованы прочностные и эксплуатационные характеристики при трении и закономерности износа инструмента. Дана оценка возможному отклонению параметров трения при вытяжке. Исследована теоретическая зависимость концентраторов напряжений и геометрии заготовки и разработана экспериментальная установка для исследования влияния шероховатости на прочностные характеристики. Выполнено исследование контактного взаимодействия в процессе вытяжки с применением смазок с противозадирными свойствами. Выявлена зависимость энергосиловых параметров процесса вытяжки от способа подготовки поверхности заготовки. Приведена методика оценки необходимого прижима заготовки и проанализированы возможности вытяжки на примере проверочных деталей. Показана возможность использования полученных результатов в производстве.

Investigated effect of surface roughness on stress and blank folder force for stamping processes of high-strength steel. Research of stress and energy parameters during friction sliding and rotation on the tool surface was conducted. Deviation of the friction parameters is shown during stamping. Investigated theoretical dependencies of the stress concentrators and geometry of the deformed part and developed the experimental apparatus for researching the friction coefficient effect dependency from strength parameters of the deformed part. Conducted search for lubricants with anti-galling characteristics and preparation of the surface of a part. Investigated blank holder force required for given process and material parameters. Results suggest good contingency model for correlation between the factors, which can be useful in assisting process engineers in designing parts which are obtained with stamping. Demonstrated results can be used in production.

Ключевые слова: деформация, высокопрочные стали, шероховатость, оптимизация вытяжки.

Keywords: deformation, high-strength steel, roughness, stamping optimization.

Цель работы — разработка методики для оценки влияния состояния поверхностей заготовки и инструмента на изготовление деталей вытяжкой.

Для изготовления деталей вытяжкой требуется металл с высокими пластическими свойствами. Основным показателем пригодности металла, предназначенного для изготовления деталей холодной штамповкой, — его технологическая деформируемость, которая характеризует способность металла изменять форму при обработке давлением без нарушения сплошности. Важную роль в этом процессе играют трение и шероховатость поверхности детали. Измерение и исследование шероховатости и требуемых параметров смазки в производстве являются трудной и дорогостоящей задачей [1]. Возможность штамповки при предельных деформациях детали из высокопрочных сталей зависит от качества и физического состояния металла, а именно: химического состава, характеристик прочности, пластичности, анизотропии, размеров зерна и структурного состояния, объема неметаллических включений, склонности металла к деформационному старению, микрогеометрии поверхности листового проката, наличия внешних и внутренних дефектов и пр. Один из основных факторов, влияющих на штампуемость, — контактное трение. В настоящее время накоплен достаточно обширный экспериментальный и теоретический материал по анализу операций листовой штамповки и выявлению функцио-

нальных связей, определяющих влияние различных факторов на силу и работу деформирования, величину допустимого за один переход формоизменения заготовки, качество получаемых деталей и их технологические характеристики.

Поверхностный слой деталей оказывает влияние на эксплуатационные свойства: прочность (статическую, циклическую, ударную), износостойкость, сопротивление коррозии, эрозии, кавитации, точность и надежность неподвижных посадок. Шероховатость и волнистость поверхности, структура, фазовый и химический составы поверхностного слоя по-разному влияют на эксплуатационные свойства деталей. Знание закономерностей комплексного и раздельного влияния параметров поверхностного слоя деталей на их эксплуатационные свойства позволяет оптимизировать технологические процессы изготовления деталей при предельных деформациях с учетом заданных условий их эксплуатации.

Коррозионная стойкость трущихся поверхностей при пластической деформации резко снижается, так как по микронеровностям коррозия интенсивно распространяется вглубь металла. Существенно снижаются возможности измерения погрешностей размеров, формы и расположения поверхностей, имеющих повышенную шероховатость. С увеличением шероховатости возможно обеспечение более стабильных параметров трения скольжения в результате нанесения смазочного материала.

Для трущихся поверхностей важнейшая эксплуатационная характеристика — интенсивность их изнашивания (рис. 1) [2].

Для поверхностей с меньшей шероховатостью время приработки снижается и рабочий зазор уменьшается. Если допустимый износ ограничен значением A, то $t_2 > t_1$, т.е. время эксплуатации поверхности, имеющей низкую шероховатость, возрастает. Поэтому необходимо обеспечить шероховатость, соответствующую минимальному износу $Ra_{опт}$. При уменьшении шероховатости затрудняется смазывание поверхностей, а при большей высоте микронеровностей снижается площадь фактического контакта поверхностей и возрастают удельные нагрузки (рис. 2).

Шероховатость поверхности — технологический концентратор напряжений, который снижает прочностные характеристики металла независимо от вида напряженного состояния и температуры нагрева. Влияние шероховатости поверхности на сопротивление усталости обычно оценивают через напряжения, связанные с геометрическими параметрами микронеровностей поверхности.

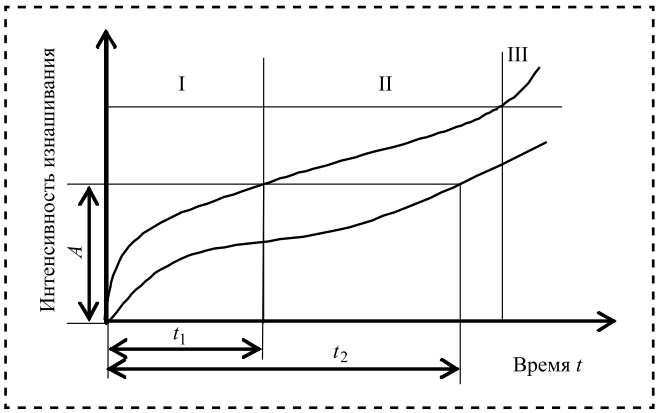


Рис. 1. Зависимость интенсивности изнашивания от времени работы:
I — приработка; II — равномерный износ; III — интенсивный износ

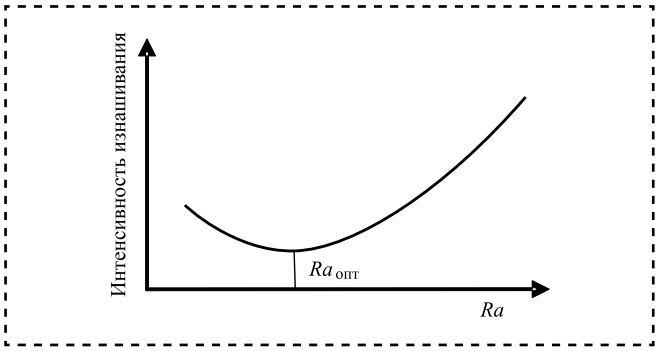


Рис. 2. Влияние шероховатости поверхности на интенсивность изнашивания

Теоретическая зависимость коэффициента концентрации напряжений α от геометрических параметров, мелких выточек (рисок), многократно повторяющихся на поверхности детали, установлена Г. Нейбером [3]. В этом случае теоретический коэффициент концентрации напряжений можно определить по формулам:

при сдвиге и кручении

$$\alpha_\sigma = 1 + \sqrt{\gamma \frac{Rz}{r}};$$

при растяжении и изгибе:

$$\alpha_\sigma = 1 + \sqrt[2]{\gamma \frac{Rz}{r}},$$

где γ — коэффициент разгрузки, зависящий от отношения шага неровностей к их высоте (см. рис. 2);

Rz — высота микронеровностей по десяти точкам;

r — радиус кривизны на дне впадины.

Проведено исследование шероховатости при сдвиге заготовки относительно инструмента и растяжении в направлении длины заготовки.

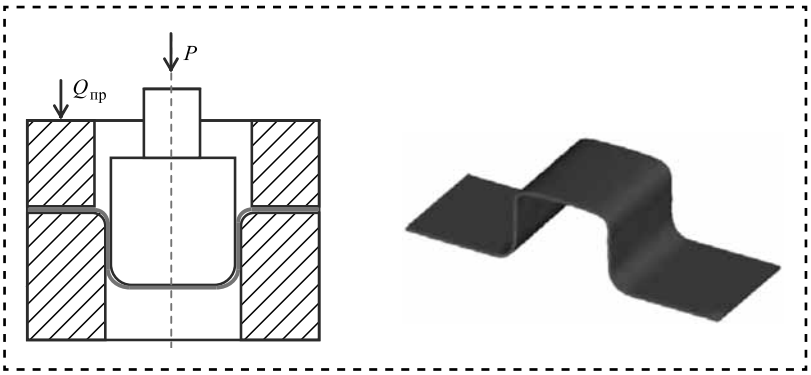


Рис. 3. Схема вытяжки

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Оценка сил трения и влияния смазки при листовой штамповке на силу деформации и возможную глубину вытяжки. С помощью методики оценки сил трения и влияния смазки при листовой штамповке изучены закономерности контактного трения, что позволяет находить решения многих практических вопросов при вытяжке:

— разработки и освоения эффективных технологических смазочных материалов (ТСМ);

— повышения точности и качества поверхности заготовок;

— обеспечения стойкости и надежности работы деформирующего инструмента.

От достоверного определения и задания граничных условий на контактных поверхностях в значительной степени зависит точность результатов теоретического анализа силовых и деформационных режимов процессов формоизменения [4]. Несмотря на сложность определения и задания условий контактного трения, использование трения в технологических целях стало одним из эффективных направлений интенсификации процессов объемно-пластического деформирования.

Наиболее простые косвенные методы оценки условий контактного взаимодействия деформируемой заготовки и инструмента используются лишь для определения эффективности ТСМ путем сопоставления значений силовых или деформационных параметров, зависящих от интенсивности контактного трения. По результатам измерения параметров могут быть рассчитаны и некоторые показатели условий трения [5].

С помощью программного комплекса (например, MSC.Marc) смоделировали процесс деформирования заготовки (рис. 3).

Для этого же процесса экспериментально определили силу деформирования, соответствующую реальному состоянию поверхностей инструмента, заготовки и используемому ТСМ, и коэффициент трения, соответствующий экспериментально полученному значению силы [5].

Экспериментально-теоретический метод исследования шероховатости. Для конструктора и технолога важно знать, как влияет шероховатость поверхности на прочностные характеристики металла в исходном состоянии (т.е. без учета физико-химических изменений в металле поверхностного слоя) (рис. 4 на стр. 3 обложки). Часть смазочного материала выдавливается при увеличении нагрузки вплоть до касания выступов шероховатости поверхности инструментом. Далее происходит смещение выступов и возникают задиры на поверхности.

Для измерения шероховатости поверхности инструмента вставки штампа ориентировали под углом 90° по отношению к горизонтальной плоскости и таким образом исключали влияние скоса инструмента на результаты измерений (рис. 5) [5].

Провели анализ причин возникновения поверхностных дефектов с учетом наличия смазочного материала и возникающего напряженно-деформированного состояния и построили диаграммы.

Для определения коэффициентов концентрации напряжений, обусловленных микронеровностями на поверхности деталей после механической обработки, можно использовать зависимость, приведенную на рис. 6.

Для микрорельефа поверхности после механической обработки примем $\gamma = 1$; $Rz/r = 0{,}3...0{,}5$, тогда теоретический коэффициент концентрации $U_o = 1{,}5...2{,}5$. Коэффициент концентрации напряжений шлифованной поверхности с шероховатостью $Ra = 0{,}32$; 0,63; 1,25 мкм равен соответственно 1,2; 1,24 и 1,48.

Используя коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений q_σ, можно приближенно оценить эффективные коэффициенты концентрации напряжений, обусловленные микронеровностями на поверхности детали.

Для углеродистых сталей с малыми радиусами закруглений по дну микронеровностей $q_\sigma = 0{,}1...0{,}2$.

Эффективные коэффициенты концентрации для высокопрочных сталей, вычисленные по формуле $K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1)$ равны 1,05...1,3.

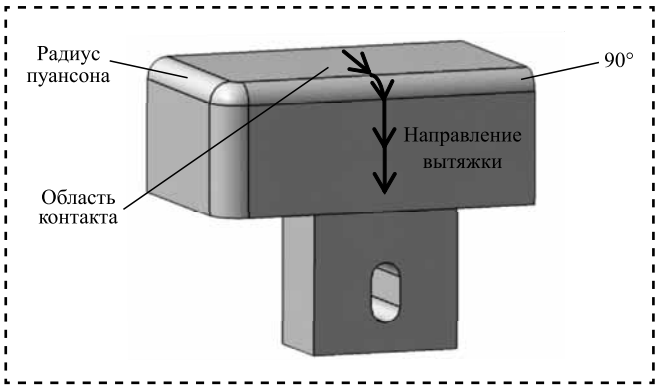


Рис. 5. Измеряемая поверхность и изменение шероховатостей на поверхности инструмента

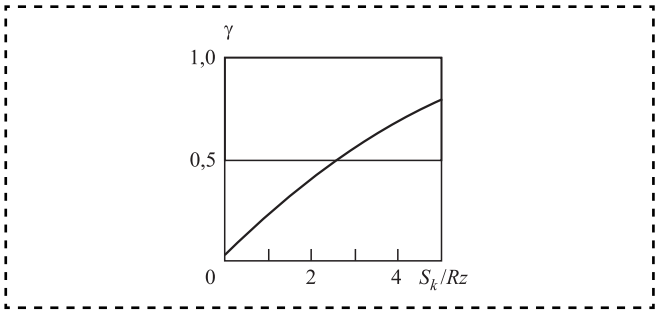


Рис. 6. Зависимость коэффициента разгрузки γ от отношения шага неровностей S_k к параметру Rz

Значения K_σ для легированных сталей будут более высокими по сравнению с углеродистыми сталями из-за их большой чувствительности к концентрации напряжений.

Эксплуатационные свойства деталей зависят не только от высоты микронеровностей, но и от радиусов закругления впадин и выступов, угла наклона профиля и шага неровностей.

При изменении параметра шероховатости поверхности Ra = 5,0; 1,2; 0,3 и 0,15 мкм (направление неровностей — перпендикулярное) сопротивление усталости высокопрочных сталей (рабочая частота нагружения 1...5 кГц, число испытаний $100 \cdot 10^6$ циклов) снижается.

Провели оценку сил деформирования и напряжений при листовой штамповке. Испытывали металл на вытяжку под прижимом по методу Эриксена. Для исследований параметров шероховатости с различными трибологическими характеристиками ТСМ и физико-химическими свойствами поверхности в процессе листовой штамповки создали лабораторный гидравлический пресс двойного действия с максимальной силой деформирования 100 кН и силой прижима до 20 кН, заданной скоростью перемещения пуансона. Датчик избыточного давления в системе, подключенной к ЭВМ, регистрировал давление вытяжки в процессе испытания, а датчик перемещения — глубину вытяжки. В процессе испытаний получили зависимость "сила—перемещение вытяжного пуансона". Деформирование осуществляли с применением пуансона, матрицы и прижимных колец (рис. 7). Испытания на шероховатость проводили с использованием образцов в виде пластин из различных сталей с заданным коэффициентом шероховатости путем применения испытанных ТСМ.

Материал пуансона, матрицы и прижимного кольца — сталь Р6М5 с твердостью 57 HRC и параметром шероховатости поверхности матрицы и прижимных колец Ra = 0,125 мкм.

Об эффективности смазки судили по величине силы деформирования: более эффективная смазка и меньшая шероховатость требуют меньшей силы деформирования. Этот способ оценки шероховатости и ТСМ обладает достаточной чувствительностью за счет упрощения схемы напряженно-деформированного состояния (НДС).

Оценка влияния шероховатости и сил трения на напряженно-деформированное состояние и расчет силы прижима. Вычислили влияние сил трения на деформации и напряжения в заготовке. Уровень проникновения заготовки и инструмента друг

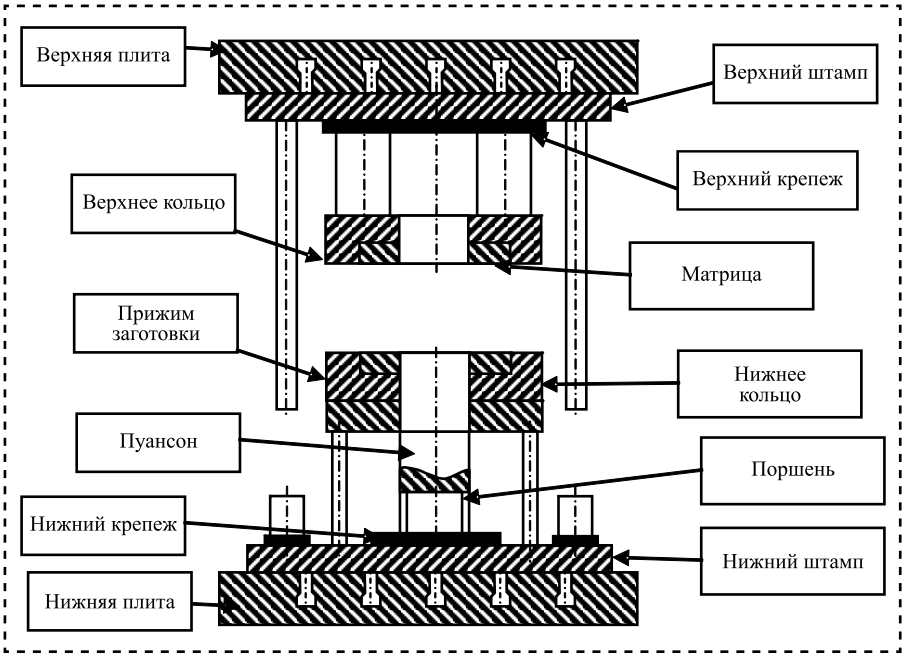


Рис. 7. Экспериментальная установка

в друга задавали коэффициентом интерференции I_k в диапазоне 0,0125...0,06 мкм.

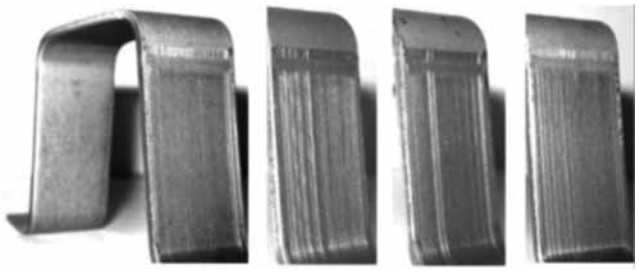
Исходные условия экспериментального исследования шероховатости

Параметр шероховатости поверхности *Ra*, мкм	0,32; 0,63; 1,25
Коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений q_σ	0,1...0,2
Интерференция поверхностей I_k	0,0125...0,06
Число шагов моделирования	100
Сила прижима заготовки, кН	40

Зависимости возникающих напряжений в заготовке в характерном сечении на радиусе скругления заготовки от шага деформирования приведены на рис. 8 (на стр. 3 обложки).

В приведенной методике описана операция вытяжки тонколистового металла, когда толщина меньше зазора между матрицей и пуансоном. В случаях когда этот зазор меньше толщины металла и значительная доля деформации металла, соответственно и работа трения, происходят не в прижиме, а в зазоре между матрицей и пуансоном, большое значение имеет оценка эффективности смазочных материалов по методикам, используемым для операций холодной объемной штамповки.

Выполнены расчеты возникающих в заготовке напряжений в процессе пластического деформирования при предельных деформациях. В результате измерений и построения среднеквадратичных функций зависимости силы прижима от шага моделирования показано, что чем ниже коэффициент интерференции (проникновения) поверхностей, тем ниже возникающие в заготовке напряжения, и предельные возможности вытяжки обратно пропорциональны величине силы трения. Рассчитана сила прижима для получения заданной заготовки и удержания для пластического деформирования (рис. 9 на стр. 3 обложки).



а *б* *в* *г*

Рис. 10. Деформированные образцы:
а — полировка вручную шлифовальной бумагой Р 1200; *б* — полировка вручную шлифовальной бумагой Р 2400; *в* — машинная полировка; *г* — без полировки

При меньшем уровне интерференции требуется большая сила прижима.

Экспериментальная проверка методики оценки параметров поверхности в зависимости от подготовки инструмента. Для обеспечения износостойкости инструмента для штамповки необходимых партий изделий из материала, имеющего характеристики износостойкости выше по сравнению с обычными сталями, требуется предварительная подготовка поверхности.

При заданной силе вытяжки измеряли силу прижима и напряжения при различной обработке поверхности инструмента: ручной, машинной полировке, без полировки. Коэффициент трения и температуру начала процесса считали постоянными. Толщина заготовки 1,4 мм. Твердость покрытия инструмента 45 HRC.

Установили зависимость и построили однофакторную корреляцию между коэффициентом интерференции и силой прижима. Исследовали схему вытяжки с заданной смазкой (масляная, коэффициент трения 0,15) и изменяемой шероховатостью.

Микроструктуру задавали как для трансверсально-изотропного металла, где характеристики зависят только от направления прокатки. Процесс вытяжки повторяли 15 раз (рис. 10).

После окончания деформации заготовок определили влияние, которое оказывает различная подготовка поверхности инструмента, вычислили напряжения, возникшие в результате вытяжки после заданного числа циклов использования этого инструмента (рис. 11 на стр. 3 обложки).

При заданной смазке и коэффициенте трения с увеличением шероховатости увеличивается сила прижима и напряжения в процессе деформирования (рис. 12 на стр. 3 обложки).

Полученные результаты экспериментального моделирования показали хорошую сходимость с теоретическими расчетами и могут быть использованы в производстве.

Библиографический список

1. **Шмидт А.А., Володин И.М.** Подбор смазки с учетом коэффициента трения для вытяжки деталей из высокопрочной стали // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 7 (18). С. 321—324.
2. **Степанов М.Н., Шаврин А.В.** Статистические методы анализа механических свойств. М.: Машиностроение, 2005. 398 с.
3. **Клюев В.В.** Испытательная техника. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1982. 560 с.
4. **Романовский В.П.** Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 520 с.
5. **Шмидт А.А.** Влияние трения и параметров настройки инструмента на оптимизацию вытяжки деталей автомобильного производства // Материалы VI международной заочной научно-практической конференции: "Развитие науки в XXI веке". Харьков: Научно-информационный центр "Знание", 2015. Т. 1.

УДК 621.86:05.05.04

Е.А. Дубовик *(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)*
E-mail: Dubovik1982@list.ru

Использование теплообменного прибора в гидравлических машинах

Представлен алгоритм расчета теплоты при использовании теплообменного устройства в гидроприводе машин.

The algorithm for calculating the heat using of the heat exchanger in a hydraulic drive machines is presented.

Ключевые слова: алгоритм, гидравлические потери, теплота, теплообменник.

Keywords: algorithm, pressure loss, heat, exchanger.

Под объемным гидроприводом понимают совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин с помощью рабочей жидкости под давлением. Если рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосами, то гидропривод называют насосным. Часть насосного гидропривода двигателя к механизмам машины называют объемной гидропередачей.

Расчет теплоты гидропривода проводят в целях определения температуры рабочей жидкости, объема гидробака и выяснения необходимости применения специальных теплообменных устройств.

Основные причины выделения теплоты гидропривода — внутреннее трение рабочей жидкости, дросселирование жидкости при прохождении различных элементов гидропривода, трение в гидроаппаратуре и др.

Количество теплоты, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в нем мощности.

Расчет теплоты гидропривода ведется на основе уравнения теплового баланса:

$$Q_{вых} = Q_{отв}, \quad (1)$$

где $Q_{вых}$ — количество теплоты, выделяемое гидроприводом в единицу времени (тепловой поток), Вт;

$Q_{отв}$ — количество теплоты, отводимого в единицу времени, Вт.

Количество выделяемой теплоты определяют по формуле:

$$Q_{вых} = N_н (1 - \eta_{гм}) k_в k_д = \frac{P_{ном} Q_{нд}}{\eta_н} (1 - \eta_{гм}) k_в k_д, \quad (2)$$

где $Q_{вых}$ — количество теплоты, выделяемое гидроприводом в единицу времени (тепловой поток), Вт;

$N_н$ — мощность привода насоса (потребляемая), Вт;

$\eta_{гм}$ — гидромеханический КПД гидропривода;

$k_в$ — коэффициент продолжительности работы гидропривода;

$k_д$ — коэффициент использования номинального давления;

$P_{ном}$ — номинальное давление, Па (из исходных данных);

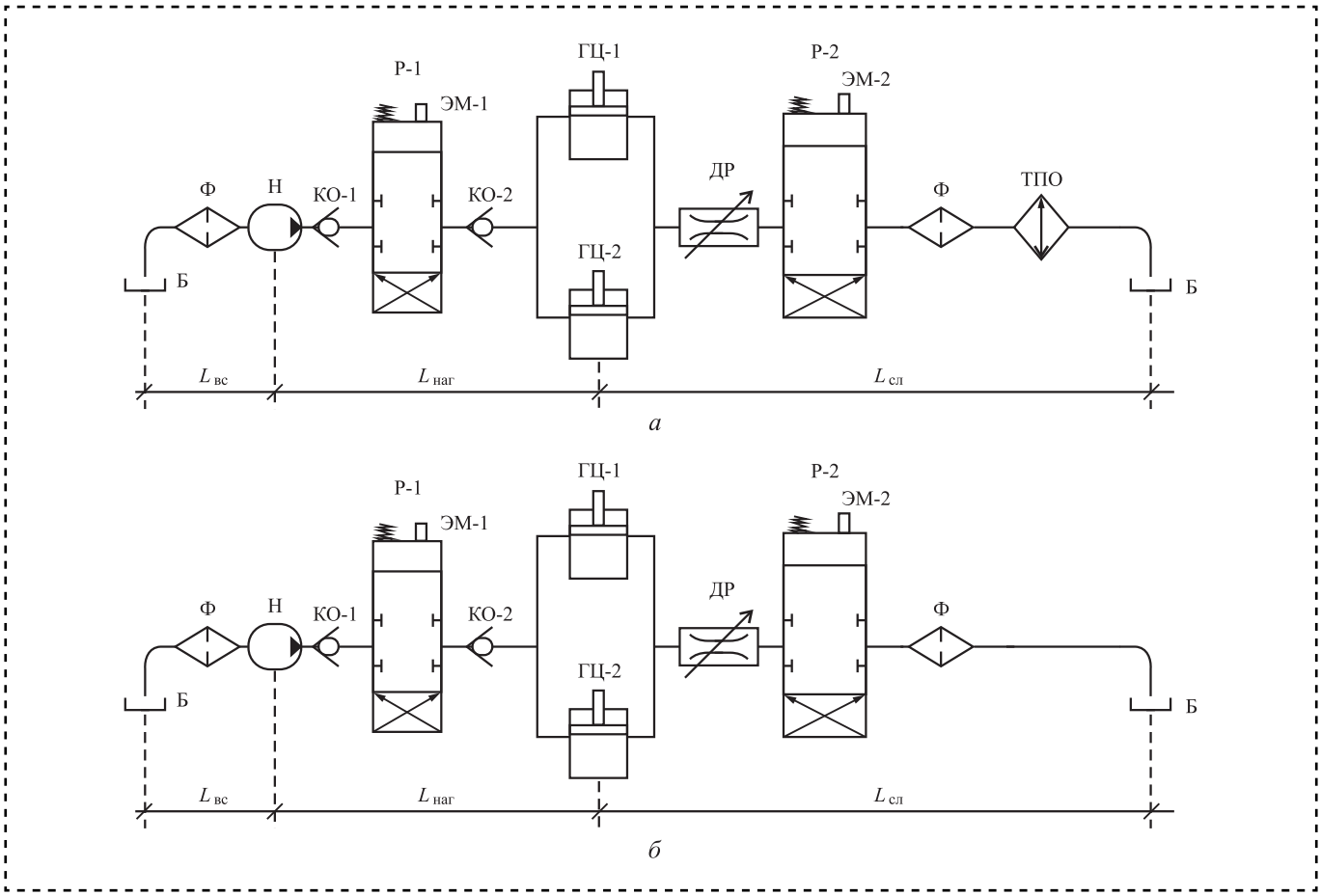
$Q_{нд}$ — действительная подача насоса, м^3/с;

$\eta_н$ — полный КПД насоса.

Гидромеханический КПД гидропривода находят по формуле:

$$\eta_{гм} = \eta_{гмн} \eta_{гмгдв} \eta_г, \quad (3)$$

где $\eta_{гмн}$, $\eta_{гмгдв}$ — гидромеханический КПД соответственно насоса и гидродвигателя;



Принципиальная гидравлическая схема двухстоечного подъемника с теплообменником (*а*) и без теплообменника (*б*): Б — гидробак; Н — насос; КО-1, КО-2 — гидроклапан обратный; Р-1,2 — гидрораспределитель; ЭМ-1, 2 — электромагнитное устройство с закрытым центром; ГЦ-1, 2 — гидроцилиндры; ДР — гидродроссель; Ф — фильтр; ТПО — теплообменник; $L_{вс}$ — всасывающая гидролиния; $L_{наг}$ — нагнетательная гидролиния; $L_{сл}$ — сливная гидролиния

$\eta_г$ — гидравлический КПД гидропривода,

$$\eta_г = \frac{p_{ном} - \left(\Delta p_н + \Delta p_с + \Delta p_{вс}\right)}{p_{ном}}, \quad (4)$$

где $P_{ном}$ — номинальное давление, МПа;

$\Delta p_н$, $\Delta p_с$, $\Delta p_{вс}$ — потери давления в напорной, сливной и всасывающей гидролиниях, МПа.

В технических характеристиках насосов обычно приводят значения полного и объемного КПД, поэтому гидромеханический КПД определяем из выражения для полного КПД гидромашины:

$$\eta_н = \eta_г \eta_{мн} \eta_{об} = \eta_{гм} \eta_{об}, \quad (5)$$

где $\eta_г$, $\eta_{мн}$, $\eta_{об}$, $\eta_{гм}$ — КПД соответственно гидравлический, механический, объемный, гидромеханический.

Тогда:

$$\eta_{гм} = \frac{\eta_н}{\eta_{об}}.$$

Количество теплоты, отводимого в единицу времени от поверхностей металлических трубопроводов, гидробака при установившейся температуре жидкости, определяют по формуле:

$$Q_{отв} = k_{тп}\left(t_ж - t_0\right)\sum_{i=1}^{3} S_п + k_{тп}\left(t_ж - t_0\right) S_б, \quad (6)$$

где $Q_{отв}$ — количество отводимого в единицу времени теплоты, Вт;

$k_{тп}$ — коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, Вт/(м^2·град);

$t_ж$ — установившаяся температура рабочей жидкости, °С, $t_ж \leqslant 60...70$ °С;

t_0 — температура окружающего воздуха, °С;

$\sum_{i=1}^{3} S_п$ — суммарная площадь наружной теплоотводящей поверхности трубопроводов (всасывающей, напорной, сливной гидролиний), м^2;

$S_б$ — площадь поверхности гидробака, м^2.

Для практических расчетов принимаем $k_{тп}$ = = 15 Вт/(м^2·°С).

Так как $Q_{вых} = Q_{отв}$, то из формулы (6) определим площадь поверхности гидробака:

$$S_б = \frac{Q_{отв}}{k_{тп}\left(t_ж - t_0\right)} - \sum_{i=1}^{3} S_п.$$

Расчетная площадь поверхности гидробака связана с его объемом следующей формулой:

$$S_б = 0,065\sqrt[3]{V^2}. \quad (7)$$

На рисунке представлена принципиальная гидравлическая схема двухстоечного гидравлического подъемника для подъема автомобилей с теплообменным прибором (устройством) и без него. Если условие $V/Q_{ном}$ не вписывается (меньше или больше) в диапазон минутной подачи насоса, т.е. 0,8...3,0 мин, тогда теплообъемное устройство требуется в конструкции подъемника, если вписывается, тогда наличие теплообменного прибора (устройства) не требуется, что делает конструкцию экономичной.

Технические характеристики насоса типа 210.16.12.01

Рабочий объем, см^3	28,1
Давление, МПа:	
минимальное	1
номинальное	16
максимальное	32
Давление на вход в насос, МПа:	
максимальное	1,6
минимальное	0,07 (абсолютное)
Максимальное давление дренажа, МПа	0,1
Частота вращения вала, с$^{-1}$:	
минимальная	6,3
номинальная	32
максимальная	58,3
Номинальная подача, дм^3/мин	52,1
Номинальная потребляемая мощность, кВт	15,5
КПД объемный	0,965
КПД полный	0,91
Температура рабочей жидкости, °С:	
максимальная	+75
минимальная	−40
Тонкость фильтрации рабочей жидкости, мкм	25
Масса, кг, не более	12,5

Библиографический список

1. **Дубовик Е.А.** Гидропривод бульдозера, корчевателя, рыхрытеля: учебное пособие. LAMBERT Academic Publishing, Германия. 2016. 64 с.

Читайте в следующем номере:

Волков Г.Ю., Смирнов В.В. Повышение надежности и снижение пульсации расхода планетарных роторных гидромашин с последовательно соединенными секциями

Крыхтин Ю.И., Карлов В.И. К разработке математической модели нагружения фрикционного плазменного покрытия конуса инерционного синхронизатора механических трансмиссий

Самохвалов В.Н., Самохвалова Ж.В. Сборка соединений из разнородных материалов давлением импульсного магнитного поля

Сорокин М.Н. Решение трехпараметрической задачи комплектования частного вида (часть 2)

Мигранов М.Ш., Шехтман С.Р., Афанасьева Ю.Д., Мигранов А.М. Многослойные покрытия системы Ti—TiN для режущего инструмента

Дунаев А.В., Павлов О.Г., Пустовой И.Ф., Рыжов В.Г. Механизмы образования триботехнических покрытий при использовании серпентиновых геомодификаторов трения

Емаев И.И., Криони Н.К., Минасов Б.Ш., Шустер Л.Ш., Якупов Р.Р. Зависимость износа эндопротезов тазобедренного сустава от показателей адгезионного взаимодействия пары трения "головка — вкладыш"

Звягинцев В.А., Дергунов Р.И. Разработка методики ассоциативного проектирования каркасов приспособлений для узловой и агрегатной сборки элементов конструкции планера самолета с использованием Siemens NX Product Template Studio

Водолазская Н.В. Расчет параметров определенных технических систем на основе моделирования их сборочных процессов

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) 269-54-96.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 08.06.2018. Подписано в печать 01.08.2018. 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.