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 / 4 (213)

СОДЕРЖАНИЕ

Сборочное оборудование и его элементы

Кузнецова С.В. Управляемость и наблюдаемость системы автоматизированной сборки 147

Житников Ю.З., **Житников Б.Ю.**, **Степанов А.С.** Обоснование параметров устройства и режимов движения ползунов для подачи резьбовых деталей в зону завинчивания многошпиндельного шпильковерта 153

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Потапов В.В. Методика нормирования герметичности и точности разъемных соединений систем безопасности контайнмента реактора 158

Разборка. Ремонт

Дубовик Е.А. Технология разборки и сборки деталей с резьбовыми соединениями 163

Трение и смазка в машинах и механизмах

Гурьянов Г.Н., **Смирнов С.В.** Сборный инструмент для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения 168

В помощь конструктору, технологу

Емельянов С.Г., **Селезнев Ю.Н.**, **Губанов В.С.**, **Кочергин В.С.** Исследование влияния параметров протягивания на температуру рабочей зоны при обработке фасонных отверстий 175

Буланов Э.А. Расчет прессового соединения 181

Страницы истории

Березин С.Я. История развития самостопорящихся резьб 186

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

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

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

ВОЛГОГРАД
М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, акад. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

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

КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

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

НИЖНИЙ НОВГОРОД
С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

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

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

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

РОСТОВ-НА-ДОНУ
А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.

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

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

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф.

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

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

ХАБАРОВСК
В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

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

ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

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

ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

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

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 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 **4 (213)**

CONTENTS

Production tools and machinery for assembly

Kyznecova S.V. Controllability and observability for automated assembly system 147

Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu., Stepanov A.S. Justification of the device parameters and modes of motion of the sliders for feeding the threaded parts to the zone of screwing of the multi-spindle screwdriver 153

Quality assurance. Testing. Monitoring

Potapov V.V. Technique regulation of integrity and accuracy of demountable joints security systems of reactor containment 158

The dismantling. Repair

Dubovik E.A. Technology of disassembly and assembly of the parts with threaded connections 163

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Guryanov G.N., Smirnov S.V. The combined tool for drawing of the wire in the mode of hydrodynamic friction 168

Industrial and design engineer's aid

Emel'yanov S.G., Seleznev Yu.N., Gubanov V.S., Kochergin V.S. Research of influence of parameters of broaching on the temperature of the working area when machining of shaped holes 175

Bulanov E.A. Press-fit connection calculation 181

Pages of history

Berezin S.Ya. History of self-locking threads 186

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@machin.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

BELGOROD
N.A. PELIPENKO
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
NABEREZHNYE CHELNY
S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV
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. VELOBORODOV
V.F. MAKAROV
ROSTOV-ON-DON
V.I. KOLESNIKOV
A.A. RYZHKIN
RYBINSK
V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV
SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV
ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV
SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA
TOMSK
A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN
TULA
A.A. MALIKOV
V.V. PREYS
KHABAROVSK
V.I. SCHPORT

Belarus
MINSK
V.L. BASINJUK
M.L KHEIFETZ
GOMEL
V.E. STARZHINSKI

Ukraine
KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO
DONETSK
A.N. MIKHAILOV

Poland
P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

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

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

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2018

УДК 621.757

С.В. Кузнецова, *канд. техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
E-mail: svkyznecova@gmail.com

Управляемость и наблюдаемость системы автоматизированной сборки

Предложена расчетная схема системы автоматизированной сборки. Получено описание системы автоматизированной сборки в переменных состояния в наблюдаемом и управляемом канонических представлениях. Сформулированы условия управляемости и наблюдаемости системы и проведен их анализ. Определены соотношения параметров, приводящие к потере управляемости и наблюдаемости системы сборки.

The settlement scheme of automated assembly system is offered. The description of automated assembly system with state variables at observable and controllable canonic forms is derived. The conditions of system controllability and observability are formulated. Their analyses are executed. The proportions of parameters that result to contravention of controllability and observability of assembly system are determined.

Ключевые слова: автоматизированная сборка, переменные состояния, управление положением детали, условия управляемости и наблюдаемости.

Keywords: automated assembly, state variables, control of detail's position, conditions of controllability and observability.

Введение

Процесс сборки заключается в управлении движением соединяемых деталей в целях совмещения их сопрягаемых поверхностей. Устройство для сборки — это динамическая система, обеспечивающая автоматический режим движения деталей. Условием существования автоматического управления положением деталей для их совмещения (сборки) являются управляемость и наблюдаемость системы [1]. Для анализа структурных свойств (управляемости и наблюдаемости) сборочной системы целесообразно применять метод пространства состояний [2]. Состояние системы может быть описано совокупностью переменных состояния, характеризующих ее поведение в будущем, если известно состояние в исходный момент и приложенные к системе воздействия. Применительно к сборочной системе в качестве переменных состояния удобно рассматривать координаты деталей и скорости их изменения во времени.

Расчетная схема и вводимые допущения при анализе системы автоматизированной сборки

Система автоматизированной сборки включает соединяемые детали, устройство адаптации положения деталей, перемещающее устройство (рис. 1). Существует большое количество разновидностей адаптирующих устройств, однако их всех объединяет функция обеспечения согласования деталей. На схеме рис. 1 адаптирующее устройство заменено упругими и диссипативными элементами.

Допущения, учитываемые при составлении расчетной схемы:

— присоединяемая деталь является подвижной, базовая деталь — неподвижной;

— силовое воздействие может быть передано детали только при наличии среды, характеризующейся упругими и диссипативными свойствами;

— собираемые детали обладают упругими и инерционными свойствами;

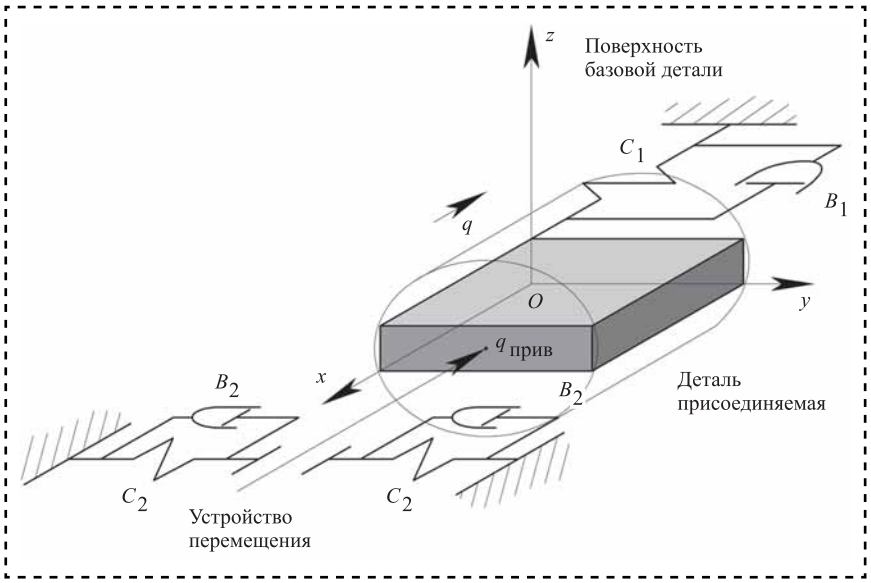

Рис. 1. Расчетная схема системы автоматизированной сборки

— геометрические характеристики деталей учитываются посредством замыкания обратных связей по координатам адаптации;

— уравнения, описывающие динамику движения детали, линейные;

— нелинейности могут проявляться в процессе взаимодействия детали и среды в виде изменения характеристик последней (в результате контактного взаимодействия, изменения скоростного режима и др.);

— согласно принципу декомпозиции систему сборки, являющуюся сложным техническим объектом, разделим на более простые подсистемы управления координатами адаптации положения детали (линейные, угловые);

— считая координаты адаптации (линейные и угловые) независимыми, в расчетной схеме угловая адаптация положения не учитывается.

Математическая модель процесса управления координатой адаптации положения детали

Рассмотрим вынужденное движение детали под действием управляющего воздействия. Уравнение, описывающее поведение координаты адаптации q в динамике для системы сборки, имеет вид:

$$A_1\ddot{q} + B_1\dot{q} + C_1 q = F_{дв}, \quad (1)$$

где A_1 — параметр, характеризующий инерционные свойства присоединяемой детали (учитывает массу или моменты инерции);

B_1 — коэффициент вязкого трения при перемещении соединяемой детали по координате (адаптации или совмещения) q;

C_1 — коэффициент, описывающий жесткость среды;

$F_{дв}$ — силовое воздействие на деталь со стороны перемещающего устройства.

Дополним уравнение (1), введя параметры, характеризующие устройство перемещения присоединяемой детали:

$$A_1\ddot{q} + B_1\dot{q} + C_1 q = \\ = B_2\left(\dot{q}_{прив} - \dot{q}\right) + C_2\left(q_{прив} - q\right), \quad (2)$$

где $q_{прив}$ — задающее перемещение; B_2 и C_2 — коэффициенты вязкости и жесткости устройства перемещения соответственно.

Преобразуем выражение (2):

$$A_1\ddot{q} + \left(B_1 + B_2\right)\dot{q} + \left(C_1 + C_2\right)q = B_2\dot{q}_{прив} + C_2 q_{прив};$$

$$\ddot{q} + \frac{\left(B_1 + B_2\right)}{A_1}\dot{q} + \frac{\left(C_1 + C_2\right)}{A_1}q = \frac{B_2}{A_1}\dot{q}_{прив} + \frac{C_2}{A_1}q_{прив}. \quad (3)$$

Математическая модель процесса управления координатой адаптации положения q детали, составленная по уравнению (3), представлена на рис. 2.

Метод пространства состояний

Метод пространства состояний (переменных состояния) — представляет собой упорядоченную последовательность нахождения состояния системы в функции времени, использует матричный метод решения системы дифференциальных уравнений первого порядка, записанных в форме Коши.

Для случая линейной системы с m входами, q выходами и n переменными состояния описание имеет вид:

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t) \text{ — уравнение состояния;} \\ Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t) \text{ — уравнение выхода,} \end{cases} \quad (4)$$

где $X(t) \in R^n$ — вектор состояния, элементы которого являются состояниями системы;

$Y(t) \in R^q$ — вектор выхода;

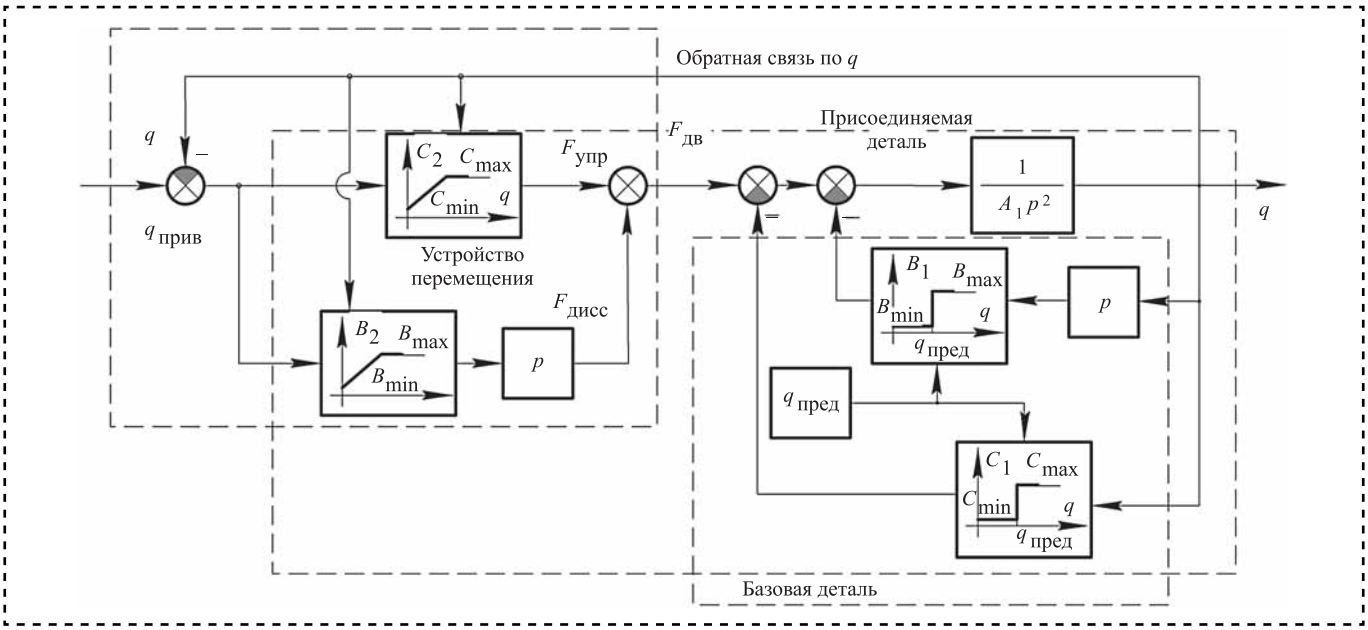

Рис. 2. Структурная схема системы автоматизированной сборки (канал управления координатой адаптации положения детали *q*)

$U(t) \in R^m$ — вектор управления;

$A(\cdot)$ — матрица системы размерностью $n \times n$;

$B(\cdot)$ — матрица управления $n \times m$;

$C(\cdot)$ — матрица выхода $q \times n$;

$D(\cdot)$ — матрица прямой связи $q \times m$ (часто матрица $D(\cdot)$ является нулевой, это означает, что в системе нет явной прямой связи);

$$\dot{X}(t) = \frac{dX(t)}{dt}.$$

Обобщенная структурная схема непрерывной линейной системы, описанной в виде переменных состояния, изображена на рис. 3.

Создадим модель системы сборки, включающую набор переменных входа, выхода и состояния, связанных между собой дифференциальными уравнениями первого порядка, записываемыми в матричной форме.

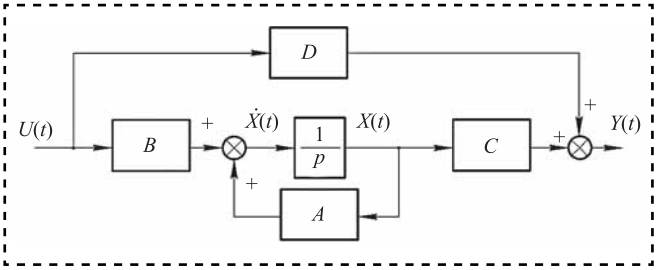

Рис. 3. Обобщенная структурная схема непрерывной линейной системы, описанной в виде переменных состояния

Описание системы автоматизированной сборки в переменных состояния

Для определения условий управляемости и наблюдаемости системы сборки, описываемой структурной схемой (см. рис. 2) и уравнением (3), перейдем от переменной $q(t)$ к переменным состояния системы:

$$\left.\begin{aligned} q &= x_1 \\ \dot{q} &= x_2 \end{aligned}\right\}.$$

Исследуемая система сборки характеризуется двумя состояниями: $n = 2$ (x_1 — координата адаптации положения детали, x_2 — скорость изменения координаты). Запишем уравнение состояния системы, введя обозначение управляющего воздействия $U = q_{\text{прив}}$:

$$\dot{x}_2 + \frac{(B_1 + B_2)}{A_1} x_2 + \frac{(C_1 + C_2)}{A_1} x_1 = \frac{B_2}{A_1} \dot{u} + \frac{C_2}{A_1} u. \quad (5)$$

Перейдем к дифференциальным уравнениям в переменных состояния в нормальной форме:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = -\dfrac{(B_1 + B_2)}{A_1} x_2 - \dfrac{(C_1 + C_2)}{A_1} x_1 + \dfrac{B_2}{A_1} \dot{u} + \dfrac{C_2}{A_1} u. \end{cases} \quad (6)$$

Преобразуем систему (6) к векторно-матричной форме [3]:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU; \\ Y = C^{\mathrm{T}} X, \end{cases} \quad (7)$$

где $X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$ — вектор состояния;

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\dfrac{(C_1 + C_2)}{A_1} & -\dfrac{(B_1 + B_2)}{A_1} \end{bmatrix}$$ — матрица системы;

$$B = \begin{bmatrix} \dfrac{B_2}{A_1} \\ \dfrac{C_2}{A_1} - \dfrac{B_2}{A_1}\dfrac{(B_1 + B_2)}{A_1} \end{bmatrix}$$ — матрица управления;

$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}$ — матрица выхода.

Получены векторно-матричные уравнения процесса управления положением детали в системе автоматизированной сборки.

Система автоматизированной сборки в наблюдаемом и управляемом канонических представлениях

Процесс управления обобщенной координатой положения детали в системе автоматизированной сборки можно рассматривать в следующих канонических представлениях: наблюдаемом и управляемом.

Используя описание системы автоматизированной сборки в переменных состояния, составлена модель вход—состояние—выход в канонической наблюдаемой форме (рис. 4).

Перейдем к модели вход—состояние—выход в канонической управляемой форме (рис. 5) и запишем соответствующие ей матрицы для системы автоматизированной сборки:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\dfrac{(C_1 + C_2)}{A_1} & -\dfrac{(B_1 + B_2)}{A_1} \end{bmatrix}; \; B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} \dfrac{C_2}{A_1} & \dfrac{B_2}{A_1} \end{bmatrix}.$$

Используя различные представления системы (канонические наблюдаемое и управляемое), оперировали разными переменными состояния x_1 и x_2, отличающимися по физической природе. Выбирали тот вариант, при котором переменная состояния x_1 соответствует выходу системы y и имеет физический смысл (для рассматриваемой системы это координата q). Это обстоятельство имеет смысл при решении задач синтеза системы. Однако если проводится анализ структурных свойств системы (управляемости, наблюдаемости), то оба представления равнозначны.

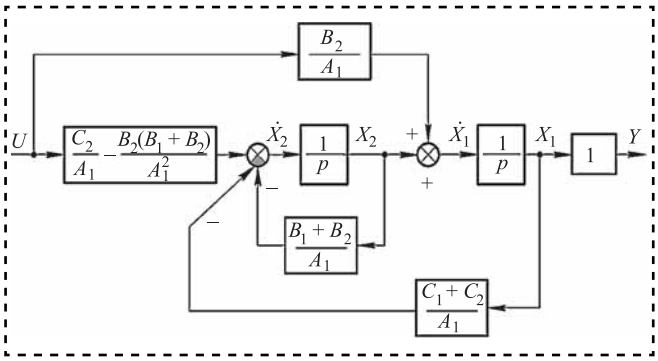

Рис. 4. Модель вход—состояние—выход в наблюдаемом каноническом представлении для системы автоматизированной сборки (канал управления координатой адаптации положения детали *q*)

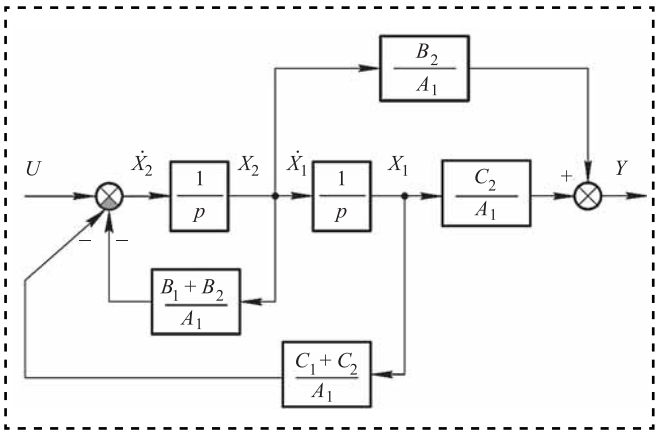

Рис. 5. Модель вход—состояние—выход в управляемом каноническом представлении для системы автоматизированной сборки (канал управления координатой адаптации положения детали *q*)

Условия управляемости для системы автоматизированной сборки

Получив выражения для матриц состояния, управления и выхода, вывели условия управляемости и наблюдаемости для рассматриваемой системы сборки.

Найдем матрицу управляемости (при канонической наблюдаемой форме (7)). Вектор пространства состояний для выбранных переменных состояния системы сборки имеет размерность $n = 1$. Следовательно, чтобы система была вполне управляема, должно выполняться условие [4]: ранг матрицы управляемости $\operatorname{rank}|B\ AB| = n$.

Матрица управляемости системы сборки (при канонической наблюдаемой форме) имеет вид:

$$\left|B\ AB\right| = \begin{vmatrix} \dfrac{B_2}{A_1} & \dfrac{C_2}{A_1} - \dfrac{B_2}{A_1}\dfrac{(B_1+B_2)}{A_1} \\ \dfrac{C_2}{A_1} - \dfrac{B_2}{A_1}\dfrac{(B_1+B_2)}{A_1} & -\dfrac{(C_1+C_2)}{A_1}\dfrac{B_2}{A_1} - \dfrac{(B_1+B_2)}{A_1}\dfrac{C_2}{A_1} + \dfrac{(B_1+B_2)^2}{A_1^2}\dfrac{B_2}{A_1} \end{vmatrix}. \quad (8)$$

Условие, при котором система является вполне управляемой, соответствует ненулевому минору 2-го порядка: $\Delta_2 \neq 0$ (условие существования $\Delta_1 \neq 0$ выполняется при $A_1 \neq \infty$).

Рассматривая минор 2-го порядка

$$\Delta_2 = \frac{B_2}{A_1}\left(-\frac{(C_1+C_2)}{A_1}\frac{B_2}{A_1} - \frac{(B_1+B_2)}{A_1}\frac{C_2}{A_1} + \frac{(B_1+B_2)^2}{A_1^2}\frac{B_2}{A_1}\right) - \left(\frac{C_2}{A_1} - \frac{B_2}{A_1}\frac{(B_1+B_2)}{A_1}\right)^2 \neq 0, \quad (9)$$

получим условие полной управляемости системы:

$$B_1B_2C_2 - B_2^2C_1 - A_1C_2^2 \neq 0. \quad (10)$$

Данное условие позволяет вывести соотношения параметров в системе сборки, обеспечивающих управляемость ее состоянием (координатами и скоростями).

Анализ управляемости позволяет понять, какими переменными состояния системы возможно управлять, а какими нет. Структурная невозможность управления каким-либо состоянием приводит к необходимости отказа от такой структуры и замены другой. При анализе управляемости не учитываются возможные ограничения на время управления и реальные пределы изменения управляющих воздействий.

Управляемость применительно к сборке означает возможность существования такого управления, которое способно перевести систему из одного состояния (рассогласованного положения деталей), характеризуемого начальными координатами и скоростями в другое — желаемое состояние (согласованное) [5]. Управляемость сборочной системы — необходимое условие автоматизированного совмещения соединяемых деталей, т.е. условие существования автоматического режима работы [1].

Условия наблюдаемости для системы автоматизированной сборки

Система наблюдаема, если ранг матрицы наблюдаемости $\left[C,\ CA,\ CA^2,\ \ldots,\ CA^{n-1}\right]^{\mathrm{T}}$ равен числу параметров состояния — n [3].

Запишем матрицу наблюдаемости для канонической управляемой формы (8):

$$\begin{vmatrix} C \\ CA \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{C_2}{A_1} & \dfrac{B_2}{A_1} \\ -\dfrac{B_2(C_1+C_2)}{A_1^2} & \dfrac{C_2}{A_1} - \dfrac{B_2(B_1+B_2)}{A_1^2} \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Найдем условия наблюдаемости системы сборки.

Рассматривая минор 2-го порядка матрицы наблюдаемости

$$\Delta_2 = \frac{C_2}{A_1}\left(\frac{C_2}{A_1} - \frac{B_2(B_1+B_2)}{A_1^2}\right) - \frac{B_2}{A_1}\left(-\frac{B_2(C_1+C_2)}{A_1^2}\right) \neq 0, \quad (12)$$

получим условие полной наблюдаемости системы:

$$\Delta_2 = A_1C_2^2 - B_1B_2C_2 + B_2^2C_1 \neq 0. \quad (13)$$

Условие полной управляемости (10) и условие полной наблюдаемости (13) совпадают.

Оценка наблюдаемости необходима для понимания, какие переменные состояния системы можно наблюдать, чтобы не допустить, например, возрастания значений этих переменных сверх предельно допустимых значений.

Иные представления матриц управляемости и наблюдаемости не пригодны для анализа условий потери управляемости и наблюдаемости, поскольку матрицы оказались единичными, что не позволяло вывести соотношения параметров системы.

Анализ условий управляемости и наблюдаемости

Проанализируем выражения (10) и (13), соответствующие условиям полной управляемости и наблюдаемости для системы сборки.

1. Условия, накладывающие ограничения на параметр A_1.

Рассмотрим неравенство для параметра, характеризующего инерционные свойства присоединяемой детали:

$$A_1 \neq \frac{B_2\left(B_1C_2 - B_2C_1\right)}{C_2^2}. \quad (14)$$

Это условие всегда будет выполняться, если правая часть неравенства окажется неположительной, поскольку параметр A_1 (масса детали) не может быть меньше или равен нулю. Это достигается, если выполняется неравенство $B_1C_2 - B_2C_1 \leqslant 0$. Представим его в виде отношения жесткостей и коэффициентов вязкого трения:

$$\frac{C_1}{C_2} \geqslant \frac{B_1}{B_2} \quad (15)$$

Таким образом, отношение жесткостей должно быть больше отношения коэффициентов вязкого трения для детали и перемещающего устройства соответственно.

На начальном этапе адаптации жесткость C_1 принимает малые значения $C_1 \to 0$ Н/м, что позволяет присоединяемой детали беспрепятственно перемещаться в направлении к базовой. А жесткость конструкции перемещающего устройства C_2 должна, напротив, иметь как можно большие значения (10...1000 Н/м) для того, чтобы приходилось прикладывать минимальное усилие для адаптации детали. Чем меньше жесткость C_2, тем большая масса детали A_1 может привести к потере управляемости.

Коэффициенты вязкого трения B_1, B_2 в процессе адаптации обычно малы (0,1...0,0001 Н·с/м). Поэтому для выполнения условия (15) желательно наибольшее значение B_2. Однако если адаптирующее устройство не обеспечивает выполнение условия (15), то недопустимым значением для параметра A_1, способным привести к потере управляемости, наблюдаемости, является очень малая масса детали (10^{-4}...10^{-6} кг).

На заключительном этапе перемещения выполнение условия (15) обеспечивается значительным ростом жесткости C_1 за счет появления упора в поверхность базовой детали.

2. Условия, накладывающие ограничения на параметр C_1.

Рассмотрим неравенство для параметра, описывающего жесткость среды:

$$C_1 \neq \frac{C_2\left(B_1B_2 - A_1C_2\right)}{B_2^2}. \quad (16)$$

Неравенство справедливо, если $B_1B_2 - A_1C_2 < 0$, поскольку жесткость C_1 не может быть отрицательной.

Также выражение (16) можно представить в виде:

$$B_1B_2 < A_1C_2. \quad (17)$$

Условие (17) выполняется практически при любых массо-инерционных характеристиках присоединяемой детали ($A_1 > 10^{-4}$ кг) и жесткостях перемещающего устройства ($C_2 > 0{,}01$ Н/м). Условие может быть нарушено только при $C_2 \to 0$, что противоречит назначению адаптирующего устройства (невозможность сообщить требуемое перемещение присоединяемой детали).

Жесткость C_1 в процессе адаптации — переменная величина, изменяющаяся в широких пределах. Однако само по себе изменение параметра C_1 не представляет опасности с точки зрения потери управляемости и наблюдаемости.

3. Условия, накладывающие ограничения на параметры устройства перемещения C_2 и B_2.

Рассмотрим условия $C_2 \neq \dfrac{B_2\left(B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1}\right)}{2A_1}$ и $B_2 \neq \dfrac{C_2\left(B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1}\right)}{2C_1}$.

Если подкоренное выражение будет отрицательным:

$$B_1^2 - 4A_1C_1 < 0, \quad (18)$$

то выполнение неравенств будет обеспечено.

Следовательно, для обеспечения управляемости и наблюдаемости желательно соблюдать соотношения параметров в системе:

$$C_1 > \frac{B_1^2}{4A_1} \text{ или } A_1 > \frac{B_1^2}{4C_1}. \quad (19)$$

Возможен вариант $B_1 < 2\sqrt{A_1C_1}$.

Невыполнение неравенств (19) возможно, если деталь, имея малую массу ($A_1 < 10^{-3}$ кг), перемещается в среде с малой жесткостью $(C_1 \to 0)$ и значительным коэффициентом вязкого трения ($B_1 > 0{,}01$ Н·с/м). При этом условием потери управляемости будет соответствие малой жесткости перемещающего устройства $C_2 \approx 0{,}01$ Н/м, а это влечет невозможность сообщить требуемое перемещение присоединяемой детали.

Заключение

Проведено исследование управляемости и наблюдаемости в системе автоматизированной сборки для процесса адаптации положения детали. Получена математическая модель для системы автоматизированной сборки в переменных состояния. Исследованы условия управляемости и наблюдаемости в системе автоматизированной сборки. Определены соотношения параметров, приводящие к потере управляемости и наблюдаемости. Невозможность управления каким-либо состоянием (или его наблюдения) приводит к необходимости отказа от такой структуры системы и замены другой. Исследование управляемости и наблюдаемости — необходимый этап синтеза системы автоматизированной сборки.

Библиографический список

1. **Кузнецова С.В., Симаков А.Л.** Обеспечение необходимых условий автоматизированной сборки средствами адаптации // Матер. IV междунар. научно-технич. семинара "Современные технологии сборки" / под ред. И.Н. Зининой. М.: МГИУ, 2015. С. 145—153.

2. **Деруссо П.М., Рой Р., Клоуз Ч.** Пространство состояний в теории управления / пер. с англ. Р.Т. Янушевского; под ред. М.В. Меерова. М.: Наука, 1970. 620 с.

3. **Ким Д.П.** Теория автоматического управления. Т. 2. Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы: учеб. пособие для вузов. М.: Физматлит, 2007. 440 с.

4. **Калман Р., Фалб П., Арбиб М.** Очерки по математической теории систем. М.: Едиториал УРСС, 2004. 400 с.

5. **Кузнецова С.В., Симаков А.Л.** Анализ условий управляемости для систем автоматизированной сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 3. С. 7—15.

УДК 621.88.087

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук ("КГТА им. В.А. Дегтярева", г. Ковров),*
Б.Ю. Житников, *д-р техн. наук (ВЮИ, г. Владимир),*
А.С. Степанов *("ОАО Завод им. В.А. Дегтярева", г. Ковров)*
E-mail:kgta_tms@mail.ru

Обоснование параметров устройства и режимов движения ползунов для подачи резьбовых деталей в зону завинчивания многошпиндельного шпильковерта

Приведена кинематическая схема многошпиндельного шпильковерта и обоснование предельных режимов движения ползунов, обеспечивающих подачу резьбовых деталей на позицию завинчивания.

The kinematic scheme of a multi-spindle studdriver and the substantiation of the limiting modes of motion of the sliders are provided, which ensure the supply of threaded parts to the screwing position is provided.

Ключевые слова: многошпиндельный шпильковерт, режимы движения, ползуны, сборочная позиция.

Keywords: multi-spindle studdriver, movement modes, sliders, assembly position.

Многошпиндельный шпильковерт входит в автоматический комплекс сборки бортовой передачи трактора (рис. 1) [1, 2].

Устройство состоит из станины *12*, направляющих штанг *9* с пружинами *20*, питателя (условно не показан), установленного на плите *1*, пневмоцилиндра *13*, удерживающего пневмоцилиндра *15*, держателя *16*, кондуктора *2*. На держателе расположено восемь шпильковертов *11* (крепления шпильковертов выполнены податливыми, т.е. крепежные болты поставлены с зазором в плите и установлена пружина *4*), снабжен-

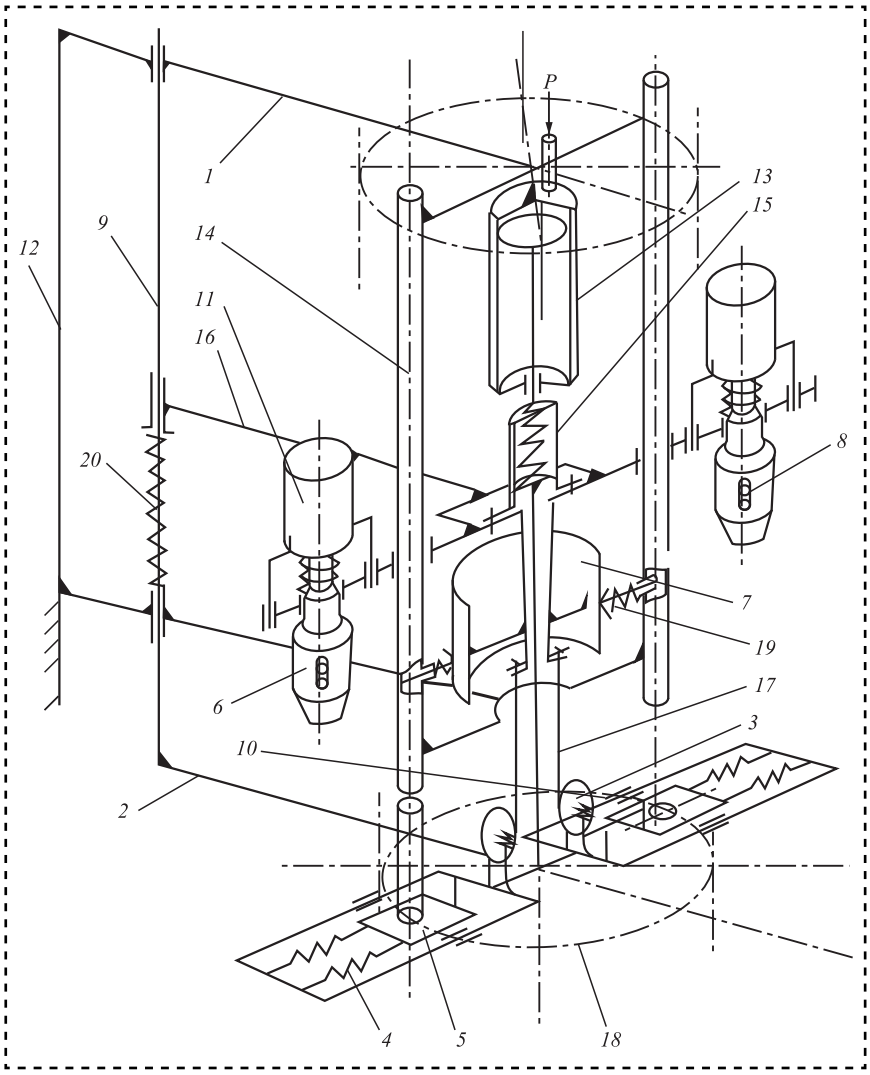

Рис. 1. Схема автоматического комплекса сборки бортовой передачи трактора

ных патронами *6* с пружинами *8*. Из питателя выходят восемь подающих трубок *14* с наконечниками. Шток *10* удерживающего пневмоцилиндра *15* соединен с кондуктором *2*, по направляющим которого перемещаются ползуны *5*, а в нижней его части расположены штифты *18* для доориентации узла относительно завинчивающего устройства. Ползуны *5* с одной стороны соединены пружинами *4* с кондуктором *2*, а с другой — тросами *17*, переброшенными через блоки *3*. Втулка-кулачок *7* жестко соединена штифтом со штоком *10*. Ползуны *5* снабжены втулками (условно не показаны) для удержания шпилек в вертикальном положении и предназначены для направления шпилек при автоматизированном наживлении и завинчивании. Для удержания от впадания шпилек в трубках *14* установлены подпружиненные отсекатели *19*.

Устройство работает следующим образом. В исходном положении устройство отведено от узла на расстояние, превышающее высоту завинченной шпильки. Штанги *9* воздействуют на кулачок питателя (условно не показаны) и восемь шпилек поступают в подающие трубки *14*. Через наконечники они попадают в отверстия втулок ползунов *5* и удерживаются от выпадания, упираясь в кромки центрального штифта *18*.

В исходном положении тросы *17* натянуты и ползуны *5* располагаются ближе к центру кондуктора *2*, растянув пружины *4*.

Узел шаговым конвейером удаляется, а на его место подается следующий, замыкая конечный выключатель. Медленно выпускается воздух из полости пневмоцилиндра *13*. Держатель *16* опускается совместно с кондуктором *2*. Отсекатели *19* сходят с поверхности втулки *7* и шпильки впадают во втулки ползунов *5*. Штифты *18* кондуктора *2* доориентируют свободно лежащий на конвейере узел. Шпильки, находящиеся во втулке, полностью выходят из наконечников. Выпускается воздух из верхней полости удерживающего пневмоцилиндра *15*. Держатель *16* шпильковертов приближается к кондуктору *2*. Сила натяжения тросов *17* уменьшается и пружины *4* перемещают ползуны *5* со вставленными во втулки шпильками и устанавливают их по оси резьбовых отверстий и оси патронов *6*.

Параметры и предельные режимы движения элементов многошпиндельных шпильковертов

Для удержания многошпиндельного шпильковерта в верхнем (исходном) положении достаточно, чтобы:

$$F_{\text{пц}} = 1,25\sigma, \qquad (1)$$

где $F_{\text{пц}}$ — сила пневмоцилиндра;

σ — суммарный вес подвижной части многошпиндельного шпильковерта.

Силу пневмоцилиндра находят из выражения:

$$F_{пц} = [p]\frac{\pi\left(D_п^2 - d_ш^2\right)}{4}, \qquad (2)$$

где $[p]$ — давление сжатого воздуха в магистрали;

$D_п$ — внутренний диаметр пневмоцилиндра;

$d_ш$ — диаметр штока.

Подставляя выражение (2) в выражение (1), после преобразований найдем внутренний диаметр пневмоцилиндра:

$$D_п = \sqrt{\frac{5\sigma}{[p]\pi} + d_ш^2}. \qquad (3)$$

Пружина, удерживающая пневмоцилиндр, выполняет функции выдвижения кондукторной плиты перед поводом шпильковерта к собираемому узлу.

Жесткость пружины удерживающего пневмоцилиндра находят из условия:

$$F_{пц} > \sigma + F_{пр_1}. \qquad (4)$$

Силу пружины удерживающего пневмоцилиндра находят из выражения:

$$F_{пр_1} = C_1\left(\Delta\lambda_1 + S\right), \qquad (5)$$

где C_1 — жесткость пружины;

$\Delta\lambda_1$ — предварительная деформация пружины для обеспечения перемещения кондукторной плиты до упора;

S — ход поршня под действием пружины.

Подставляя выражения (2), (5) в выражение (4) с учетом коэффициента запаса силы, определим жесткость пружины:

$$C_1 = [p]\frac{\pi\left(D_п^2 - d_ш^2\right)}{4k\left(\Delta\lambda_1 + S\right)} - \frac{\sigma}{\left(\Delta\lambda_1 + S\right)}. \qquad (6)$$

Предельную скорость движения ползуна *5* и шпильки под действием пружины *4* на позицию завинчивания шпильки представим из основного уравнения динамики [4] с учетом действующих сил в проекции на ось движения (рис. 2):

$$m_\Sigma \ddot{x} = 2F_{пр_1} - R_{тр} - F_{тр}, \qquad (7)$$

где m_Σ — масса ползуна и шпильки;

$R_{тр}$ — вязкое трение в направляющих ползуна;

$F_{тр}$ — сухое трение шпильки о поверхность плиты.

Силу пружины *4* находим из выражения:

$$F_{пр_1} = C_1\left(\Delta\lambda_1 + S - x\right). \qquad (8)$$

Сила вязкого трения пропорциональна скорости $\dot{x}$ и равна:

$$R_{тр} = b\dot{x}, \qquad (9)$$

где b — коэффициент вязкого трения.

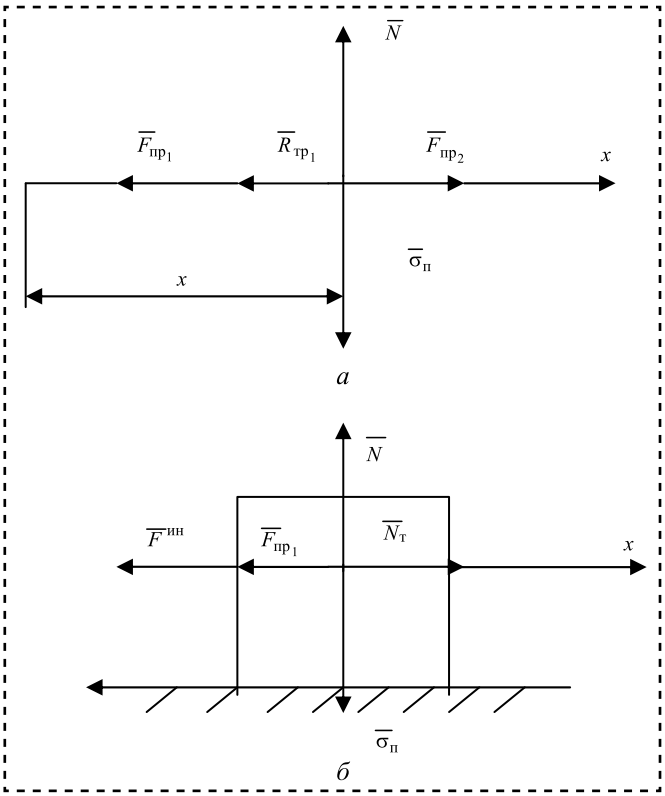

Рис. 2. Расчетная схема:
а — под действием пружины; *б* — в момент удара об упор

Сила сухого трения шпильки о поверхность кондукторной плиты

$$F_{тр} = Nf = \sigma_ш f, \qquad (10)$$

где $\sigma_ш$ — вес шпильки.

Подставим выражения (6), (8)—(10) в дифференциальное уравнение (7), получим:

$$\frac{\sigma_ш + \sigma_п}{g}\ddot{x} = 2\left[[p]\frac{\pi\left(D_п^2 - d_ш^2\right)}{4k\left(\Delta\lambda_1 + S\right)} - \frac{\sigma}{\left(\Delta\lambda_1 + S\right)}\right]\times \times\left(\Delta\lambda_1 + S - x\right) - b\dot{x} - \sigma_ш f, \qquad (11)$$

где $\sigma_п$ — вес ползуна;

g — ускорение свободного падения.

Преобразуем уравнение (11):

$$\ddot{x} + \frac{bg}{\left(\sigma_ш + \sigma_п\right)}\dot{x} + + 2\left[[p]\frac{\pi(D_п^2 - d_ш^2)}{4k\left(\Delta\lambda_1 + S\right)} - \frac{\sigma}{\left(\Delta\lambda_1 + S\right)}\right]\times \times\frac{g}{\left(\sigma_ш + \sigma_п\right)}x = 2\left[[p]\frac{\pi\left(D_п^2 - d_ш^2\right)}{4k\left(\Delta\lambda_1 + S\right)} - \frac{\sigma}{\left(\Delta\lambda_1 + S\right)}\right]\times \times\frac{g\left(\Delta\lambda_1 + S\right)}{\left(\sigma_ш + \sigma_п\right)} - \frac{\sigma_ш g}{\left(\sigma_ш + \sigma_п\right)}. \qquad (12)$$

Введем обозначения:

$2n$ — коэффициент перед $\dot{x}$, где n — приведенное сопротивление;

k^2 — коэффициент перед x, где k — круговая частота колебаний;

A — правая часть уравнения.

С учетом обозначений дифференциальное уравнение (12) примет вид:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2 = A. \tag{13}$$

Решение этого уравнения при нулевых начальных условиях движения ползуна и шпильки:

$$x = -\frac{A}{k^2}e^{-nt}\left(\cos k^*t + \frac{n}{k^*}\sin k^*t\right) + \frac{A}{k^2}, \tag{14}$$

где k^* — круговая частота колебаний с учетом сопротивления;

$$k^* = \sqrt{k^2 - n^2}, \tag{15}$$

закон изменения:

$$\begin{aligned} x = &-\frac{A}{k^2}e^{-nt}\left(\cos k^*t + \frac{n}{k^*}\sin k^*t\right) + \\ &+ \frac{A}{k^2}e^{-nt}k^*\sin k^*t - \frac{An}{k^2k^*}e^{-nt}k^*\cos k^*t. \end{aligned} \tag{16}$$

Время перемещения ползуна находится графическим методом построения зависимости (14) и определения соответствия времени на графике перемещения [1, 3].

При срабатывании нижнего пневмоцилиндра кондукторная плита под действием его пружины выдвигается вниз, натягиваются тросики и перемещают ползуны из положения завинчивания в положение их выдачи в отверстия питателя по лоткам.

Предельную скорость движения ползуна *5* можно найти из основного уравнения динамики (см. рис. 2).

С учетом действующих сил дифференциальное уравнение в проекции на ось x запишется:

$$\frac{\sigma_п}{g}\ddot{x} = F_{пр_2} - F_{пр_1} - R_{тр}. \tag{17}$$

Разжимающая сила удерживающего пневмоцилиндра:

$$\frac{F_{пр_2}}{N} = C_2\left(\Delta\lambda_2 + S - x\right), \tag{18}$$

где N — число тросиков (ползунов).

Пружина *4* ползуна растягивается, следовательно:

$$F_{пр_1} = C_1\left(\Delta\lambda_1 + S - x\right). \tag{19}$$

Силу вязкого трения $R_{тр}$ находим из выражения (9).

С учетом выражений (18), (19), (9) дифференциальное уравнение (18) примет вид:

$$\begin{aligned} &\ddot{x} + \frac{bg}{\sigma_п}\dot{x} + \frac{\left(C_2 - C_1\right)g}{\sigma_п}x = \\ &= \left[\frac{C_2}{N}\left(\Delta\lambda_2 + S\right) - C_1\Delta\lambda_1\right]\frac{D}{\sigma_п}. \end{aligned} \tag{20}$$

Преобразуем уравнение (20):

$$\begin{aligned} &\ddot{x} + \frac{bg}{\sigma_п}\dot{x} + \frac{\left(C_2 - C_1\right)g}{\sigma_п}x = \\ &= \left[\frac{C_2}{N}\left(\nabla\lambda_2 + S\right) - C_1\nabla\lambda_1\right]\frac{D}{\sigma_п}. \end{aligned} \tag{21}$$

Введем обозначения:

$2n$ — коэффициент при $\dot{x}$;

k^2 — коэффициент при x;

A — правая часть уравнения.

С учетом обозначений дифференциальное уравнение (21) примет вид:

$$\ddot{x} + 2\dot{x} + k^2x = A. \tag{22}$$

В результате решения этого уравнения при нулевых начальных условиях закон движения ползуна запишется:

$$x = -\frac{A}{k^2}e^{-nt}\left(\cos k^*t + \frac{n}{k^2}\sin k^*t\right) + \frac{A}{k^2}. \tag{23}$$

Закон изменения скорости движения ползуна:

$$\begin{aligned} \dot{x} = &-\frac{A}{k^2}e^{-nt}\left(\cos k^*t + \frac{n}{k^2}\sin k^*t\right) + \\ &+ \frac{A}{k^2}e^{-nt}k^*\sin k^*t - \frac{An}{k^2k^*}e^{-nt}k^*\cos k^*t. \end{aligned} \tag{24}$$

Время движения ползуна находят графическим методом.

В момент удара ползуна *5* об упор кондукторной плиты возникает сила инерции и натяжения, под действием которой тросик может порваться.

Для определения предельной скорости ползунов в момент удара об упор воспользуемся принципом Даламбера (см. рис. 2) [3]:

$$\begin{cases} \sum \bar{F}_j^e + \sum \bar{R}_j + \sum \bar{F}_j^{ин} = 0; \\ \sum \bar{M}_{j(0)}^e + \sum \bar{M}_{j(0)}^R + \sum \bar{M}_{j(0)}^{ин} = 0, \end{cases} \tag{25}$$

где $\sum \bar{F}_j^e$, $\sum \bar{M}_{j(0)}^e$ — сумма векторов внешних сил и сумма векторов моментов, действующих на систему, соответственно;

$\sum \vec{R}_j$, $\sum \bar{M}^R_{j(0)}$ — сумма векторов реакций связей и моментов от реакций связей, соответственно;

$\sum \bar{F}^{ин}_{j(0)}$, $\sum \bar{M}^{ин}_{j(0)}$ — сумма векторов сил инерций и моментов сил инерции, соответственно.

Необходимое условие неразрыва тросика *17* будет выполнено, если сила натяжения $N_т$ будет меньше предельной силы растяжения $\left[F_р\right]$, при которой тросик порвется:

$$N_т < \left[F_р\right]. \quad (26)$$

Предельную силу на разрыв тросика *17* находят из условия прочности:

$$\sigma_р = \frac{F_р}{S_р} \leqslant \left[\sigma_р\right], \quad (27)$$

где $\sigma_р$, $\left[\sigma_р\right]$— действительное и допустимое напряжения в тросике, соответственно;

$S_р$ — площадь сечения тросика.

Силу натяжения тросика найдем из уравнения проекций всех сил на ось *x*:

$$\sum x_j = 0;\ N_т - F_{пр_1} - F^{ин} = 0. \quad (28)$$

Сила инерции [4]:

$$F^{ин} = m_\Sigma \omega_\tau, \quad (29)$$

где ω_τ — тангенциальное ускорение ползуна.

Считаем, что торможение ползуна при ударе за счет упругой деформации взаимодействующих поверхностей ползуна и упора происходит равнозамедленно, тогда согласно:

$$h = \frac{\omega_\tau t^2}{2};\ v_1 = v_0 - \omega_\tau t, \quad (30)$$

где *h* — путь торможения (величина упругой деформации при ударе ползуна кондукторной плиты об упор);

v_0 — скорость ползуна перед ударом, которая находится из выражения (24);

ω_τ — тангенциальное ускорение ползуна;

t — время взаимодействия ползуна и упора при ударе.

После преобразований с учетом выражений (10), (14), (27) и (29) получим предельную скорость движения ползуна *5* в момент удара об упор кондукторной плиты, при которой тросик *17* не порвется:

$$v_0 < \sqrt{\frac{\left[\sigma_р\right] S_р - \sigma_п - C_1\left(\Delta\lambda_1 + S\right) 2hg}{\sigma_п}}. \quad (31)$$

Условие прочности тросика выполняется, если скорость ползуна из выражения (31) больше скорости движения ползуна в момент удара из выражения (24):

$$v_0 > \dot{x}.$$

Вывод

Определены параметры многошпиндельного шпильковерта: диаметр пневмоцилиндра; жесткость пружины ползуна; предельные скорости движения ползуна под действием его пружины, а также пружины удерживающего пневмоцилиндра, при которых многошпиндельный шпильковерт в условиях эксплуатации показал надежную работу.

Библиографический список

1. **Автоматизация** производственных процессов в машиностроении: учебник для вузов / Ю.З. Житников и др.; под общ. ред. Ю.З. Житникова. Старый Оскол: ТНТ, 2014. 656 с.

2. **Житников Б.Ю., Житников Ю.З.** Устройства механизированной и автоматизированной сборки изделий. В 2 ч. Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2015. 112 с.

3. **Житников Ю.З., Житников Б.Ю.** Динамика движения элементов механизмов при упругом и упругопластическом ударах о неподвижные и подвижные тела. Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2014. 80 с.

4. **Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Маркин Д.Р.** Курс теоретической механики. В 2-х т. М.: Наука, 1971. 464 с.

УДК 621.8

В.В. Потапов, *канд. техн. наук (Всероссийский научно-исследовательский институт по эксплуатации атомных электростанций (ВНИИАЭС) Москва)*
E-mail: pv106@yandex.ru

Методика нормирования герметичности и точности разъемных соединений систем безопасности контайнмента реактора

Приведен алгоритм расчета герметичности разъемных соединений систем безопасности контайнмента, а также подходов к нормированию утечек и функциональных параметров их обеспечения для оборудования, трубопроводов и арматуры систем безопасности.

The algorithm of calculation of tightness of detachable connections of the safety systems of reactor containment, and of approaches to setting leakage and functional parameters of their providing for equipment, pipelines and fittings of safety systems is given.

Ключевые слова: контайнмент, системы безопасности, разъемные герметичные соединения, утечки, точность деталей и уплотнений.

Keywords: containment, security systems, split the connection airtight, leak, precision parts and seals.

Каждая из пассивных и активных систем безопасности защитной оболочки контайнмента реактора автономна и должна быть работоспособна на всех этапах ее эксплуатации: ожидания, собственно при аварии и в поставарийный период [1].

Разгерметизация разъемных соединений (РС) элементов систем безопасности возможна на всех этапах эксплуатации. Этап ожидания может быть вероятностно долгим и нормирование герметизирующей способности и точности РС элементов пассивных систем безопасности следовало бы отнести к первостепенному действию. Вместе с тем активные системы безопасности, включающие роторное оборудование, работают при достаточно высоком давлении и РС их элементов после долгого ожидания (или работы в пассивном режиме) должны сохранять исходную герметизирующую способность [2, 3].

Система вентиляции межоболочечного пространства — активная система безопасности контайнмента реактора служит для предотвращения попадания радиоактивных продуктов в окружающую среду. При этом эвакуируемая с помощью мощных вентиляторов радиоактивная паровоздушная смесь из межоболочечного пространства проходит очистку на фильтрах.

Для данной системы безопасности при проектных режимах работы энергоблока (рис. 1):

— запорная арматура *1* открыта и разрежение в межоболочечном пространстве создается за счет работы электровентилятора *2*;

— эвакуируемая по воздуховодам *3* и *5* среда проходит очистку на фильтре активной системы фильтрации *4*;

— при аварийных течах из тепловых контуров энергоблока в объеме внутренней защитной оболочки повышается давление и возникает протечка радиоактивной паровоздушной среды в межоболочечное пространство;

— активная система фильтрации в случае ее работы поддерживает разрежение электровентилятором *2* в межоболочечном пространстве;

— радиоактивная паровоздушная смесь по подводящему воздуховоду *3* направляется к фильтру

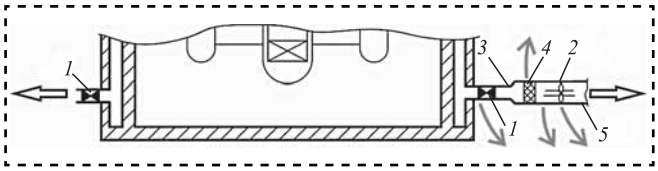

Рис. 1. Схема системы вентиляции межоболочечного пространства

активной системы фильтрации *4* через электровентилятор *2* и далее в отводящий воздуховод *5* системы.

Основные элементы и РС системы:

— электровентилятор *2* с РС уплотнения вала, неподвижными РС корпусных деталей и присоединительных частей;

— фильтр активной системы фильтрации *4* с неподвижными РС корпусных деталей и присоединительных частей;

— воздуховоды *3* и *5* с неподвижными РС;

— запорная арматура *1* с подвижным РС сальника и неподвижными РС корпусных деталей и присоединительных частей.

Алгоритм расчета герметизирующей способности РС

Предельно допускаемая концентрация $q_{\text{пдк}}$ радиоактивной паровоздушной смеси в рабочей зоне системы безопасности нормирована. Концентрация зависит от негерметичности системы и складывается из утечек электровентилятора, фильтра, подводящего и отводящего воздуховодов, запорной арматуры. Величина $q_{\text{пдк}}$ устанавливает предельную негерметичность рассматриваемой системы безопасности.

Предельная утечка $Q_{\text{сист.ф}}$ складывается из предэксплуатационной $Q_{\text{сист.п}}$ и эксплуатационной (аварийной) $Q_{\text{сист.э}}$ составляющих.

Расчет основан на следующих данных:

— предельной концентрации радиоактивной паровоздушной смеси в рабочей зоне $q_{\text{пдк}}$;

— предельной кратности воздухообмена в рабочей зоне $K_{\text{пр}}$ ($K_{\text{пр}}$ = 16...20 для специальных помещений, оснащенных фильтрами).

Предельную утечку системы безопасности определяют как

$$Q_{\text{сист.ф}} = K_{\text{пр}} V_{\text{пом}} q_{\text{пдк}},$$

где $V_{\text{пом}}$ — объем помещения.

В основу расчета предэксплуатационной составляющей положено характеристическое уравнение для газов:

$$Q = m\rho V,$$

где m — коэффициент негерметичности;

ρ — плотность газа;

V — объем оборудования, трубопроводов, арматуры, заполняемый газом.

Выражаем V через суммарный объем оборудования, трубопроводов и арматуры и определяем раздельные составляющие нормы предэксплуатационной утечки: $Q_{\text{сист.об}}$, $Q_{\text{сист.тр}}$ и $Q_{\text{сист.ар}}$.

Из соотношений $Q_{\text{сист.ф}}$ и $Q_{\text{сист.п}}$ определяем коэффициент запаса герметичности $m_{\text{ф}}$ и предельную утечку оборудования $Q_{\text{сист.об.ф}}$, трубопроводов $Q_{\text{сист.тр.ф}}$ и арматуры $Q_{\text{сист.ар.ф}}$.

Для расчета предельной утечки через конкретное РС используем зависимости вида:

— для оборудования

$$\left|Q_{\text{об.рс.ф}}\right|_{DN} = \frac{10^3 \pi \left[m_{\text{об}}\right] m_{\text{ф}} p_{\text{ср.ед}} D^2_{\text{пр.ед}} l_{\text{пр.ед}}}{4 B_{\text{ср.ед}} T_{\text{ср.ед}} D_{\text{пр.ед}} N_{\text{ед}}} DN;$$

— для трубопроводов

$$\left|Q_{\text{тр.рс.ф}}\right|_{DN} = \frac{10^3 \pi \left[m_{\text{тр}}\right] m_{\text{ф}} p_{\text{ср.уч}} D^2_{\text{пр.уч}} l_{\text{пр.уч}}}{4 B_{\text{ср.уч}} T_{\text{ср.уч}} D_{\text{пр.уч}} N_{\text{уч}}} DN;$$

— для арматуры

$$\left|Q_{\text{ар.рс.ф}}\right|_{DN} = \frac{10^3 \pi \left[m_{\text{ар}}\right] m_{\text{ф}} p_{\text{ср.ед}} D^2_{\text{пр.ед}} l_{\text{пр.ед}}}{4 B_{\text{ср.ед}} T_{\text{ср.ед}} D_{\text{пр.ед}} N_{\text{ед}}} DN,$$

где m — нормированный коэффициент предэксплуатационной утечки;

$p_{\text{ср}}$ — давление среды;

$D_{\text{пр}}$ — приведенный диаметр;

$l_{\text{пр}}$ — приведенная длина;

$B_{\text{ср}}$ — удельная газовая постоянная среды;

$T_{\text{ср}}$ — температура среды;

N — число РС;

DN — номинальный диаметр;

ед. и уч. — индексы единицы оборудования, арматуры и участка трубопровода.

Установление требований к герметизирующей способности РС систем безопасности дает возможность выбора их видов, соответствующих требованиям, а также требований к точности по материалам и геометрии (таблица).

Оценка регламентации герметичности РС по видам

Единая система нормирования герметичности РС требует проведения унификации разрозненных данных (см. таблицу). Если для арматуры разработаны и используются ряд нормативов в форме ГОСТ и СТ ЦКБА, то для оборудования и трубопроводов рекомендации распространяются на единичные нормативные и каталожные данные.

Общие положения регламентации функциональных требований к материалам деталей и уплотнений РС

При обосновании применения нового основного материала готовят отчет согласно ПУБЭ [4] и проводят испытания основного металла.

Рекомендации по допустимой утечке РС и функциональным параметрам их уплотнений и деталей

Вид РС	Утечка Q	Зазор h, мкм	Функциональные параметры					
			материала		геометрические		сборочные	
Роторное оборудование (57 % отказов)								
Торцевое уплотнение вала	До 0,015 см^3/мин или 20 мг/с; 0,01...30 мл/ч	0,2	Износ, высыхание, нарост, заедание	Вал h8. Корпус H8	Некруглость вала до 0,25 мкм. Неплоскостность колец 0,6...5 мкм	Вал Ra < 0,4 мкм. Кольца Ra < 0,15 мкм; Rz = 2...2,5 мкм	Эксцентриситет до 0,05 мм	Угловое смещение до 0,05 мм
Манжетное уплотнение вала	До 1,0 мм^3/(м·с)	—	Антифрикционная пара. Менее 40...60 HRC. Глубина закалки менее 0,3 мм	Вал h9. Корпус H8	Некруглость вала IT8	Вал Ra = 0,2...0,8 мкм; Rz = 0,5...5 мкм; Rmax < 6,3 мкм	Эксцентрисистет 0,1...0,35 мм. Биение 0,1...0,4 мм	—
Сальниковое уплотнение вала	Воздух до 50 см^3/мин; вода до 8,5 см^3/мин (СТ ЦКБА 034-2006)	—	Износ, высыхание		—	Вал Ra < 0,16 мкм; Rz = 0,5...1 мкм. Корпус Ra < 3,2 мкм	—	—
Трубопроводная арматура (37 % отказов)								
Затвор	Вода от 0,018 см^3/мин до 1600 мм^3/с (ГОСТ 9544—2005, СТ ЦКБА 038-2007)	—	Эрозионно-коррозионный износ, фреттинг-износ	Разность углов 2...10′ (СТ ЦКБА 063-2008)	Неплоскостность 1...10 мкм (СТ ЦКБА 068-2008)	Ra = 0,125...0,63 мкм; Rmax = 0,625...3,15 мкм; S = 0,932...0,125 мм (СТ ЦКБА 068-2008)	Эксцентриситет 0,6...1,5 мм (СТ ЦКБА 068-2008)	Угловое смещение 0,6...1,5 мм (СТ ЦКБА 068-2008)
Сальник	Вода 0,2...50 см^3/мин (СТ ЦКБА 034-2006)	6...15	Электролитическая коррозия, механический износ	Шток h11. Камера H1	—	Шток Ra = 0,2...0,8 мкм. Камера Ra < 6,3 мкм	Эксцентриситет до 0,02S	—
Трубопроводы, оборудование и арматура (6 % отказов)								
Фланцевое уплотнение	Вода до 0,07 мг/с; воздух до 0,2 мг/с (РД 39.142-00)	—	Фреттинг-износ	—	—	Ra < 1,6 мкм	—	—
Бугельное уплотнение	ГОСТ Р 55429—2013 ГОСТ Р ИСО 13533—2013	—		Допуск угла α: ±30′	Допуск прямолинейности 0,03 мм	Ra < 0,63...1,6 мкм	—	Угловое смещение 0,15...0,25 мм

В отчете представляют:

а) для основного материала:

— химический состав (с указанием содержания вредных примесей);

— вид и способ получения полуфабрикатов;

— документы по стандартизации на материал;

— сертификатные данные на полуфабрикаты, использованные при проведении испытаний, номера плавок, поковок (проката);

— сведения о термической обработке;

— схему вырезки образцов из полуфабрикатов;

— значение предельной температуры T_{max}, до которой допускается использовать материал;

— сведения о рабочих средах, в которых допускается использовать материал;

— значения флюенса нейтронов и температуры облучения, до которых обосновано применение материала;

б) дополнительно для материалов, применяемых в сварных соединениях и наплавленных изделиях:

— способ сварки;

— сочетание сварочных (наплавочных) и основных материалов (по их маркам);

— химический состав наплавленного металла (металла шва) с указанием пределов содержания элементов и вредных примесей;

— необходимость и режимы предварительного и сопутствующего подогрева;

— необходимость, вид и режимы термической обработки сварных соединений и наплавленных изделий;

— документы по стандартизации на сварочные (наплавочные) материалы;

— сертификатные данные на сварочные (наплавочные) материалы, использованные при проведении испытаний, номера плавок, партий;

— схему вырезки образцов из сварных соединений и наплавленных изделий;

— значение T_{max}, до которого допускается использовать материал в сварных соединениях и наплавленных изделиях;

— сведения о рабочих средах, в которых допускается использовать материал в сварных соединениях и наплавленных изделиях;

— значения флюенса нейтронов и температуры облучения, до которых обосновано применение материала в сварных соединениях и наплавленных изделиях;

в) значения условного предела текучести, временного сопротивления, относительного удлинения, относительного сужения и истинного напряжения при разрыве;

г) значения модуля Юнга, коэффициента Пуассона, коэффициента линейного расширения, коэффициента теплопроводности, плотности материала и удельной теплоемкости;

д) характеристики сопротивления хрупкому разрушению;

е) характеристики циклической прочности;

ж) характеристики пластичности, ползучести и длительной прочности;

з) характеристики коррозионной стойкости.

Общие положения регламентации функциональных требований к геометрическим и сборочным параметрам деталей и уплотнений РС

Для оценки функциональных параметров обеспечения герметичности РС элементов систем безопасности предложена единая система допусков на параметры шероховатости, отклонения формы, отклонения расположения осей и размерные (линейные и угловые) параметры уплотнений.

Единая система допусков применима при разработке систем для всей разновидности РС оборудования, трубопроводов и арматуры систем безопасности и построена на основе единых принципов управления герметичностью через один параметр [5].

Характеристика предлагаемой системы допусков — подчинение допусков на управляющий параметр уплотнений классам герметичности затвора при фиксированных допусках на остальные геометрические параметры (рис. 2).

При установлении допусков на геометрические параметры уплотнений требуется решение оптимизационной задачи выбора из всей их совокупности только одного управляющего параметра. В этом случае выполнение условия по допустимой утечке затвора достигается за счет варьирования одним параметром при фиксированных допусках на другие функциональные параметры обеспечения герметичности в затворе арматуры.

Топография уплотнительных поверхностей деталей затвора определяется совокупностью неровностей, которые оцениваются группами параметров, характеризующих отклонения формы, волнистость и шероховатость. В процессе эксплуатации отклонения формы трансформируются за счет локального износа уплотнений затвора, если таковой имел место. Волнистость, которая образуется при действии вибраций в процессе формообразования поверхностей деталей затвора, не трансформируется и ее параметры практически не изменяются.

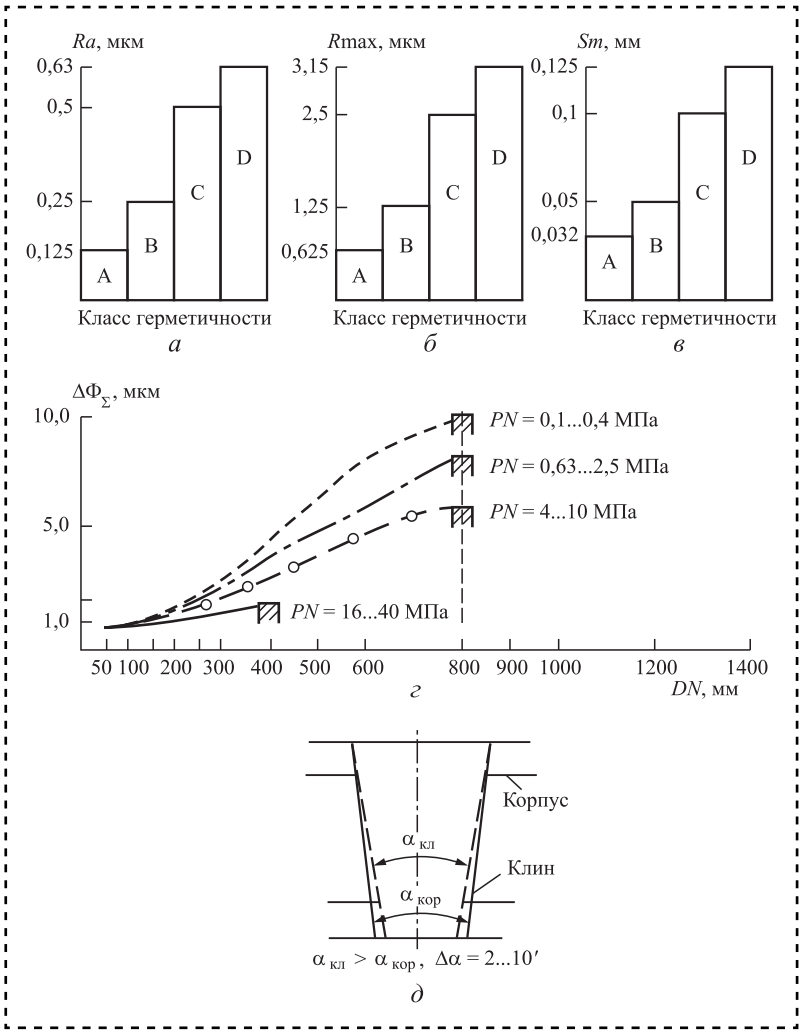

Рис. 2. Пример системы допусков на функциональные геометрические параметры уплотнений деталей затвора запорных клапанов и угловые параметры клиновых задвижек:
а—в — шероховатости; *г* — суммарного отклонения формы; *д* — разности углов клина и корпуса задвижек

Наибольшему изменению в процессе эксплуатации подвержены амплитудные и шаговые параметры шероховатости уплотнительных поверхностей, как при локальном, так и при общем износе уплотнений затвора.

Шероховатость уплотнений деталей затвора, как управляющий функциональный параметр обеспечения герметичности, отвечает и другим специальным требованиям:

— она минимально чувствительна к изменениям при воздействии на детали арматуры силовых факторов (от действия привода, монтажных воздействий, давления, температуры транспортируемой среды и др.);

— ею возможно эффективно управлять при изготовлении и ремонте деталей затвора путем варьирования составом технологических операций, режимами лезвийной и абразивной обработки;

— достаточно подготовлена и обеспечена ее метрологическая оценка мобильными приборами при изготовлении, ремонте и диагностике деталей затвора.

Библиографический список

1. **Потапов В.В.** Концептуальные положения и задачи риск-ориентированного подхода к безопасной эксплуатации атомных станций // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 1.

2. **Потапов В.В.** Основные этапы и задачи риск-ориентированного подхода к управлению герметичностью систем безопасности контайнмента реактора // Автоматизация. Современные технологии. 2017. № 1.

3. **Потапов В.В.** Алгоритмы взаимосвязи утечки и функциональных параметров обеспечения герметичности подвижных уплотнений валов роторного оборудования систем безопасности контайнмента реактора // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 4.

4. **НП-089-15.** Правила устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. 2015.

5. **Управление** ресурсными характеристиками элементов АЭС / В.В. Потапов и др.; под общ. ред. В.В. Потапова. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 400 с.

УДК 656.13:05.22.10

Е.А. Дубовик *(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)*
E-mail: dubovik1982@list.ru

Технология разборки и сборки деталей с резьбовыми соединениями

Рассмотрена современная технология сборки и разборки резьбовых соединений элементов и агрегатов двигателей.

The paper examines the modern technology of assembly and disassembly of threaded connections of elements and assemblies of DVS.

Ключевые слова: автомобиль, агрегаты, анаэробный материал, разборка, сборка, резьбовые соединения, технология.

Keywords: car, parts, anaerobic material, disassembly, assembly, fittings, technology.

Для разборки и сборки резьбовых соединений применяют шуруповерты, винтоверты, гайковерты, динамометрические ключи, обычные гаечные ключи, отвертки. Замятую резьбу можно восстановить специальным режущим инструментом (плашками, метчиками).

Для сокращения доли ручных работ применяют пневмо- или электрогайковерты с различными видами насадок при работе с гайками (болтами) или винтами. Гайковерты используют при работе с крепежными соединениями, имеющими большие моменты затяжки, например с гайками колес, рессор и стремянок.

На рис. 1 показана схема гайковерта с ограничением крутящего момента кулачковой муфтой.

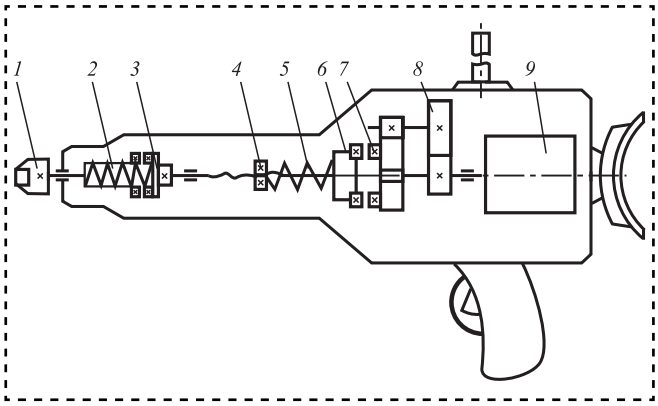

Рис. 1. Схема электрического гайковерта

От асинхронного двигателя *9* через редуктор *8* крутящий момент передается на кулачковые муфты *6* и *7*, выполняющие функции ограничения предельного момента. Муфта *6* поджимается к муфте *7* пружиной *5*. Сила нажатия пружины регулируется гайкой *4*, расположенной на выходном валике. Рабочий наконечник *1* включается через муфту *3*, которая без нагрузки под воздействием пружины *2* находится в разомкнутом состоянии. Сменив наконечник *1* на отвертку, получим винтоверт или шуруповерт.

Один из вариантов инструмента ударно-импульсного действия представлен на рис. 2. При нажатии на курок *6* стержень *7* открывает клапан *8*, и сжатый воздух поступает в полость роторного пневматического двигателя *5*. От вала двигателя вращение передается рабочему наконечнику *1* через ударно-импульсную муфту, состоящую из обоймы *4* и роликов *3*. При вращении обоймы ролики многократно ударяются о выступы шпинделя *2*, обеспечивая затяжку соединения.

Сборка и разборка узлов и деталей автомобилей проводится на участках технического обслуживания (ТО) и текущено ремонта (ТР) (рис. 3).

Трудоемкость разборочных работ в процессе капитального ремонта автомобилей и агрегатов составляет 10...15 % общей трудоемкости ремонта. При этом около 60 % трудоемкости приходится

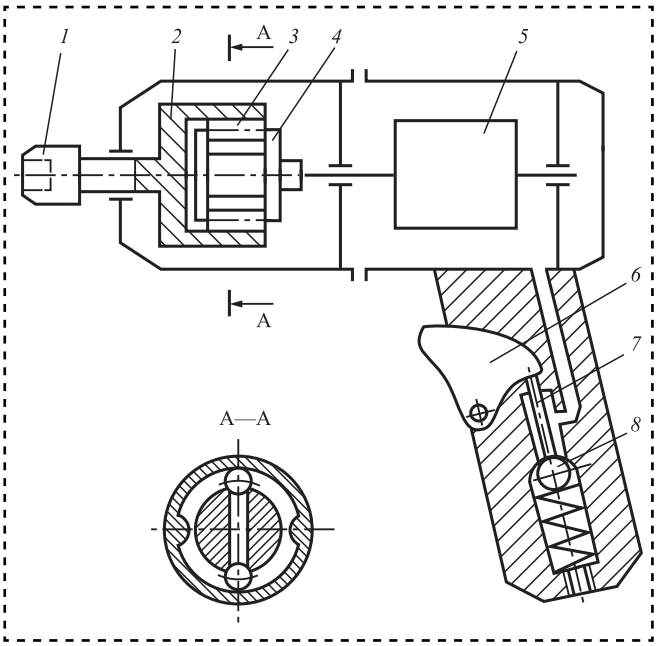

Рис. 2. Ударно-импульсный инструмент

на резьбовые, а около 20 % — на прессовые соединения. Технологический процесс разборки дает ремонтному предприятию до 70 % деталей, пригодных для повторного использования. Качественное проведение разборочных работ позволяет полностью исключить повреждения деталей и тем самым уменьшить себестоимость ремонта. Годные детали обходятся ремонтному предприятию в 6...10 % от их цены, отремонтированные — в 30...40 %, а замена деталей в ТО — 150 %.

Разборку автомобилей и агрегатов выполняют в последовательности, предусмотренной картами технологического процесса, используя указанные в них универсальные и специальные стенды и оснастку. Основные правила разборки: сначала снимают легкоповреждаемые и защитные части (электрооборудование, топливо- и маслопроводы, шланги, крылья и т.д.), затем самостоятельные сборочные единицы (радиаторы, кабину, двигатель, редукторы), которые очищают и разбирают на детали; агрегаты (гидросистемы, электрооборудования, топливной аппаратуры, пневмосистемы и т.д.) после снятия с автомобиля направляют на специализированные участки или рабочие места для определения технического состояния и при необходимости ремонта; в процессе разборки не рекомендуется разукомплектовывать сопряженные пары, которые на заводе-изготовителе обрабатывают в сборе или балансируют (крышки коренных подшипников с блоком цилиндров, крышки шатунов с шатунами, картер сцепления с блоком цилиндров, коленчатый вал с маховиком двигателя), а также приработанные и годные для дальнейшей работы пары деталей (конические шестерни главной передачи, распределительные шестерни, шестерни масляных насосов и др.). Детали, не подлежащие обезличиванию, метят, связывают, вновь соединяют болтами, укладывают в отдельные корзины или сохраняют их комплектность другими способами.

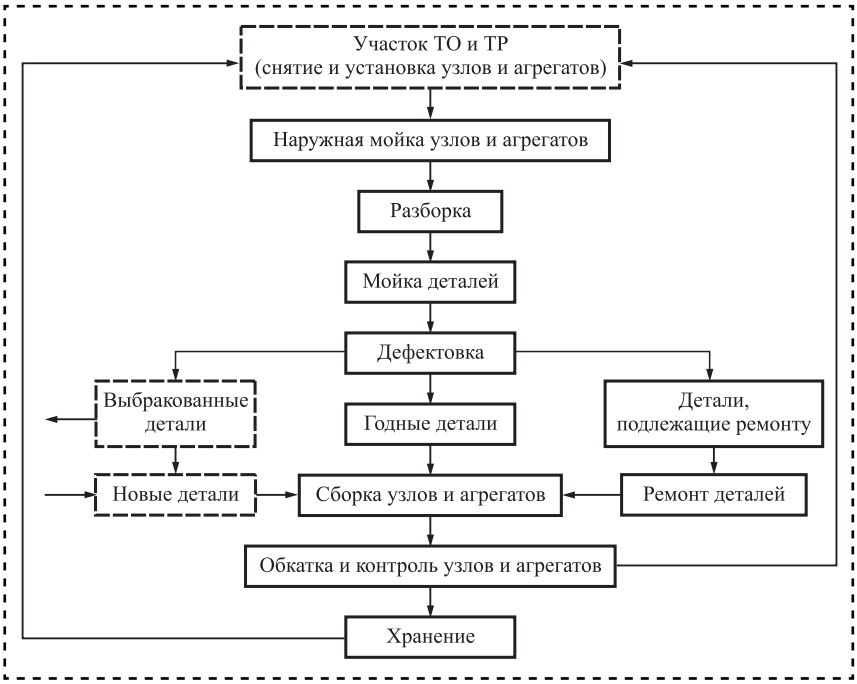

Рис. 3. Схема технологического процесса текущего ремонта узлов и агрегатов

При выпрессовке подшипников, сальников, втулок применяют оправки и выколотки с мягкими наконечниками (медными, из сплавов алюминия). Если выпрессовывают подшипник из ступицы или стакана, то усилие прикладывают к наружному кольцу, а при снятии с вала — к внутреннему. При этом запрещается пользоваться ударными инструментами.

После наружной мойки узлов и агрегатов деталь поступает на разборку. Заржавевшее резьбовое соединение очищают металлической щеткой, смачивают специальными проникающими жидкостями. Оборвавшуюся часть болта или шпильки из резьбового отверстия удаляют сверлом меньшего диаметра. Резьбовые отвер-

Таблица 1

Классификация резьбовых соединений и значения крутящего момента при разборке

Группа	Местоположение в автомобиле	Примеры резьбовых соединений	Крутящий момент, Н·м, при диаметре резьбовых соединений, мм				
			М8	М10	М12	М14	М16
Тяжелая	Резьбовые соединения снаружи автомобиля	Крепление колес, полуосей, рессор, редукторов и т.д.	45	80	190	260	350
Средняя	Резьбовые соединения расположены снаружи автомобиля в верхней его части, закрыты кожухами, капотами и т.п.	Крепление головок блока, корпуса муфты сцепления, крышек шестерен газораспределения и т.п.	До 40	До 60	До 180	До 190	До 320
Легкая	Резьбовые соединения расположены внутри корпусов	Крепление крышек коренных подшипников, крышек шатунов, фланцев и т.д.	До 35	До 45	До 160	До 180	До 300

стия под болты и шпильки восстанавливают путем нарезания резьбы увеличенного (ремонтного) размера. При необходимости обеспечения резьбы номинального размера, изношенное отверстие рассверливают, нарезают в отверстии резьбу, ввертывают пробку, стопорят ее, сверлят отверстие и нарезают резьбу номинального размера.

Резьбовые соединения при разработке классифицируют на три группы (табл. 1).

Для разборки резьбовых соединений применяют ручной и механизированный инструмент. К ручному инструменту относятся гаечные ключи с открытым зевом двусторонние, кольцевые двусторонние коленчатые (накладные), торцовые немеханизированные со сменными головками, специальные.

Накладные ключи охватывают все грани гайки, что придает им бóльшую жесткость и долговечность. Накладными ключами с 12-гранным зевом можно поворачивать гайки на 30°, что важно при работе в труднодоступных местах.

Торцовые ключи можно вращать, не переставляя с грани на грань, поэтому сокращается время на отвинчивание гайки по сравнению с открытыми гаечными ключами.

Из специальных ключей при разборке применяют коловоротные ключи для отвертывания болтов и гаек небольших размеров и ключи для круглых гаек.

Задача сокращения затрат труда при разборке резьбовых соединений в основном решается применением механизированного инструмента.

Для вывертывания шпилек применяют эксцентриковые, клиновые, цанговые наконечники и специальные ключи.

Для соединений со значительным крутящим моментом (до 350 Н·м) используют шпильковерты, например, для вывертывания шпилек всех диаметров из блока цилиндров двигателя — шпильковерт с механизмами для захвата шпилек и их освобождения после вывертывания. В результате применения этих шпильковертов производительность труда увеличивается на 30...40 %.

Резьбовые соединения обеспечивают сборку узлов как посредством резьбы, находящейся непосредственно на детали (свеча зажигания, регулировочные винты в механизме газораспределения, шаровые пальцы шарниров рулевого привода), так и при помощи крепежных деталей — болтов, шпилек, гаек специального и общего назначения. Детали специального назначения применяют в ответственных узлах (шатунные болты, шпильки крепления, головки цилиндров и т.п.) или там, где без них технология сборки—разборки усложнится.

Ответственные крепежные соединения имеют мелкий шаг резьбы и защитное покрытие.

Основные неисправности резьбовых соединений — ослабление предварительной затяжки, повреждения и срыв резьбы. Самоотворачивание происходит в основном из-за вибраций, в результате снижается сила трения в самой резьбе и на контактном торце гайки или головки болта. Быстрому ослаблению крепления подвержены карданный вал, стартер, топливный насос, генератор.

Основная причина срыва резьбы при ремонтах — затяжка соединений с силами, значительно превышающими нормативные. Крепежные детали, использовавшиеся 10—15 раз, сохраняют предварительную затяжку в 2—4 раза хуже, чем новые. При невыполнении крепежных работ при ТО-2 у двигателя к пробегу 80...100 тыс. км осла-

бевает затяжка почти 15 % резьбовых соединений. Перед сборкой резьбу очищают и смазывают маслом.

Длина ввертываемой части болта для стальной детали должна быть от одного до двух диаметров резьбы. Увеличение глубины ввертывания нецелесообразно, поскольку основную нагрузку воспринимают только несколько витков резьбы, расположенных у входной поверхности детали. При наворачивании гайки болт выбирают по длине таким, чтобы он выступал из гайки не более чем на два-три витка резьбы.

Соединения, обеспечивающие герметичность топливо-, воздухо-, водо- и маслопроводов затягиваются плавно — последние 60...90° поворота делают без рывков за один прием. Если узел собирается из разукомплектованных деталей и имеет уплотнительную прокладку, то он сначала обжимается моментом в 1,1 раза большим, чем по техническим условиям:

$$M_0 = 1{,}1 M_{\text{ТУ}}.$$

Затем гайки (болты) ослабляют и узел повторно затягиваются требуемым моментом. Эта операция обеспечивает равномерность затяжки.

У многоболтовых резьбовых соединений гайки затягивают постепенно, в два-три приема, в определенной последовательности, что предупреждает деформацию детали. Если сопрягаемые детали прямоугольной формы, то затяжку начинают со средних гаек, при расположении гаек по окружности их следует затягивать крест-накрест (рис. 4). Превышение момента затяжки может повредить (сорвать) резьбу или вызвать текучесть материала стержня болта (шпильки) и ослабление затяжки. В инструкциях заводов-изготовителей, в технологических картах указаны моменты затяжки для наиболее ответственных узлов.

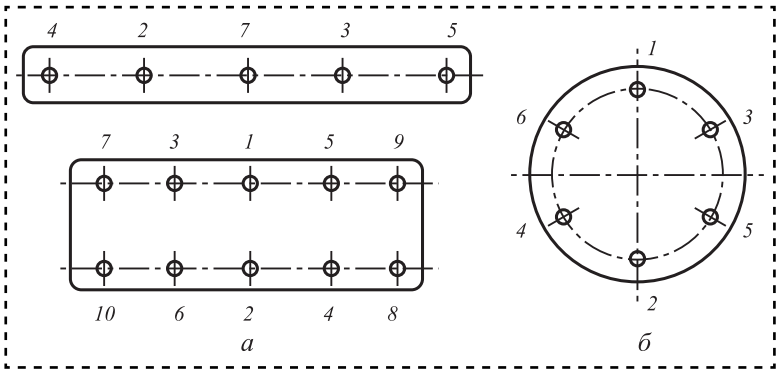

Рис. 4. Последовательность затяжки гаек на различных поверхностях

Расчет крутящего момента при затяжке резьбовых соединений

Для определения крутящего момента при затяжке различных видов резьбового соединения используют формулы, приведенные в табл. 2.

В процессе эксплуатации резьбовые соединения подвергаются действию знакопеременных нагрузок, температур, коррозионной среды и других факторов, что вызывает ослабление затяжки. При ослаблении затяжки изменяется характер действия сил на резьбовое соединение. Его детали, рассчитанные для работы на растяжение, подвергаются действию изгибающих и срезающих нагрузок. В результате увеличиваются зазоры, соединение подвергается ударным нагрузкам, вибрациям, что вызывает шум, подтекание масла, а нередко и разрушение резьбовых соединений: болты (ГОСТ 7798—70) (табл. 3); винты (ГОСТ 1491—80; ГОСТ 17474—80); шпильки.

В настоящее время для фиксации и стопорения резьбовых соединений применяют различные способы: с помощью контргаек, пружинных и замковых шайб, шплинтов, штифтов, кернения и расклепывания, приварки и пайки. Не все из применяемых способов надежны, что вызывает необходимость периодической подтяжки резьбовых соединений в процессе эксплуатации и значительных трудовых затрат.

Весьма перспективными для ремонта и восстановления являются анаэробные уплотняющие материалы, которые представляют собой жидкие составы различной вязкости, способные длительное время оставаться в исходном состоянии без изменения свойств и быстро отверждаться в узких зазорах при 15...35 °С при разрушении контакта с кислородом воздуха с образованием прочного полимерного слоя. Анаэробные материалы бывают:

— общего назначения (марки ДН-1, "Анатерм-6В"; материалы фирмы "Бельзона", "ТриБонд" и т.п.);

— повышенной термической и химической стойкости ("Унигерм-1К", "Унигерм-3", "Анатерм-117", материалы фирмы "Локтайт" и т.п.);

— пропитывающие (композиция ПК-80, "Анатерм-1У"); анаэробные и акриловые клеи ("Анатерм-102Т", "Анатерм-103").

Анаэробный состав наносят на резьбовую поверхность (на несколько витков резьбы шпильки, болта) через капельницу-флакон, для равномерного распределе-

Таблица 2

Формулы для определения крутящего момента при затяжке резьбовых соединений

Виды соединений	Расчетные формулы
Завинчивание болта в резьбовое отверстие корпусной детали при свинчивании деталей	$M_0 = 0{,}984\, d_н^3\, [\sigma_р](S/2\pi + 0{,}577 f d_р + 0{,}33 f_т d_о)$
Завинчивание винта с цилиндрической головкой	$M_0 = 0{,}005\, d_н^3\, [\sigma_{0,2}](6{,}5 f_т + l)$
Завинчивание винта с конической головкой	$M_0 = 0{,}005\, d_н^3\, [\sigma_{0,2}](9{,}8 f_т + l)$
Навинчивание гайки на шпильку, установленную в гнезде	$M_0 = 0{,}005\, d_н^3\, [\sigma_{0,2}](6{,}8 f_т + l)$

Обозначения: $d_р$ — средний диаметр резьбы; $d_н$ — наружный диаметр резьбы; S — шаг резьбы; $d_о$ — диаметр отверстия в соединяемых деталях; f — коэффициент трения торца головки гайки по поверхности закрепляемой детали; $f_т$ — коэффициент трения торца головки гайки по поверхности закрепляемой детали; $[\sigma_р]$ — допустимое напряжение на растяжение, равное $0{,}85\sigma_т$; $\sigma_т$ — предел текучести материала, МПа; $[\sigma_{0,2}]$ — предел текучести, МПа; l — длина винта.

Таблица 3

Болты с шестигранной головкой (ГОСТ 7798—70)

$d_н \cdot 10^2$, м	$d_р \cdot 10^2$, м	$S \cdot 10^2$, м	$d_о \cdot 10^2$, м
0,6	0,535	0,10	0,61
0,8	0,71	0,125	0,81
1,6	1,47	0,2	1,61
2,0	1,83	0,25	2,01
3,0	2,77	0,35	3,01

Примечание: $f = 0{,}22$; $f_т = 0{,}15$; $\sigma_р = 217$ МПа.

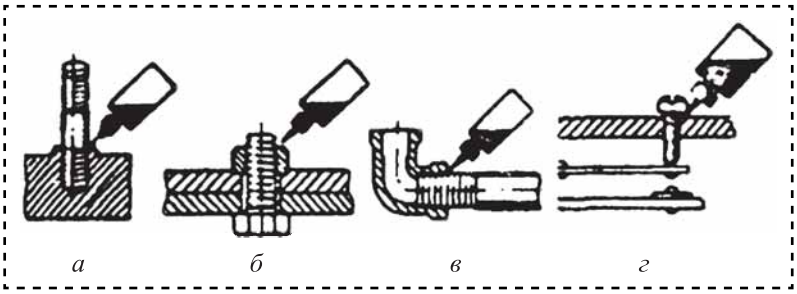

Рис. 5. Стопорение (стабилизация) резьбовых соединений деталей анаэробным полимерным материалом:
а — соединение "шпилька—корпус"; *б* — болтовое соединение; *в* — соединение трубопроводов; *г* — соединение "винт—корпус"

ния медленно в течение 30...50 с, проворачивая одну деталь относительно другой. Затем проводят окончательную затяжку и очищают поверхность от излишков состава. При сборке деталей с глухими резьбовыми отверстиями материал наносят на стенки отверстия (а не на болт или шпильку) на всю длину резьбы в количестве, достаточном для выдавливания его на поверхность при завинчивании до упора.

Механизм полимеризации анаэробных материалов в резьбовых соединениях можно представить следующим образом. При завинчивании резьбового элемента с анаэробным материалом происходит удаление воздуха из объема, заключенного между сопрягаемыми резьбами, и заполнение его анаэробным материалом, который, затвердевая, образует пленку определенной механической прочности. Пленка создает значительный момент сопротивления, в результате чего резьбовые соединения становятся стойкими к вибрации и ударным нагрузкам (рис. 5).

Библиографический список

1. **Годунова Л.Н., Решенкин А.С.** Технологические процессы технического обслуживания и ремонта автомобиля: методические указания к лабораторным работам. Ростов-н/Д: ДГТУ, 2017. 172 с.

УДК 621.778

Г.Н. Гурьянов, *канд. техн. наук (ОАО "НИИметиз", г. Магнитогорск),*
С.В. Смирнов, *д-р техн. наук (Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург)*
E-mail: ggnbelorhome@rambler.ru

Сборный инструмент для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения

При выборе конструкции инструмента для волочения в режиме гидродинамического трения (РГТ) оценивается простота его сборки и разборки, качество запрессовки рабочего вкладыша, интенсивность охлаждения рабочей зоны, надежность герметизации технологической смазки между рабочей волокой и напорным элементом, способ установки в волокодержатель, конструкция напорного элемента. Приведены достоинства и недостатки различных конструкций инструмента для волочения в РГТ.

At the choice of a design of the tool for drawing in the mode of hydrodynamic friction (MHF) simplicity of his assembly and dismantling, quality of a press fitting of a working insert, intensity of cooling of a working zone, reliability of sealing of technological lubricant between the worker voloky and a pressure head element, a way of installation in a die stand, a design of a pressure head element is estimated. Merits and demerits of various designs of the tool for drawing are given in MHF.

Ключевые слова: волочение, проволока, режим гидродинамического трения, рабочая и напорная волоки, качество запрессовки, стабилизация силы волочения, температура волочения, экономия затрат энергии.

Keywords: drawing, wire, mode of hydrodynamic friction, working and pressure drawing die, quality of a press fitting, stabilization of force of drawing, drawing temperature, economy of expenses of energy.

Внедрение технологии волочения в режиме гидродинамического трения (РГТ) было заметным прогрессом в отечественном проволочном производстве, поэтому отмечено премией Совета Министров СССР [1—6]. Основой отечественного волочения проволоки в РГТ является инструмент (рис. 1), конструкция которого защищена а.с. № 165415 [7]. Инструмент предназначен для "сухого" волочения с применением твердой смазки на основе мыльного порошка.

Сборку инструмента по а.с. № 165415 осуществляют следующим образом. Рабочий *1* и напорный *2* вкладыши с уплотнением *6* между ними устанавливают в разрезную коническую втулку *3*. К передней торцовой поверхности конической втулки *3* прикладывают внешнюю силу для ее запрессовки в корпус *4*. Гайкой *5* фиксируют составляющие сборного инструмента.

Применяют также модифицированные конструкции сборного инструмента, несколько отличающиеся от сборной волоки по а.с. 165415.

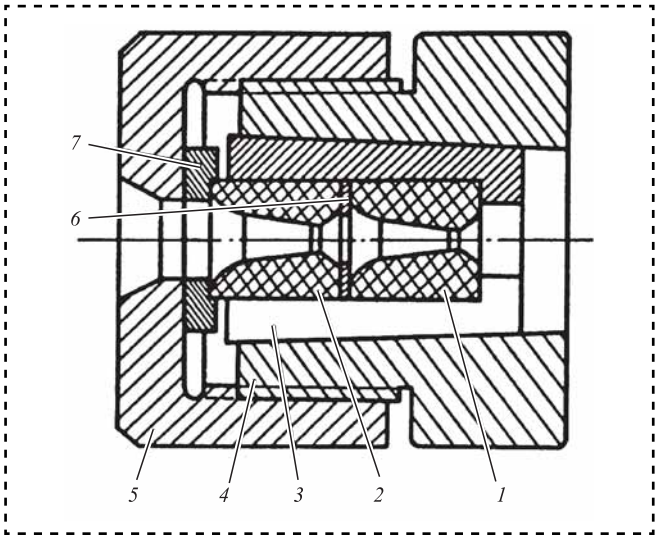

Рис. 1. Сборный инструмент для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения (а.с. № 165415) [7]: *1* — рабочий твердосплавный вкладыш; *2* — напорный вкладыш; *3* — цанговая или зажимная втулка; *4* — корпус; *5* — гайка; *6* — уплотнение; *7* — упорная шайба

Например, на Волгоградском сталепроволочно-канатном заводе и Белорецком металлургическом комбинате вместо накидной гайки *5* используют полую гайку.

Промышленное применение РГТ и исследования показали необходимость совершенствования конструкции сборной волоки в следующих направлениях:

обеспечение качественной запрессовки рабочего вкладыша;

повышение интенсивности охлаждения рабочей зоны инструмента;

создание надежной герметизации смазочной камеры перед рабочей волокой и тем самым предотвращение прорыва смазки из камеры через продольный разрез зажимной конусной втулки;

стабилизация РГТ.

Цель работы — показать конструкции сборного инструмента для волочения в РГТ, которые отличаются от инструмента по а.с. № 165415 по одному или нескольким эксплуатационным характеристикам.

Для увеличения сжимающей силы на боковую поверхность рабочей волоки *4* предложено выполнять проточку в месте расположения напорной волоки *5* (рис. 2). Поэтому при запрессовке вся радиальная нагрузка воспринимается рабочей волокой *4*. Однако эта конструкция инструмента не исключает прорыва смазки между рабочим и напорным вкладышами. Поэтому смазка через продольный паз в зажимной втулке *3* выдавливается из рабочего пространства в виде мыльной "лапши". В результате увеличивается расход мыльного порошка и добавляемых в него присадок (например, дисульфида молибдена и серы) и снижается экология волочильного цеха. При выходе смазки в продольный паз зажимной втулки *3* снижается ее давление перед рабочим вкладышем и эффективность применения напорного вкладыша [8].

На рис. 3—5 показаны конструкции инструмента для волочения в РГТ с более интенсивным охлаждением рабочего и напорного вкладышей инструмента, которые размещены раздельно друг от друга в отличие от конструкций на рис. 1 и 2. Это позволило также обеспечить более качественную запрессовку рабочего и напорного вкладышей.

Польскими исследователями запатентован инструмент в США для волочения в РГТ с улучшенной системой охлаждения волок. В полом корпусе *1* расположены рабочая волока *2*, напорная волока *3* и напорная втулка *4*, которые фиксируются накидной гайкой *5*. В пространство *6*, образованное внутренними стенками корпуса и наружными стенками обойм волок *2*, *3* и напорной втулки *4*, через штуцер *7* подается вода, которая отводится через штуцер *8*. Уплотнительные прокладки *9* устраняют возможность попадания охлаждающей воды в рабочее пространство инструмента (рис. 3).

Волочильный инструмент по а.с. 367923 состоит из корпуса *1*, в котором установлены резьбовая пробка *2*, напорная *3* и рабочая *4* волоки (рис. 4). Вода для охлаждения поступает через штуцер *5*. В корпусе *1* имеется кольцевая проточка в месте установки рабочей волоки *4*. Вода охлаждает непосредственно наружную коническую поверхность волоки *4* [9].

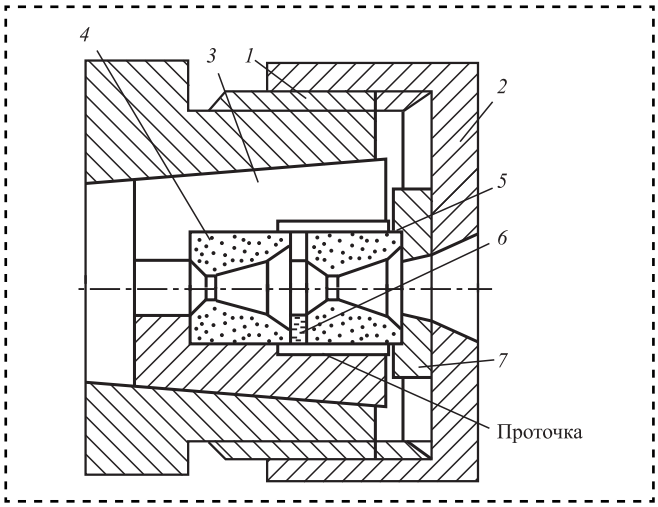

Рис. 2. Сборная волока [8]:
1 — корпус; *2* — крышка; *3* — зажимная втулка; *4* — рабочая волока; *5* — напорная волока; *6* — уплотнительная шайба; *7* — нажимная шайба

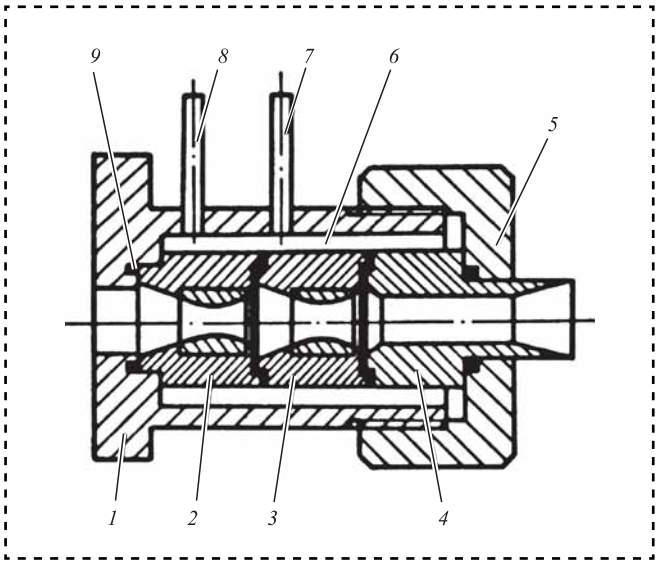

Рис. 3. Инструмент для волочения в РГТ с улучшенной системой охлаждения волок

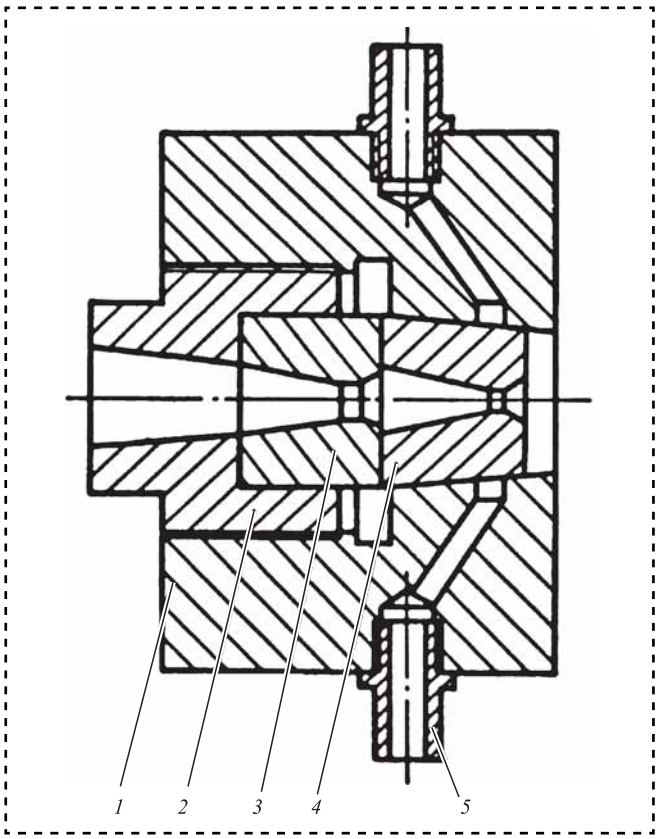

Рис. 4. Инструмент для волочения в РГТ с непосредственным охлаждением рабочего вкладыша [9]

В работе [4] приведены различные конструкции инструмента, в которых предусматривается интенсивное охлаждение рабочей зоны и развитая гидродинамическая подача смазки. Инструмент на рис. 5, *а* включает корпус *3* с наружным конусом, напорную *4* и рабочую *5* волоки, запрессованные в стальные обоймы *6*, между которыми установлена дополнительная напорная втулка *7*. Инструмент собирают на рабочем месте стана и устанавливают в стакан *2* с внутренним ответным коническим отверстием. Стакан установлен между передней и задней упорными плитами мыльницы стана. Во время протягивания металла обойма рабочей волоки затягивает корпус *3* в стакан *2*, и при этом перекрываются все наружные зазоры. Выход технологической смазки из смазочного конуса рабочей волоки перекрывается также кольцевым замком *10*. Рабочая волока охлаждается водой из трубки *8* через отверстие в стакане. Конструкция уплотнений инструмента предусматривает защиту от проникновения воды в рабочее пространство инструмента.

Составной инструмент (рис. 5, *б*) имеет несменяемый корпус *3* и вынесенную за пределы корпуса обойму *6* с рабочей волокой. Рабочая волока в конструкции инструмента на рис. 5, *в* устанавливается в цанговую (разрезную) обойму *6* в отличие от инструмента на рис. 5, *б*. Обойма *6* имеет наружную коническую поверхность. При зажатии инструмента гайкой *9* обойма *2* с внутренним конусом передает усилие сжатия на наружную поверхность рабочей волоки *5*.

После износа рабочей волоки инструмент разбирают и непосредственно на стане заменяют обоймы с новыми волоками при использовании конструкций см. рис. 5, *а, б* или заменяют рабочую волоку в инструменте рис. 5, *в*. Испытание опытного инструмента при грубо-среднем волочении низкоуглеродистой проволоки показали увеличение его стойкости в 2—3 раза относительно стойкости серийного волочильного инструмента.

С увеличением толщины слоя смазки в очаге деформации и на протянутой проволоке возникают проблемы с обеспечением устойчивого режима гидродинамического трения. Нестабильность РГТ приводит к непостоянной силе волочения, что отрицательно влияет на работу узлов волочильного стана и качество проволоки [1—6].

Устройство по а.с. № 712158 включает упругий элемент в виде плоской шайбы *1*, камеру *2*, соединяемую с атмосферой при достижении критического давления смазки (рис. 6). Втулка *3* с рабочей волокой *4* и напорной втулкой *5* установлены в корпус *6*. Подвижное кольцо *7* сжимает упругий элемент *1* и не позволяет выходить смазке из рабочего пространства через канал *8*. При увеличении давления смазки перед рабочей волокой, например, из-за увеличения сечения заготовки упругий элемент *1* перемещается вместе с подвижным кольцом *7* в направлении, обратном ее движению. В результате открывается канал *8*, и происходит выброс смазки. Давление смазки перед волокой *4* снижается, и упругий элемент *1* перемещается по ходу волочения, перекрывая канал *8*. Так регулируется давление смазки на входе рабочей волоки [10].

Для уменьшения колебания давления смазки перед рабочей волокой в устройстве на рис. 7 предусмотрена установка в напорной втулке клапана для сброса смазки при достижении избыточного давления [11].

Для стабилизации силы волочения в устройстве на рис. *8* в корпус *1* установлен стакан *2* с рабочей волокой *3* и напорной втулкой *4*. Между волокой и втулкой установлено кольцо *5* с радиальными каналами. Между корпусом *1* и стаканом установлен упругий элемент *6*. Внешняя поверхность стакана с фланцем и внутренняя поверхность корпуса образуют смазочную камеру *7*.

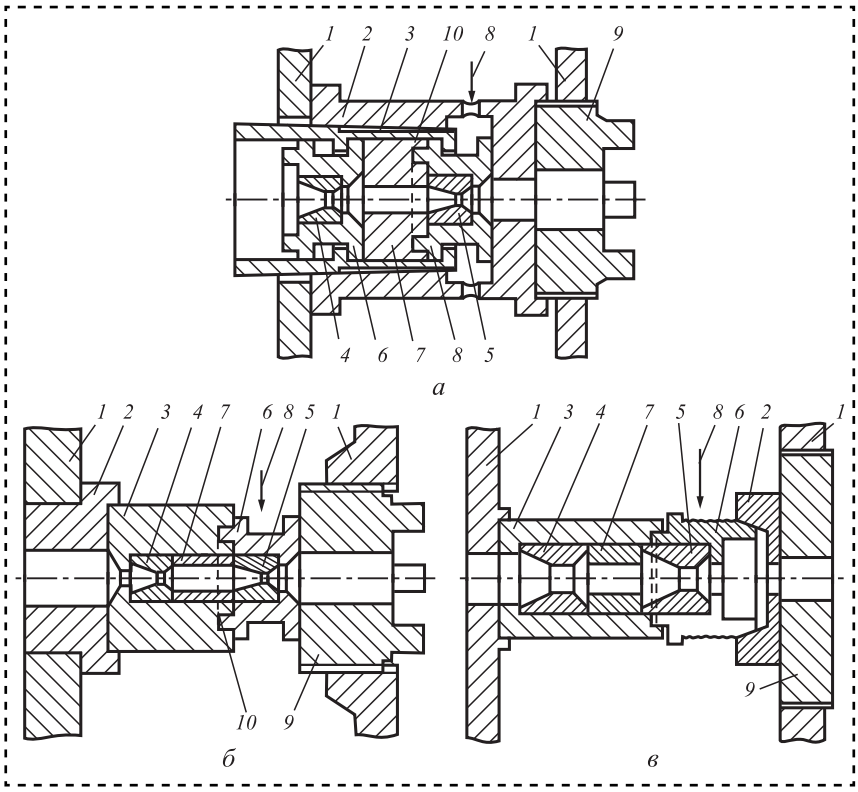

Рис. 5. Волочильный инструмент с коническим корпусом (*а*) и составной волочильный инструмент (*б, в*) [4]:
1 — плита мыльницы стана; *2* — стакан (втулка для конструкции (*б*), зажимная обойма для конструкции (*в*)); *3* — корпус разъемный конический для конструкций (*б, в*); *4* — напорная волока; *5* — рабочая волока; *6* — стальная обойма (для (*в*) — цанговая, разрезная); *7* — промежуточная напорная втулка; *8* — подача охладителя; *9* — гайка; *10* — кольцевой замок

Внутреннее пространство корпуса закрывается резьбовой пробкой *8* [12].

При возрастании силы волочения вследствие ухудшения гидродинамической подачи смазки, увеличения размера заготовки перед входом в инструмент, неоднородности реологических свойств смазки и обрабатываемого металла подвижный стакан *2* перемещается по ходу волочения, что приводит к уменьшению объема смазочной камеры *7*. В результате смазка выдавливается из камеры и поступает через радиальные каналы в стакане и кольце *5* в смазочный конус рабочей волоки *3*. Приток дополнительной смазки из рабочей камеры *7* способствует более интенсивному поступлению смазки в рабочий конус волоки *3* и улучшению условий трения в очаге пластической деформации металла, и, как следствие, уменьшению силы волочения. Равновесие сил волочения и упругого сжатия элемента *6* нарушается, и уменьшение силы волочения приводит к перемещению стакана *2* под действием упругого элемента *6* в направлении, противоположном волочению. При этом увеличивается объем смазочной камеры *7*. Так происходит стабилизация силового режима волочения. Известны и другие конструкции инструмента для стабильного волочения в РГТ [13—15].

Немецкие исследователи проверили возможность повышения стойкости волочильного инструмента путем улучшения условий контактного трения. В основу исследования взята волока конструкции Орлова—Колмогорова. Особая проблема возникла при волочении катанки на первых проходах из-за больших допусков на ее диаметр. Это затрудняет обеспечение строгой величины зазора в напорной волоке для

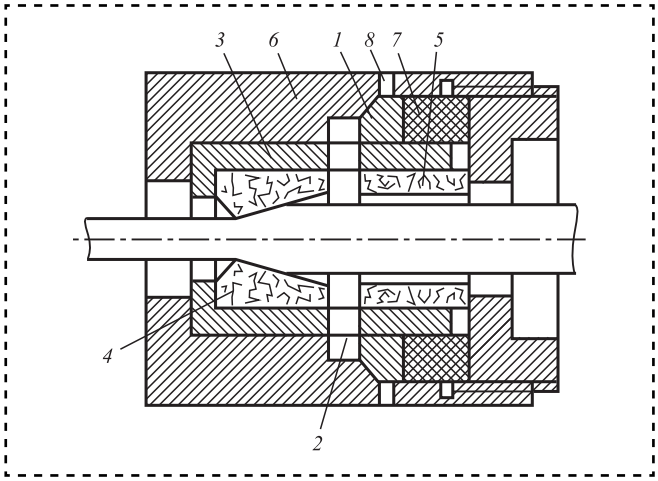

Рис. 6. Устройство для волочения проволоки с регулируемым давлением смазки [10]

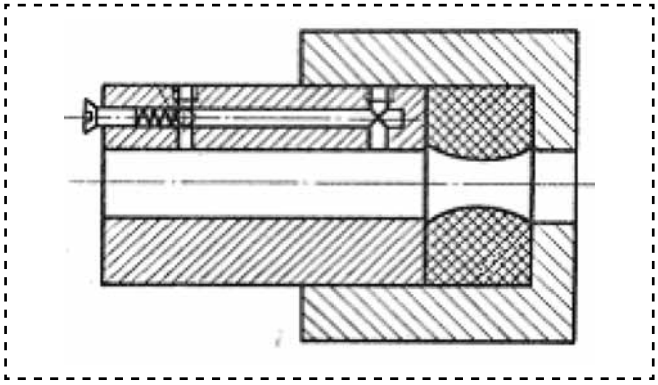

Рис. 7. Устройство для волочения изделий в РГТ [11]

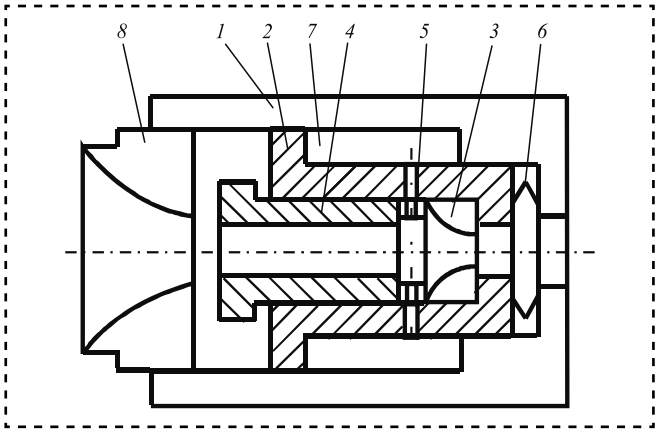

Рис. 8. Устройство для волочения изделий в РГТ [12]:
1 — корпус; *2* — стакан; *3* — рабочая волока; *4* — напорная втулка; *5* — кольцо с радиальными каналами; *6* — упругий элемент; *7* — смазочная камера; *8* — резьбовая пробка

создания необходимого давления перед рабочей волокой. Чтобы исключить отрицательное влияние больших допусков, разработали инструмент с установкой трех волок. Это обеспечило достаточную подачу смазки и требуемое давление при волочении катанки независимо от допусков на ее сечение [16].

Положительные результаты исследования сборного инструмента с гидродинамической смазкой стали причиной прекращения первоначально проводимых испытаний вращающихся волокодержателей, так как они не дали ожидаемых результатов при волочении стальной проволоки. Использование малых зазоров (0,06...0,10 мм) в напорной волоке приводит к высокому давлению смазки перед рабочей волокой, что вызывает разрыв твердосплавных элементов и создает проблему герметизации смазки в рабочем пространстве инструмента. При зазоре от 0,25 до 0,30 мм обеспечивается необходимое для волочения количество смазки, и нет ее избытка для выполнения последующей обработки (при термической обработке и свивке прядей или каната). Благодаря улучшению условий трения при гидродинамической смазке заметно уменьшается сила волочения и расход электроэнергии в среднем до 5 %, а стойкость инструмента повышается в 2—5 раз. Использование сборных волок позволило достичь экономии 3,2 марок на одну тонну изготавливаемой проволоки. При разработке строенной волоки использованы результаты исследования института черной металлургии в Польше [17, 16].

В работе З. Полека [18] приведены данные об опыте применения в Польше инструмента с напорными втулками при волочении проволоки из различных материалов и отмечена высокая

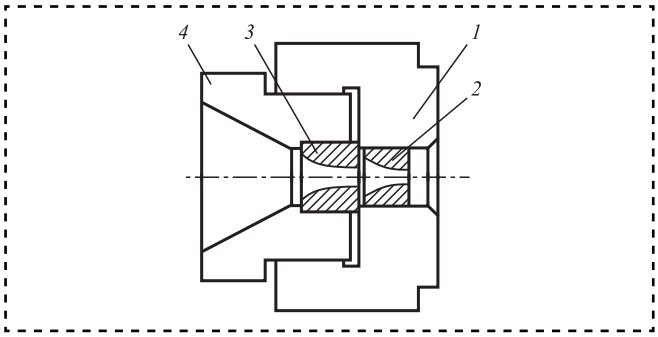

Рис. 9. Устройство для волочения изделий в РГТ фирмы PARAMOUNT:
1 — корпус; *2* — рабочая волока; *3* — напорная волока; *4* — резьбовая пробка

эффективность применения волок с напорными втулками.

На Белорусском металлургическом заводе испытан сборный инструмент фирмы PARAMOUNT (США) (рис. 9). В корпус *1* запрессовывается рабочая волока *2* с конической наружной поверхностью. Напорная волока *3* устанавливается в резьбовую пробку *4*, которая вкручивается в корпус *1*. Результаты испытания такого инструмента при волочении низкоуглеродистой катанки с механическим удалением окалины показали высокую эффективность их применения. Но при этом необходима специальная оправка для перешлифовки конических твердосплавных вставок [19].

Отечественный инструмент для волочения в РГТ а.с. № 1435356 включает корпус *1* с направляющим вкладышем *2*, рабочим вкладышем *3* и напорной втулкой *4* (рис. 10) [20].

Рабочий канал напорной втулки выполнен в виде усеченного конуса, обращенного меньшим

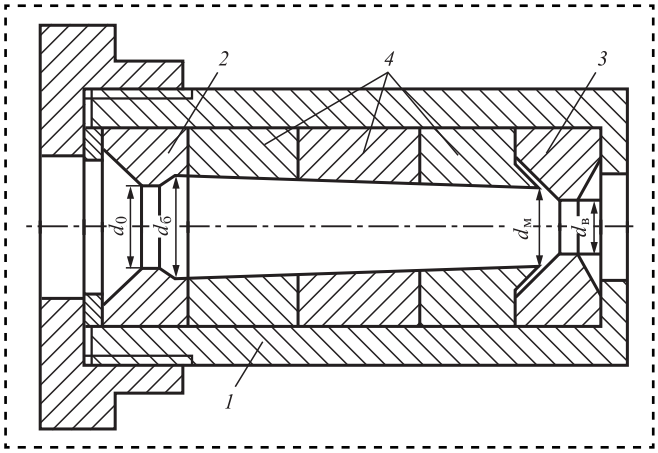

Рис. 10. Сборный инструмент для волочения проволоки в РГТ (а.с. № 1435356):
1 — корпус; *2* — направляющий вкладыш; *3* — рабочий вкладыш; *4* — напорная втулка

основанием к рабочей волоке. При этом меньший диаметр $d_м$ равен диаметру d_0 направляющей волоки. Отношение меньшего диаметра $d_м$ и большего диаметра $d_б$ составляет

$$\frac{d_м}{d_б} = \frac{d_0}{d_0 + (0,2...0,6)\ мм}. \quad (1)$$

Поскольку $d_м = d_0$, то из равенства (1) следует $d_б = d_0 + (0,2...0,6)$ мм. Внутренний диаметр d_0 направляющей волоки на 0,08...0,20 мм больше диаметра $d_{пр.0}$ проволоки на входе инструмента. Тогда $d_б = d_{пр.0} + (0,08...0,20)$ мм + (0,2...0,6) мм. Таким образом, по диаметру $d_{пр.0}$ проволоки вычисляют диаметры $d_м$ и $d_б$. Однако а.с. 1435356 не определяет важный параметр напорной втулки — ее длину.

В сборном инструменте для волочения проволоки в РГТ (пат. 2206420 РФ) установлено несколько напорных вкладышей, каждый из которых запрессован в свою неразрезную оправку [22]. Зазор между движущейся поверхностью проволочной заготовки и напорным вкладышем уменьшается в направлении волочения ($\delta_1 > \delta_2 > ... > \delta_n$). При этом в последнем напорном вкладыше зазор δ_n в 1,5 раза превышает толщину смазочного слоя в рабочем вкладыше. Толщина слоя смазки на выходе рабочего вкладыша зависит не только от зазоров в напорных вкладышах, но и от других параметров деформации (угла и скорости волочения, реологии смазки и материала проволоки, температуры в очаге пластической деформации и т.п.) [22, 23]. Отсюда следует неполная определенность геометрических размеров напорных вкладышей инструмента, в частности их длины.

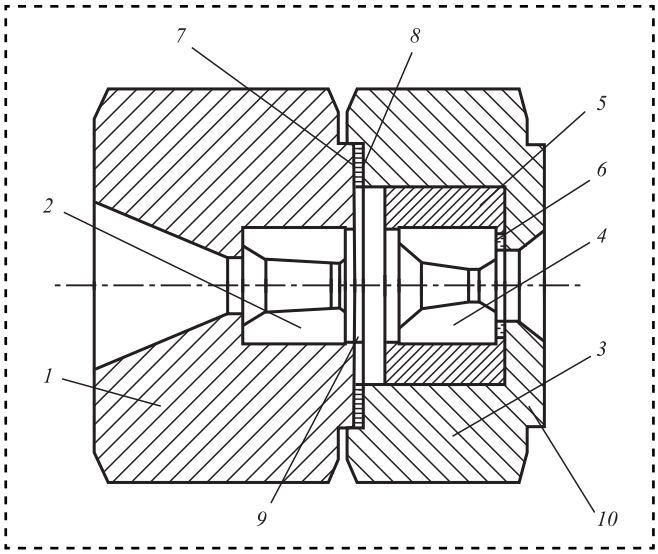

Рис. 11. Сборный инструмент для волочения проволоки в РГТ (пат. 2149071 РФ)

Устройство для волочения в РГТ на рис. 11 содержит корпус *1* с напорным вкладышем *2* и корпус *3* с рабочим вкладышем *4*, установленным во втулке *5* с демпфирующей шайбой *6*. Осевой выступ *7* на выходном торце корпуса *1* сопряжен посредством уплотнительной прокладки *8* с осевой расточкой *9* выходного торца корпуса *3*, имеющего осевой выступ *10* на выходном торце. После сборки оба корпуса *1* и *3* соединяют друг с другом с помощью уплотнительной прокладки *8* непосредственно на стане при установке в рабочее положение зажимной гайкой волокодержателя.

Охлаждение очага пластической деформации в рабочем вкладыше *4* осуществляется через границы раздела: охлаждающая вода — волокодержатель; волокодержатель — корпус *3*; корпус *3* — втулка *5*; втулка *5* — рабочий вкладыш *4*; рабочий вкладыш *4* — деформируемый металл проволоки. Границы раздела между охлаждающей водой и очагом пластической деформации проволоки значительно снижают интенсивность охлаждения проволоки [24].

Выводы

При выборе конструкции инструмента для волочения в режиме гидродинамического трения необходимо оценить простоту его сборки и разборки, качество запрессовки рабочего вкладыша, интенсивность охлаждения рабочей зоны, надежность герметизации технологической смазки между рабочей волокой и напорным элементом, способ установки в волокодержатель, конструкцию напорного элемента.

В России при промышленном производстве проволоки используют сборный инструмент, разработанный в 70-х гг. прошлого века на основе а.с. № 165415. Предложен ряд технических решений, направленных на повышение качества запрессовки рабочей волоки и интенсивности охлаждения рабочей зоны этого инструмента. Однако эти решения не нашли широкого применения из-за недостаточной их эффективности. Конструкции инструмента зарубежных фирм PARAMOUNT, VASSENA более совершенные, чем сборная волока по а.с. № 165415. Тем не менее инструмент этих фирм имеет свои конструктивные недоработки. Из-за сложности изготовления и сборки инструмента с регулируемым давлением смазки (см. рис. 6 и 7) и со стабилизацией силы волочения (см. рис. 8) затруднено его промышленное применение.

Библиографический список

1. **Колмогоров В.Л., Орлов С.И., Колмогоров Г.Л.** Гидродинамическая подача смазки. М.: Металлургия, 1975. 256 с.

2. **Колмогоров Г.Л.** Гидродинамическая смазка при обработке металлов давлением. М.: Металлургия, 1986. 168 с.

3. **Волоки** для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения / И.К. Лысяный и др.; сер. "Метизное производство". М.: Ин-т "Черметинформация", 1982. Вып. 3. 13 с.

4. **Николаев В.А., Васильев А.Г., Максимцов М.А.** Износостойкий водоохлаждаемый инструмент для волочения проволоки // Сталь. 1990. № 12. С. 70—72.

5. **Гурьянов Г.Н.** Расчет, анализ напряжений, деформаций и запаса прочности при холодном волочении проволоки. Магнитогорск: МГТУ, 2008. 358 с.

6. **Гурьянов Г.Н., Зуев Б.М.** Качество и технологичность волочения проволоки специального назначения // Сталь. 2013. № 3. С. 78 — 80.

7. **Волока** для волочения проволоки со смазкой под давлением: а.с. 165416 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Орлов С.И., Колмогоров В.Л., Ермаков Ю.Н. и др.; опубл. 12.10.1964. Бюл. № 19.

8. **Сборная** волока: а.с. 1251999 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Силин А.Н., Федоров А.В.; опубл. 21.08.1973. Бюл. № 31. 1986.

9. **Инструмент** для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения: а.с. 367923 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Фетисов В.П., Старченко В.С., Берестин Н.К., Фомичев С.В.; опубл. 26.01.1973. Бюл. № 9.

10. **Устройство** для волочения изделий в режиме гидродинамического трения: а.с. 712158 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Картак Б.Р., Колмогоров В.Л., Бреньков А.В. и др.; опубл. 30.01.1980. Бюл. № 4.

11. **Инструмент** для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения: а.с. 618154 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Коковихин Ю.И., Кальченко А.А., Сусанин З.В. и др.; опубл. 05.08.1978. Бюл. № 29.

12. **Устройство** для волочения изделий в режиме гидродинамического трения: а.с. 1183224 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Гурьянов Г.Н., Колмогоров В.Л., Белалов Х.Н. и др.; опубл. 07.10.1985. Бюл. № 37.

13. **Устройство** для волочения со смазкой под давлением: а.с. 422489 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Уральский В.И., Чурунов Е.М., Орлов С.И.; опубл. 05.04.1974. Бюл. № 13.

14. **Устройство** для волочения металлов со смазкой под давлением: а.с. 445490 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Латышев П.Г., Абдульманов Ф.З.; опубл. 05.10.1974. Бюл. № 37.

15. **Устройство** для волочения в режиме гидродинамического трения: а.с. 1357103 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Иванов В.Е., Овчинников В.М., Иванова Н.И. и др.; опубл. 07.12.1978. Бюл. № 45.

16. **Wirth E., Schatte D.** Ergebnisse der Einfuhrung der hydrodynamischen Schmierung beim Drahtziehn fur Staldrahte < 1000 N / mm^2 Festigkeit // Neue Hutte, 1978. Bd. 23. № 1. S. 34—36.

17. **Godecki L., Prajsnar T.** Hydrodynamische Schmierung beim Drahtzihen. VEB Ingenierburo fur Razionalisierung, Walzlager und Normteile. Karl-Marx-Stadt. 1974.

18. **Polek Z.** Polnische Erfahrungen uber die Anwendung der Drukzichsteine // Draht. Bd. 28. № 9. S. 390—400; № 10. S. 482—491.

19. **Сачава Д.Г., Демидов А.В.** Использование напорных волок для высокоскоростного волочения в режиме гидродинамического трения // Метизы. 2011. № 1 (23). С. 76—78.

20. **Инструмент** для волочения проволоки в режиме гидродинамического трения: а.с. 1435356 СССР: МПК^8 В 21 С 3/14 / Николаев В.А., Васильев А.Г.; опубл. 07.11.1988. Бюл. № 41.

21. **Способ** волочения проволоки и сборная волока для волочения проволоки: пат.: 2206420 РФ. В 21 С 3/14 / Гарбер Э.А., Виноградов А.Н., Кузнецов С.А.; опубл. 20.06.2003.

22. **Гурьянов Г.Н.** Оценка основных показателей режима гидродинамического трения при волочении тонкой проволоки // Сталь. 2015. № 2. С. 42—48.

23. **Гурьянов Г.Н.** Основные показатели режима гидродинамического трения при волочении круглого сплошного профиля // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 4. С. 39—47.

24. **Устройство** для волочения: пат. 2149071 РФ. МПК^8 В 21 С 3/14 / Рогов Ю.Е., Шадрин В.Н., Муштей В.П. и др.; опубл. 20.05.2000.

В № 3/2018 на с. 113 место работы А.П. Сычева — (Южный научный центр, г. Ростов-на-Дону)

УДК 621.919.2

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

Исследование влияния параметров протягивания на температуру рабочей зоны при обработке фасонных отверстий

Исследовано влияние температуры рабочей зоны на повышение стойкости протяжного инструмента при обработке фасонных отверстий больших размеров в изделиях из легированной стали в зависимости от подъема на зуб, твердости материала заготовки, скорости протягивания, наработки инструмента на отказ и переднего и заднего углов режущих зубьев.

The influence of temperature of working area to increase the resistance of the broaching tool in the machining of shaped holes of large dimensions in products of alloy steel depending on the values of the rise per tooth, the hardness of the workpiece material, broaching speed, tool life to failure and front and rear angles of cutting edges.

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

Keywords: rise of the tooth, hardness of the workpiece material, broaching speed, tool life to failure, front and rear corners, temperature of the working area.

В работе [2] выдвинуто предположение, что "при больших подачах уменьшаются удельные силы резания и нагрев зубьев, а отсюда и износ зубьев уменьшается". Однако последующие исследования внесли поправку в данное суждение: при больших подачах не наблюдали уменьшения нагрева зубьев.

Общая температурная зависимость для работы с охлаждением имеет вид [2]:

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

где v — скорость протягивания, м/мин;

S_z — подача на зуб, мм;

НВ — твердость материала протягиваемой поверхности;

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

γ — передний угол, °;

α — задний угол, °.

Для различных скоростей протягивания, подачи на зуб, твердости материала протягиваемого изделия, стойкости протяжного инструмента, переднего угла, при постоянном значении заднего угла (α = 3°) проведены расчеты температуры.

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

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

где C_1 — функция условий обработки. Показатель степени 0,2 получен эмпирическим путем.

Проведем анализ влияния каждого параметра формулы на выходную величину. Для этого найдем частные производные первого порядка каждого параметра. Физический смысл производной — это скорость изменения выходного параметра для конкретного значения переменной.

Имеем

$$\frac{\partial t}{\partial S_z} = \frac{1,92\mathrm{v}^{0,39} T^{0,11}\,\mathrm{HB}^{0,62}}{S_z^{\,0,8}\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}; \qquad (3)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \mathrm{v}} = \frac{3,744 T^{0,11}\,\mathrm{HB}^{0,62}\, S_z^{0,2}}{\mathrm{v}^{0,61}\alpha^{0,08}\gamma^{0,08}}; \qquad (4)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \mathrm{HB}} = \frac{5,952 T^{0,11} S_z^{0,2} \mathrm{v}^{0,39}}{\alpha^{0,05} \gamma^{0,08} \mathrm{HB}^{0,38}}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial t}{\partial T} = \frac{1,056\, \mathrm{HB}^{0,62}\, S_z^{0,2} \mathrm{v}^{0,39}}{\alpha^{0,05} \gamma^{0,08} T^{0,89}}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \gamma} - \frac{-0,768\, \mathrm{HB}^{0,62}\, S_z^{0,2} \mathrm{v}^{0,39} T^{0,11}}{\alpha^{0,05} \gamma^{1,08}}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \alpha} - \frac{-0,48\, \mathrm{HB}^{0,62}\, S_z^{0,2} \mathrm{v}^{0,39} T^{0,11}}{\alpha^{1,05} \gamma^{0,08}}. \quad (8)$$

Задавшись значениями заднего угла $\alpha = 3°$, переднего угла $\gamma = 15°$, скорости протягивания $\mathrm{v} = 5$ м/мин и стойкости $T = 125$ м, построим график влияния подъема на зуб на скорость изменения температуры для граничных значений твердости 215 $\mathrm{HB}_{\min}$ и 302 $\mathrm{HB}_{\max}$ (рис. 1).

Скорость изменения температуры убывает по гиперболе при увеличении S_z. Преобразуя выражение (3) как функцию подъема на зуб и постоянного коэффициента условий обработки, получим

$$\frac{\partial t}{\partial S_z} = C_{tS_z} \frac{1}{S_z^{0,8}} = C_{tS_z} S_z^{-0,8}; \qquad C_{tS_z} = \frac{1,92 \mathrm{v}^{0,39} T^{0,11}\, \mathrm{HB}^{0,62}}{\alpha^{0,05} \gamma^{0,08}}. \quad (9)$$

Для определения изменения температуры в произвольном диапазоне изменения подъема на зуб необходимо найти площадь фигуры, ограниченной по оси абсцисс границами диапазона изменения подъема на зуб, по оси ординат — осью абсцисс и графиком соответствующей функции (см. рис. 1). Например, чтобы найти изменение температуры для рассматриваемых условий и минимальном значении твердости 215 HB в диапазоне S_z [0,1; 0,2] необходимо найти площадь фигуры, закрашенной цветом на рис. 2.

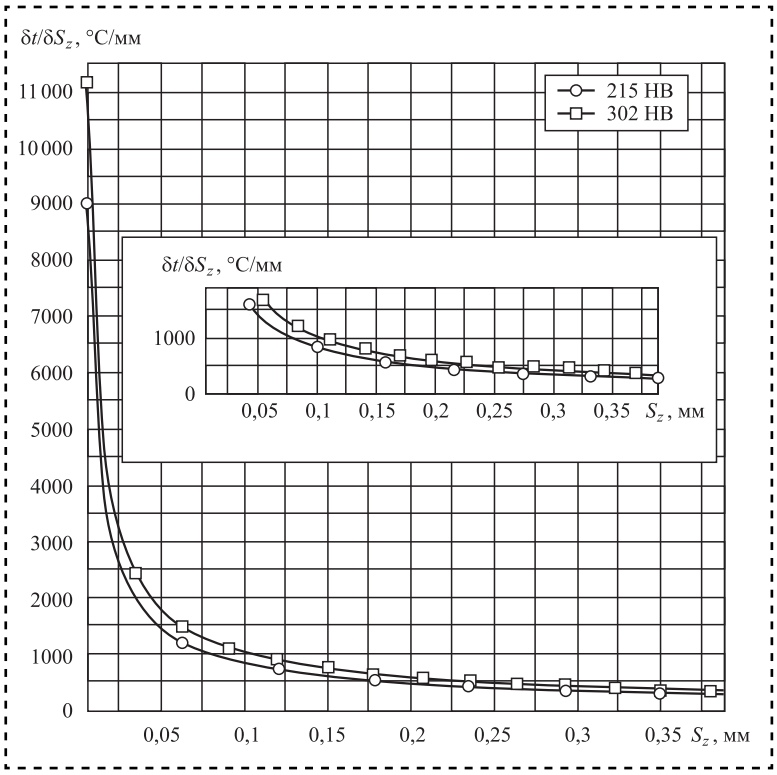

Рис. 1. Скорость изменения температуры зоны резания при протягивании при изменении подъема на зуб для граничных значений диапазона твердости

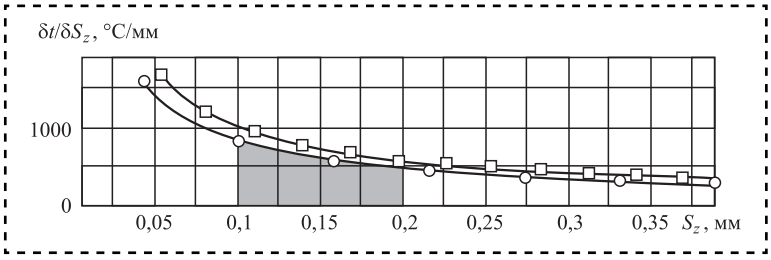

Рис. 2. Схема расчета изменения температуры в зоне резания при протягивании для рассматриваемых условий при изменении подъема на зуб от 0,1 до 0,2 мм включительно

В общем случае, изменение температуры на заданном интервале S_z:

$$\Delta t \Big|_{a=S_{z\min}}^{b=S_{z\max}} = 9,6\left(b^{0,2} - a^{0,2}\right) f\left(\mathrm{v},\ \mathrm{HB},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right), \quad (10)$$

где

$$f\left(\mathrm{v},\ \mathrm{HB},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right) = \frac{\mathrm{v}^{0,39} T^{0,11}\, \mathrm{HB}^{0,62}}{\alpha^{0,05} \gamma^{0,08}}.$$

Запишем выражение (10) в виде произведения функции параметров условий обработки и постоянного коэффициента изменения подъема на зуб:

$$\Delta t \Big|_{a=S_{z\min}}^{b=S_{z\max}} = K_{\Delta S_z} f\left(\mathrm{v},\ \mathrm{HB},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right), \qquad K_{\Delta S_z} = 9,6\left(b^{0,2} - a^{0,2}\right). \quad (11)$$

В табл. 1 представлены результаты расчета коэффициента изменения подъема на зуб для некоторых интервалов.

Аналогичные исследования проведем для остальных параметров, задав значения заднего угла $\alpha = 3°$, переднего угла $\gamma = 15°$, подъема на зуб $S_z = 0,2$ мм и стойкости $T = 125$ м.

Таблица 1

Коэффициент изменения подъема на зуб

$K_{\Delta S_z}$	0,939	1,412	0,395	0,706	0,717	7,993
ΔS_z, мм	0,01...0,03	0,03...0,11	0,11...0,15	0,15...0,25	0,25...0,4	0...0,4
Δt,°C	64	96	27	48	49	542
t, °C	259...323	323...419	419...446	446...493	493...542	0...542

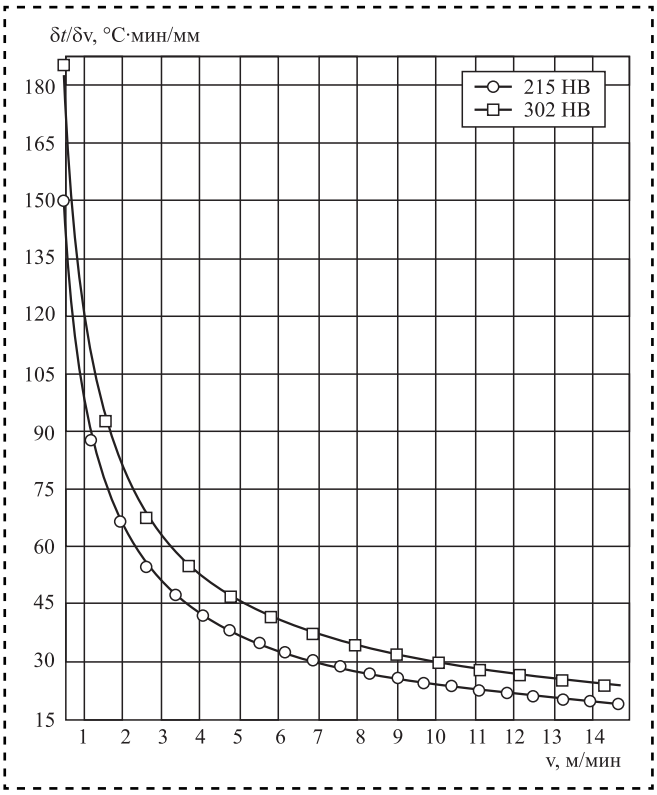

Рис. 3. Скорость изменения температуры в зоне резания при протягивании при изменении скорости резания для граничных значений диапазона твердости

Построим график влияния скорости резания на скорость изменения температуры для граничных значений твердости (рис. 3). Скорость изменения температуры убывает по гиперболе при увеличении v. Преобразуя выражение (4) как функцию скорости резания v и постоянного коэффициента условий обработки, получим

$$\frac{\partial t}{\partial \mathrm{v}} = C_{t\mathrm{v}} \frac{1}{\mathrm{v}^{0,61}} = C_{t\mathrm{v}} \mathrm{v}^{-0,61};$$
$$C_{t\mathrm{v}} = \frac{3,744 T^{0,11}\,\mathrm{HB}^{0,62}\, S_z^{0,2}}{\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}. \quad (12)$$

Изменение температуры на заданном интервале v можно записать следующим образом:

$$\Delta t \Big|_{a=\mathrm{v}_{\min}}^{b=\mathrm{v}_{\max}} = 9,6\left(b^{0,39} - a^{0,39}\right) f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right);$$
$$f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right) = \frac{S_z^{0,2} T^{0,11}\,\mathrm{HB}^{0,62}}{\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}. \quad (13)$$

Запишем выражение (13) в виде произведения функции параметров условий обработки и постоянного коэффициента изменения скорости резания:

$$\Delta t \Big|_{a=S_{z\min}}^{b=S_{z\max}} = K_{\Delta\mathrm{v}} f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right);$$
$$K_{\Delta\mathrm{v}} = 9,6\left(b^{0,39} - a^{0,39}\right). \quad (14)$$

В табл. 2 представлены результаты расчета коэффициента изменения скорости резания для некоторых интервалов.

Построим график влияния твердости на скорость изменения температуры (рис. 4). Скорость изменения температуры убывает по гиперболе при увеличении твердости. Преобразуя выражение (5) как функцию твердости и постоянного коэффициента условий обработки, получим

$$\frac{\partial t}{\partial \mathrm{HB}} = C_{t\,\mathrm{HB}} \frac{1}{\mathrm{HB}^{0,38}} = C_{t\,\mathrm{HB}}\,\mathrm{HB}^{-0,38};$$
$$C_{t\,\mathrm{HB}} = \frac{5,952 T^{0,11} \mathrm{v}^{0,39} S_z^{0,2}}{\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}. \quad (15)$$

Таблица 2

Коэффициент изменения скорости резания

$K_{\Delta\mathrm{v}}$	8,15	4,21	3,13	2,57	1,9	27,6
Δv, м/мин	0,5...3,4	3,4...6,3	6,3...9,2	9,2...12,1	12,1...15	0...15
Δt,°C	135	70	52	43	31	457
t, °C	192...406	406...516	516...599	599...675	675...724	0...724

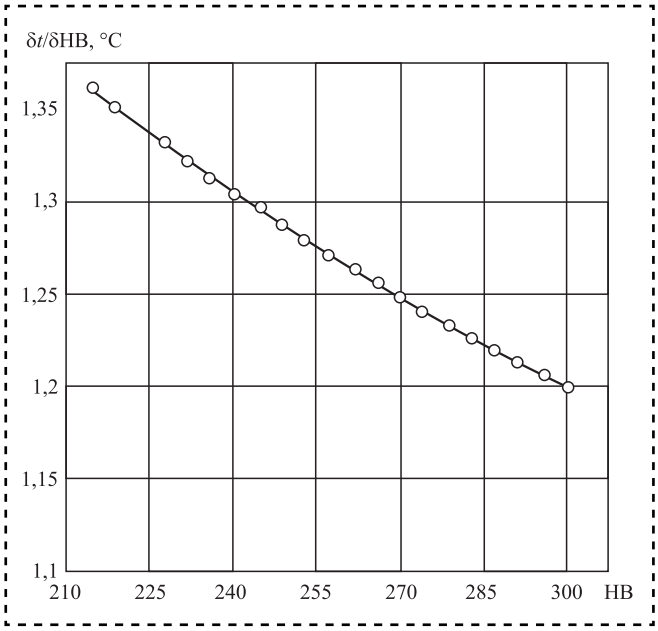

Рис. 4. Скорость изменения температуры в зоне резания при протягивании при изменении твердости заготовки

Изменение температуры на заданном интервале v запишем следующим образом

$$\Delta t\Big|_{a=\mathrm{HB}_{\min}}^{b=\mathrm{HB}_{\max}} = 9,6\left(b^{0,62} - a^{0,62}\right) f\left(S_z,\ \mathrm{v},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right);$$
$$f\left(S_z,\ \mathrm{v},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right) = \frac{S_z^{0,2} T^{0,11} \mathrm{v}^{0,39}}{\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}. \quad (16)$$

Запишем выражение (16) в виде произведения функции параметров условий обработки и постоянного коэффициента изменения твердости заготовки:

$$\Delta t\Big|_{a=\mathrm{HB}_{\min}}^{b=\mathrm{HB}_{\max}} = K_{\Delta \mathrm{v}} f\left(S_z,\ \mathrm{v},\ T,\ \gamma,\ \alpha\right);$$
$$K_{\Delta \mathrm{HB}} = 9,6\left(b^{0,62} - a^{0,62}\right). \quad (17)$$

В табл. 3 представлены результаты расчета коэффициента изменения твердости заготовки для некоторых интервалов.

Построим график влияния стойкости протяжки на скорость изменения температуры для граничных значений твердости 215 $\mathrm{HB}_{\min}$ и 302 $\mathrm{HB}_{\max}$ (рис. 5).

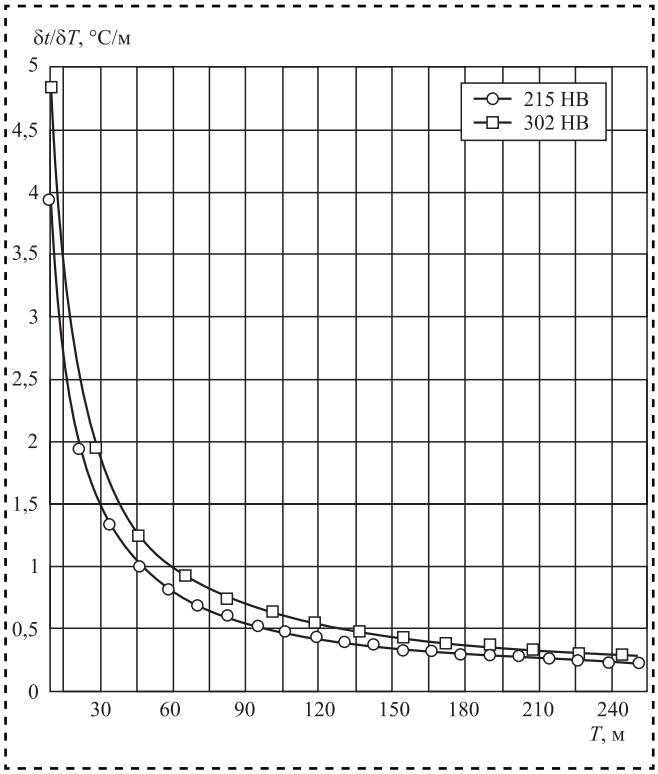

Рис. 5. Скорость изменения температуры в зоне резания при протягивании при изменении стойкости протяжного инструмента для граничных значений диапазона твердости

Скорость изменения температуры убывает по гиперболе при увеличении *T*. Преобразуя выражение (6) как функцию стойкости протяжного инструмента *T* и постоянного коэффициента условий обработки, получим

$$\frac{\partial t}{\partial T} = C_{tT}\frac{1}{T^{0,89}} = C_{tT}T^{-0,89};$$
$$C_{tT} = \frac{1,056\mathrm{v}^{0,39}\,\mathrm{HB}\,S_z^{0,2}}{\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}. \quad (18)$$

Изменение температуры на заданном интервале *T* запишем следующим образом:

$$\Delta t\Big|_{a=T_{\min}}^{b=T_{\max}} = 9,6\left(b^{0,11} - a^{0,11}\right) f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ \mathrm{v},\ \gamma,\ \alpha\right);$$
$$f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ \mathrm{v},\ \gamma,\ \alpha\right) = \frac{S_z^{0,2}\mathrm{v}^{0,39}\,\mathrm{HB}^{0,62}}{\alpha^{0,05}\gamma^{0,08}}. \quad (19)$$

Таблица 3

Коэффициент изменения твердости заготовки

$K_{\Delta \mathrm{HB}}$	13,71	13,31	12,95	12,63	12,33	64,92
Δ HB	215...233	233...251	251...269	269...287	287...305	215...305
Δ*t*, °C	24	23	23	22	22	114
t, °C	472...496	496...520	520...542	542...565	565...586	472...586

Таблица 4

Значения коэффициента изменения стойкости протяжного инструмента

$K_{\Delta T}$	2,69	1,04	0,68	0,51	0,41	17,70
ΔT, м	10...60	60...110	110...160	160...210	210...260	0...260
Δt,°C	96	37	24	18	15	632
t, °C	357...435	435...465	465...485	485...500	500...512	0...512

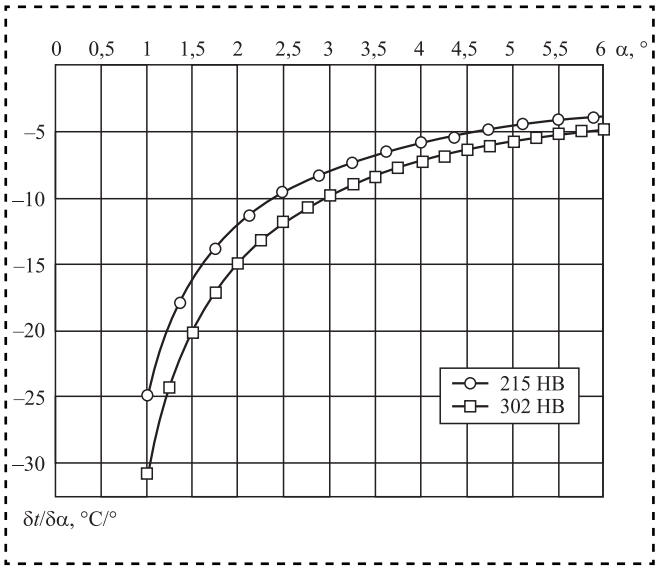

Рис. 6. Скорость изменения температуры в зоне резания при протягивании при изменении заднего угла для граничных значений диапазона твердости

Запишем выражение (19) в виде произведения функции параметров условий обработки и постоянного коэффициента изменения стойкости протяжки:

$$\Delta t\Big|_{a=T_{\min}}^{b=T_{\max}} = K_{\Delta T} f\left(S_z,\ \text{HB},\ \text{v},\ \gamma,\ \alpha\right);$$
$$K_{\Delta T} = 9,6\left(b^{0,11} - a^{0,11}\right). \qquad (20)$$

В табл. 4 представлены результаты расчета коэффициента изменения стойкости протяжного инструмента для некоторых интервалов.

Построим график влияния заднего угла на скорость изменения температуры для граничных значений твердости 215 $\text{HB}_{\min}$ и 302 $\text{HB}_{\max}$ (рис. 6).

Скорость изменения температуры возрастает по гиперболе при увеличении α. Преобразуя выражение (8) как функцию заднего угла α и постоянного коэффициента условий обработки, получаем

$$\frac{\partial t}{\partial \alpha} = C_{t\alpha}\frac{1}{\alpha^{1,05}} = C_{t\alpha}\alpha^{-1,05};$$
$$C_{t\alpha} = \frac{1,056\text{v}^{0,39}\,\text{HB}^{0,62}\,S_z^{0,2}T^{0,11}}{\gamma^{0,08}}. \qquad (21)$$

Изменение температуры на заданном интервале α можно записать следующим образом:

$$\Delta t\Big|_{a=\alpha_{\min}}^{b=\alpha_{\max}} = 9,6\left(b^{-0,05} - a^{-0,05}\right) f\left(S_z,\ \text{HB},\ \text{v},\ \gamma,\ T\right);$$
$$f\left(S_z,\ \text{HB},\ \text{v},\ \gamma,\ T\right) = \frac{S_z^{0,2}\text{v}^{0,39}\,\text{HB}^{0,62}\,T^{0,11}}{\gamma^{0,08}}. \qquad (22)$$

Запишем выражение (22) в виде произведения функции параметров условий обработки и постоянного коэффициента изменения заднего угла:

$$\Delta t\Big|_{a=\alpha_{\min}}^{b=\alpha_{\max}} = K_{\Delta\alpha} f\left(S_z,\ \text{HB},\ \text{v},\ \gamma,\ T\right);$$
$$K_{\Delta\alpha} = 9,6\left(b^{-0,05} - a^{0,05}\right). \qquad (23)$$

В табл. 5 представлены результаты расчета коэффициента изменения заднего угла для некоторых интервалов.

Построим график влияния переднего угла на скорость изменения температуры для граничных значений твердости 215 $\text{HB}_{\min}$ и 302 $\text{HB}_{\max}$ (рис. 7).

Таблица 5

Коэффициент изменения заднего угла

$K_{\Delta\alpha}$	−0,33	−0,19	−0,13	−0,10	−0,08	−0,823
$\Delta\alpha$, °	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	1...6
Δt,°C	−17*	−10	−7	−5	−4	−43
t, °C	499...482	482...472	472...465	465...460	460...456	499...456
* — знак "−" означает убывание температуры при возрастании заднего угла.						

Таблица 6

Коэффициент изменения переднего угла

$K_{\Delta\gamma}$	−0,388	−0,233	−0,17	−0,13	−0,10	−1,043
$\Delta\gamma$, °	5...9	9...13	13...17	17...21	21...25	5...25
Δt,°C	−24	−14	−10	−8	−6	−64
t, °C	515...492	492...477	477...467	467...459	459...453	515...452

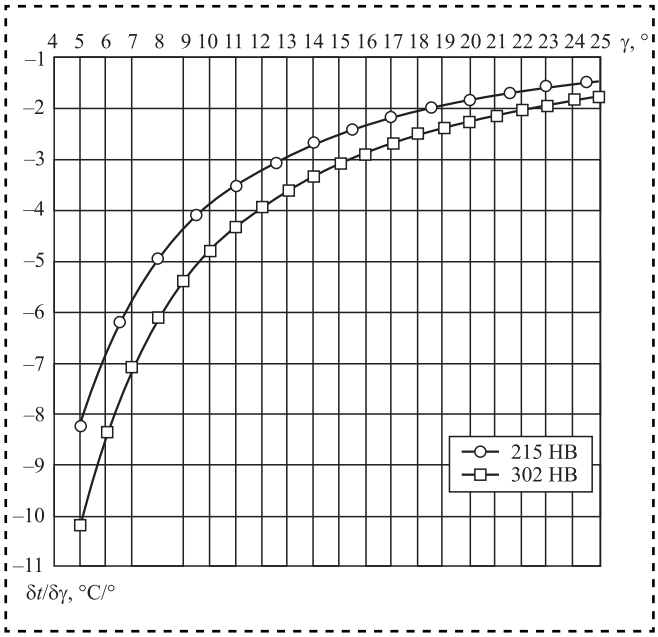

Рис. 7. Скорость изменения температуры в зоне резания при протягивании при изменении переднего угла для граничных значений диапазона твердости

Скорость изменения температуры возрастает по гиперболе при увеличении γ. Преобразуя выражение (7) как функцию переднего угла γ и постоянного коэффициента условий обработки, получим

$$\frac{\partial t}{\partial \gamma} = C_{t\gamma}\frac{1}{\gamma^{1,08}} = C_{t\gamma}\gamma^{-1,08};$$
$$C_{t\gamma} = \frac{1,056\mathrm{v}^{0,39}\,\mathrm{HB}^{0,62}\,S_z^{0,2}T^{0,11}}{\alpha^{0,05}}. \quad (24)$$

Изменение температуры на заданном интервале γ можно записать следующим образом:

$$\Delta t\Big|_{a=\gamma_{\min}}^{b=\gamma_{\max}} =$$
$$= 9,6\left(b^{-0,08} - a^{-0,08}\right) f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ \mathrm{v},\ \alpha,\ T\right); \quad (25)$$
$$f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ \mathrm{v},\ \alpha,\ T\right) = \frac{S_z^{0,2}\mathrm{v}^{0,39}\,\mathrm{HB}^{0,62}\,T^{0,11}}{\alpha^{0,05}}.$$

Запишем выражение (25) в виде произведения функции параметров условий обработки и постоянного коэффициента изменения переднего угла

$$\Delta t\Big|_{a=\gamma_{\min}}^{b=\gamma_{\max}} = K_{\Delta\gamma} f\left(S_z,\ \mathrm{HB},\ \mathrm{v},\ \alpha,\ T\right);$$
$$K_{\Delta\gamma} = 9,6\left(b^{-0,08} - a^{0,08}\right). \quad (26)$$

В табл. 6 представлены результаты расчета коэффициента изменения переднего угла для некоторых интервалов.

Заключение

С увеличением подачи температура в зоне резания увеличивается. Однако в опровержение мнения из работы [2]: "...что с увеличением данных параметров режима резания термодинамическая нагруженность лезвий также увеличивается, что, естественно, не может не привести к падению стойкости", опыт авторов данной статьи показывает обратное.

В качестве инструментального материала применяли сталь Р18, ее физико-механические свойства (теплостойкость быстрорежущих сталей достигает 700 °С [4]) позволяют ей оставаться нечувствительной к температурам, наблюдаемым в зоне резания.

Материал заготовки – сталь 40Х. Температура отпуска данной стали составляет 500 °С, причем, в отличие от режущих зубьев, заготовка испытывает тепловое воздействие в течение всей операции протягивания.

По данным работы [5] "...при повышении температуры до 500 °С механические показатели снижаются на 60...70 %" по сравнению с показателями при 20 °С, что обеспечивает протяжному инструменту облегченные условия резания, приводящие к значительному повышению его стойкости. Более чем десятилетняя эксплуатация протяжного инструмента с большими подъемами на зуб при протягивании фасонных отверстий в крупногабаритных изделиях из стали 40Х это подтверждает [6—8].

Библиографический список

1. **Машиностроение**. Энциклопедический справочник. Технология производства машин. Т. 7 / отв. ред. В.М. Кован. М.: ГНТИ МашЛит, 1949. С. 309—320.
2. **Маргулис Д.К.** Протяжки переменного резания. М.: Машгиз, 1962. 270 с.
3. **Горецкая З.Д.** Протягивание с большими подачами. М.: Машгиз, 1960. 204 с.
4. **Справочник** инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; под общ. ред. И.А. Ординарцева. Л.: Машиностроение, 1987. 846 с.
5. **Подураев В.Н.** Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания. М.: Машиностроение, 1977. 304 с.
6. **Селезнев Ю.Н., Широконосов Ю.Г.** Мониторинг промышленной эксплуатации однопроходной протяжки при обработке фасонного отверстия в валах-шестернях / редкол.: Е.И. Яцун и др. // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации: материалы V Междунар. науч.-техн. конф. Курск, 2007. С. 262—270.
7. **Селезнев Ю.Н., Рухлин А.С., Хорошилова Л.В.** Эффективность эксплуатации комплекта из двух протяжек при обработке фасонного отверстия в муфте / редкол.: Е.И. Яцун [и др.] // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации: материалы V международной научно-технической конференции. Курск, 2007. С. 251—255.
8. **Селезнев Ю.Н., Яцун Е.И., Фадеев А.А.** Мониторинг промышленной эксплуатации комплекта из двух протяжек для обработки фасонного отверстия в деталях буровых установок / редкол.: Е.И. Яцун и др. // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях: материалы I Международной науч.-практ. конф. В 2 ч. Ч. 2. Курск, 2009. С. 63—66.

УДК 621-21; 539.3

Э.А. Буланов, *д-р техн. наук (Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского)*
E-mail: blu237@mail.ru

Расчет прессового соединения

Методами моментной теории упругости получено решение задачи расчета прессового соединения деталей неодинаковой длины.

By means of couple theory of elasticity methods is obtained an answer for problem of a calculation of the press-fit connection of details of unegual length.

Ключевые слова: моментная теория упругости, прессовое соединение.

Keywords: couple theory of elasticity, press-fit connection.

Введение

Расчет прессового соединения деталей втулки и вала под втулкой основывается на решении Ляме [1], согласно которому при соединении втулки (диаметры $2a$ и $2b$, длина $2l$) и вала (диаметр $2a$, длина $2l_1 > 2l$) с натягом δ возникает давление (рисунок):

$$p = \frac{\delta E}{2Ba},$$

где E — модуль упругости материала вала и втулки.

В дальнейшем $A = \dfrac{a^2}{b^2 - a^2}$, $B = \dfrac{b^2}{b^2 - a^2}$, $D = A + B$.

Напряжения для втулки:

радиальное $\sigma_{r0} = pA\left(1 - \dfrac{b^2}{r^2}\right)$;

окружное $\sigma_{\theta 0} = pA\left(1 + \dfrac{b^2}{r^2}\right)$,

при $r = a$ $\sigma_{r0} = -p$.

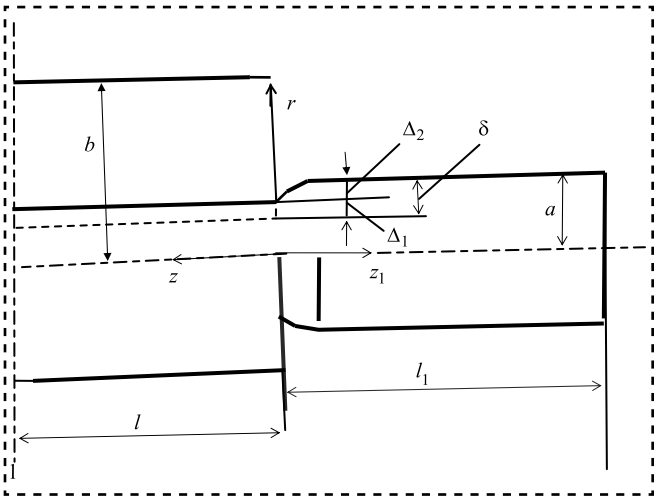

Схема прессового соединения втулки и вала

Перемещения определяют через напряжения:
по оси r:

$$U = \int \frac{\sigma_r - \nu(\sigma_\theta + \sigma_z)}{E} dr = \frac{\sigma_\theta - \nu(\sigma_r + \sigma_z)}{E} r;$$

по оси z:

$$W = \int \frac{\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_\theta)}{E} dz,$$

где ν — коэффициент Пуассона материала вала и втулки.

Перемещения для втулки
по оси r:

$$U_0 = p\frac{A}{E}\left((1-\nu)r + (1+\nu)\frac{b^2}{r}\right)r;$$

при $r = a$ $U_0 = \frac{pa}{E}(D+\nu) = \Delta_1$;

по оси z:

$$W_0 = \frac{2\nu pA(l-z)}{E}.$$

Для вала напряжения $\sigma_{r0} = \sigma_{\theta 0} = -p$;
по оси r:

$$U_0 = -\frac{p}{E}(1-\nu)r,$$

при $r = a$ $U_0 = -\frac{pa}{E}(1-\nu) = \Delta_2$;

перемещения по оси z:

$$W_0 = -\frac{2\nu p(l-z)}{E}.$$

На рисунке показана схема деформации без учета сил трения. Натяг $\delta = \Delta_1 + \Delta_2$. При наличии сил трения поверхность контакта смещается вверх: при $z = 0$ на величину $\nu^2\Delta_2$; при $z \to \infty$ на величину $2\nu\Delta_2/(1-\nu)$.

В решении Ляме предполагаются одинаковые длины вала и втулки. В реальном прессовом соединении длина вала обычно больше длины втулки. Так как перемещения по оси z вала и втулки разнонаправлены, то на поверхности контакта возникают силы трения. Решения задачи расчета напряжений и перемещений в прессовом соединении с учетом вышеизложенных факторов методами классической теории упругости нет, поэтому предложено решение этой задачи методами моментной теории упругости [2].

Решение для втулки и вала под втулкой

Разнонаправленность перемещений по оси z предопределяет скольжение поверхности контакта вала относительно поверхности контакта втулки. В результате возникают силы трения, а следовательно, касательные напряжения τ_{rz}, в координатах rz:

$$\tau_{rz} = +fp_1\tau\varphi,$$

где f — коэффициент трения;

p_1 — давление на поверхности контакта при скольжении;

$\varphi = e^{-mz/a}$, $\tau = \tau(r)$ — искомые функции.

Решение в общем виде. Из уравнения равновесия определим осевое напряжение в виде

$$\sigma_z = -(1-\varphi)\frac{fp_1a}{m}\left(\frac{d\tau}{dr} + \frac{\tau}{r}\right).$$

После преобразований [2, 3]:

$$\sigma_r = \frac{1}{r^2}\int \nu r\sigma_z dr = \frac{fp_1\nu a}{m}\left(\frac{\tau}{r}\right)\varphi;$$

$$\sigma_\theta = \frac{fp_1\nu a}{m}\left(\frac{d\tau}{dr}\right)\varphi.$$

Из условия: при $r = a$ $\tau_{rz} = f\sigma_r$ следует $m = f\nu$, а $\varphi = e^{-f\nu z/a}$.

Тогда выражения для напряжений примут вид

$$\sigma_r = p_1a\left(\frac{\tau}{r}\right)\varphi;$$

$$\sigma_\theta = p_1a\left(\frac{d\tau}{dr}\right)\varphi;$$

$$\sigma_z = -(1-\varphi)p_1a\frac{1}{\nu}\left(\frac{d\tau}{dr} + \frac{\tau}{r}\right).$$

Перемещения при $p_1 = \nu^2 p$ с учетом основного решения:

по оси z:

$$W = -pa^2 \frac{1-\nu^2}{fE}\left(\frac{d\tau}{dr} + \frac{\tau}{r}\right)(\varphi - \varphi(z = l));$$

по оси r:

$$U = U_0 - \frac{p}{E}\nu^2(1+\nu)a\tau\varphi + \frac{\nu^2 pa}{E}\int\left(\frac{d\tau}{dr} + \frac{\tau}{r}\right)dr + U_1,$$

где U_1 — постоянная.

Угловые деформации. Из уравнения моментов элемента объема [2] моментные напряжения равны:

$$\mu_z = \int \tau_{rz} dz = f\nu^2 p\tau a \frac{\varphi}{f\nu},$$

угол сдвига от касательных и моментных напряжений [2]:

$$\gamma_{rz} = \frac{\tau_{rz}}{2G} - \int \frac{\mu_z}{4B_z} dz = f\nu^2 p\varphi \frac{\tau}{2G}\left(1 - \frac{Ga^2}{2B_z(f\nu)^2}\right),$$

где G — модуль сдвига.

Из уравнения совместности деформаций $\frac{dU}{dz} + \frac{dW}{dr} = \gamma_{rz}$ при условии

$$\frac{d}{dr}\left(\frac{d\tau}{dr} + \frac{\tau}{r}\right) = 0 \qquad (1)$$

следует равенство

$$\frac{fp\varphi}{E}\nu^3(1+\nu)\tau = \frac{fp\nu^2\tau\varphi}{2G}\left(1 - \frac{Ga^2}{2B_z(f\nu)^2}\right).$$

Откуда

$$B_z = \frac{Ga^2}{2(f\nu)^2(1-\nu)}; \quad E = 2G(1+\nu).$$

Решение в общем виде основывается на выражении для $\tau = \tau(r)$ при условии (1).

Для втулки примем

$$\tau = \frac{A}{a}\left(\frac{b^2}{r} - r\right);$$

при $r = a$ $\tau_{rz} = f\nu^2 p$;

при $r = b$ $\tau_{rz} = 0$.

Тогда напряжения

$$\sigma_z = 2\nu pA(1-\varphi);$$

$$\sigma_r = -pA\left(\frac{b^2}{r^2} - 1\right)\left(1 - \nu^2\varphi\right); \qquad (2)$$

$$\sigma_\theta = pA\left(\frac{b^2}{r^2} + 1\right)\left(1 - \nu^2\varphi\right).$$

При $r = a$ $\sigma_r = -p\left(1 - \nu^2\varphi\right)$.

Перемещения

по оси z:

$$W = 2paA\frac{1-\nu^2}{fE}(\varphi - \varphi(z = l));$$

по оси r:

$$U = U_0 - \frac{p}{E}\nu^2(1+\nu)A\left(\frac{b^2}{r} - r\right)\varphi - \frac{2\nu^2 pA}{E}r + U_1. \qquad (3)$$

Для вала под втулкой $\tau = \frac{r}{a}$, тогда напряжения

$$\sigma_z = -2\nu p(1-\varphi);$$

$$\sigma_r = -p\left(1 - \nu^2\varphi\right); \qquad (4)$$

$$\sigma_\theta = -p\left(1 - \nu^2\varphi\right).$$

Перемещения

по оси z:

$$W = -2pa\frac{1-\nu^2}{fE}(\varphi - \varphi(z = l)); \qquad (5)$$

по оси r:

$$U = U_0 - \frac{p}{E}\nu^2(1+\nu)r\varphi + \frac{2\nu^2 p}{E}r; \qquad (6)$$

при $z = 0$

$$U = -\frac{pr}{E}(1-\nu)\left(1+\nu^2\right). \qquad (7)$$

В выражениях (3) и (6) U_0 — перемещения втулки и вала соответственно в основном решении.

Перемещение поверхности контакта вала (6) и втулки (3) от сил трения при $r = a$, если $U_1 = \frac{2\nu^2 B}{E}a$, примет вид

$$\Delta U(r = a) = -\frac{p}{E}\nu^2(1+\nu)a\varphi + \frac{2\nu^2 p}{E}a.$$

Таким образом, на границе вала и втулки (при $r = a$) возникают одинаковые напряжения (2), (4) и перемещения $\Delta U(r = a)$ от сил трения.

Свободный конец вала. Согласно решению задачи по определению напряжений и перемещений [3]:

$$\sigma_z = \left(c - bJ_0\left(kr_a\right)\right)\varphi,$$

где $r_a = \frac{r}{a}$;

$\varphi = e^{-m_1 z_1/a}$;

c, b — искомые постоянные;

$J_0(x)$ — функция Бесселя первого рода нулевого порядка.

Из уравнения равновесия найдем напряжение:

$$\tau_{rz} = m_1\varphi\left(\frac{c}{2}r_a - \frac{b}{k}J_1\left(kr_a\right)\right).$$

Так как на поверхности вала $r_a = 1$ напряжения τ_{rz} должны быть равны нулю, то:

$\frac{c}{2} - \frac{b}{k}J_1(k) = 0$, откуда $b = \frac{k}{2J_1\left(kr_a\right)}c$.

Если принять

$$\tau_{zr} = \frac{\nu bk}{(1-\nu)m_1}J_1\left(kr_a\right)\varphi,$$

где $J_1(x)$ — функция Бесселя первого рода первого порядка, то после преобразований [2, 3] получим

$$\sigma_r = \sigma_\theta = -\frac{b\nu}{1-\nu}J_0\left(kr_a\right)\varphi.$$

На поверхности вала ($r_a = 1$) напряжения σ_r должны быть раны нулю. Из этого условия получим уравнение для определения k: $J_0(k) = 0$, откуда следует, что $k = 2{,}405$; $J_1(k) = 0{,}519$; $b = 2{,}317c$ [4].

Перемещения

по оси z_1 [2, 3]:

$$W = -\left(c - bJ_0\left(kr_a\right)\frac{1-\nu-2\nu^2}{1-\nu}\right)\frac{\varphi}{Em_1}a + W_0,$$

где W_0 — постоянная;

по оси r:

$$U = -\frac{\varphi}{E}c\nu r.$$

Угловые деформации. Из уравнения моментов элемента объема [2] найдем моментные напряжения

$$\mu_z = \int\left(\tau_{rz} - \tau_{zr}\right)dz =$$
$$= a\varphi\left[\frac{c}{2}r_a - \frac{b}{k}J_1\left(kr_a\right)\left(1 + \frac{\nu}{1-\nu}\left(\frac{k}{m_1}\right)^2\right)\right].$$

Угол сдвига от касательных и моментных напряжений

$$\gamma_{rz} = \frac{\tau_{rz} + \tau_{zr}}{2G} - \int\frac{\mu_z}{4B_z} =$$
$$= \frac{m_1\varphi}{2G}\left\{\left[\frac{c}{2}r_a - \frac{b}{k}J_1\left(kr_a\right)\left(1 - \frac{\nu}{1-\nu}\left(\frac{k}{m_1}\right)^2\right)\right] - \right. \quad (7)$$
$$\left. -\frac{Ga^2}{2B_zm_1^2}\left[\frac{c}{2}r_a - \frac{b}{k}J_1\left(kr_a\right)\left(1 + \frac{\nu}{1-\nu}\left(\frac{k}{m_1}\right)^2\right)\right]\right\}.$$

Значение постоянных m_1, B_z получим из уравнения совместности деформаций $\frac{dU}{dz} + \frac{dW}{dr} = \gamma_{rz}$:

$$\frac{dU}{dz} + \frac{dW}{dr} = \frac{m_1}{E}c\nu r_a +$$
$$+\frac{bk}{Em_1}\left(\frac{1-\nu-2\nu^2}{1-\nu}\right)J_1\left(kr_a\right). \quad (8)$$

Приравняв выражения (7) и (8), получим

$$\left(\frac{k}{m_1}\right)^2 = 2\frac{Ga^2}{2B_zm_1^2} = \frac{1-\nu}{1+\nu}.$$

Откуда $m_1 = 1{,}7$; $B_z = 0{,}174Ga^2\frac{1+\nu}{1-\nu}$.

Из условия совместности перемещений на границе $U(z=0) = U(z_1 = 0)$ и $W(z=0) = -W(z_1 = 0)$;

следует $c = \frac{(1-\nu)\left(1+\nu^2\right)}{\nu}p$, а согласно выражению (5): $W_0 = 2pa\frac{1-\nu^2}{fE}\left(1 - \varphi(z = l)\right)$.

В результате выражения для напряжений примут вид:

$$\sigma_z = p\frac{(1-\nu)\left(1+\nu^2\right)}{\nu}\left(1 - 2{,}317J_0\left(kr_a\right)\right)\varphi;$$

$$\sigma_r = \sigma_\theta = -2{,}317p\left(1+\nu^2\right)J_0\left(kr_a\right)\varphi;$$

$$\tau_{rz} = 1{,}7p\varphi\frac{(1-\nu)\left(1+\nu^2\right)}{2\nu}\left(r_a - 1{,}927J_1\left(kr_a\right)\right);$$

$$\tau_{zr} = 3{,}278p\left(1+\nu^2\right)J_1\left(kr_a\right)\varphi.$$

Полученное решение является точным, так как удовлетворяет всем уравнениям механики сплошной упругой среды и граничным условиям: для металлов при $\nu = 0{,}3$; $f = 0{,}15$ касательные напряжения для втулки и вала при $z = 0$ $\tau_{rz} = f\nu^2p = 0{,}0135p$, нормальные напряжения $\sigma_z = 0$, а $\sigma_r = 0{,}91\sigma_{r0}$, $\sigma_\theta = 0{,}91\sigma_{\theta 0}$ — на 10 % меньше, чем при отсутствии трения, т.е. влияние сил трения пренебрежимо мало.

Опасное сечение с точки зрения прочности — сечение свободного конца вала при $z_1 = 0$ (на границе с втулкой). В этом сечении напряжения:

$$\sigma_z = 2{,}123p\left(1 - 2{,}317J_0\left(kr_a\right)\right);$$

$$\sigma_r = \sigma_\theta = -2{,}109 p J_0(kr_a);$$

$$\tau_{rz} = 1{,}803 p\left(r_a - 1{,}927 J_1(kr_a)\right);$$

$$\tau_{zr} = 2{,}813 p J_1(kr_a).$$

Наиболее нагруженными в этом сечении являются точки на поверхности вала при $r = a$, в которых напряжения $\sigma_z = 2{,}123p$, $\tau_{zr} = 1{,}548p$, главные напряжения $\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{1}{2}\left[\sigma_z \pm \sqrt{\sigma_z^2 + \tau_{zr}^2}\right]$.

Откуда $\sigma_{\max} = 2{,}38p$, $\sigma_{\min} = -0{,}501p$.

В результате эквивалентные напряжения по третьей теории прочности $\sigma_э = 2{,}88p$.

Выводы

Получено точное решение задачи по определению напряжений и перемещений в прессовом соединении вала и втулки, удовлетворяющее всем уравнениям механики сплошной упругой среды и граничным условиям.

Опасное сечение в соединении — начальное сечение свободного конца вала, в котором наиболее нагруженными являются точки на поверхности вала.

Эквивалентное напряжение в этих опасных точках, определяемое по третьей теории прочности при коэффициенте Пуассона, равном 0,3, в 3,45 раза превосходит величину давления в соединении.

Библиографический список

1. **Тимошенко С.П., Гудьер Д.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
2. **Буланов Э.А.** Моментные напряжения в механике твердого, сыпучего и жидкого тела. М.: Вузовская книга, 2011. 140 с.
3. **Буланов Э.А.** К вопросу о моментной теории упругости. Пространственная осесимметричная деформация // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2002. № 4. С. 49—53.
4. **Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.** Справочник по математике. М.: Наука, 1980. 976 с.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение" продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

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

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

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

УДК 621.882

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

История развития самостопорящихся резьб

Рассмотрены исторические этапы развития самостопорящихся резьб и крепежных деталей на их основе. Представлены персоналии, оставившие значительный след в истории самостопорящейся крепежной техники в нашей стране и за рубежом. Приведена патентная информация, рассмотрены области применения таких резьб, пути развития их номенклатуры, производства, научных исследований самостопорящегося крепежа, а также технологий его монтажа.

The historical stages of development of self-locking threads and fasteners on their basis are considered. There are presented personalities that left a significant mark in the history of self-locking fastening technology in our country and abroad. The patent information is given, the fields of application of such threads, the ways of their nomenclature development, production, scientific research of self-locking fasteners, as well as the technologies of its assembly are considered.

Ключевые слова: самостопорящаяся резьба, крепежная деталь, вибропрочность, самоотвинчивание, затяжка, стопорящий эффект, вершина профиля, внутренний диаметр, самостопорящиеся гайки, идеальный стопор, эффект памяти формы, резьбоклеевые соединения, дилатометрический эффект, волнистый профиль.

Keywords: self-locking thread, fastener, vibration resistance, unscrewing, tightening, locking effect, top of profile, inner diameter, self-locking nuts, perfect stopper, shape memory effect, thread-glued joints, dilatometric effect, wavy screw.

Самостопорящиеся резьбы и крепеж успешно решают проблему устойчивости резьбовых соединений к произвольному раскручиванию в условиях значительных динамических нагрузок. В патентной литературе нет четкой терминологии в названиях подобных объектов. Встречаются такие термины, как самоблокирующиеся, самозапирающиеся, самотормозящиеся, самоконтрящиеся, самофиксирующиеся и т.д. детали. В англоязычной терминологии они представлены терминами "self-locking fasteners" или "self-locking screw", т.е. самоблокирующийся крепеж или резьба.

Первая "волна" разработок такого крепежа началась с конца XIX — начала XX веков (патенты Германии № 71848 за 1893 г.; США № 756269 за 1904 г.; № 793824 за 1905 г.; № 1070247 за 1913 г.). В середине 1930—1940-х гг. началась вторая "волна" разработок самостопорящегоя крепежа. Это связано с развитием военной промышленности перед Второй мировой войной и в дальнейшем (патенты США US 2177 003 (1937 г.), US 2177 004 (1939 г.), US 2301 181 (1942 г.), US 2371 365 (1945 г.), Франции FR 967 979 (1948 г.) и др.

В 1930-х гг. заметная фигура крепежной индустрии США — William A. Purtell (1897—1978 гг.) основал компанию Holo-Krome Screw Co. и был в ней председателем, казначеем и генеральным менеджером. В 1950-х гг. занялся политической деятельностью и был избран сенатором штата Коннектикут, в чине которого прослужил до 1958 г. Затем снова вернулся к инженерной и производственной деятельности в своей компании. Ему принадлежит ряд патентов.

В России в конце XIX — начале XX веков еще не задумывались о свойствах стопорящих резьб, необходимо было освоить производство обыкновенных болтов и гаек. К тому же не было соб-

William A. Purtell

Саверин М.А.

ственных компаний со специалистами в данной области.

Проблемы стопорения резьб в СССР начали решать только в 30-х годах прошлого века, когда в страну начала поступать зарубежная, в том числе и военная техника. Авиация, танковая и автомобильная отрасли, а также судостроение требовали особого подхода к вибропрочностным свойствам соединений и устойчивости к самоотвинчиванию.

Использование самостопорящегося крепежа устраняет самопроизвольное раскручивание соединения даже в условиях потери силы предварительной затяжки. Соединения с применением самостопорящегося крепежа значительно превосходят по надежности и экономичности варианты монтажа с использованием контргаек, пружинных шайб, корончатых гаек, шплинтов и прочих аналогичных приемов. Повышенная сила трения в резьбе создается участками резьбового профиля, которые деформируются резьбой ответной детали при сборке. Локальная деформация резьбы этих участков вызывает повышенное трение в контакте и, соответственно, стопорящий эффект.

В 1946 г. в СССР печатают первый альбом Я.Ю. Шаца "Стопорение резьбовых соединений", в котором рассмотрены известные на тот момент способы фиксации резьб. Редактировал данное издание специалист в области стандартизации резьб, профессор М.А. Саверин. В 1955 г. этот альбом был переиздан в книгу с аналогичным названием [1].

В настоящее время кроме указанной книги известны только три источника, посвященные этой тематике: справочники П.И. Орлова "Основы конструирования" и Г.Б. Иосилевича, Ю.В. Шарловского, Г.Б. Строганова "Затяжка и стопорение резьбовых соединений", а также монография Е.Н. Петрова "Стопорение резьбовых соединений". Однако в справочниках не рассмотрены примеры использования в технике именно самостопорящихся резьб, имеющих на своей нарезке специальные элементы для сопротивления отвинчиванию или резьб с изменяемой геометрией профилей. В них приводятся лишь традиционные способы стопорения контргайками, различными шайбами, контровка проволокой, посадка на краску или клей, кернение и т.д.

Совершенно другая картина наблюдалась в области изобретательства. Разработки самостопорящихся резьб в СССР начали патентовать с начала 70-х годов прошлого столетия. В этом направлении часто встречались имена таких специалистов, как А.А. Загородний, Н.С. Рубцов, В.А. Антонов, И.Н. Розмари, Р.Х. Мустаев,

Р.С. Карачурин и др. Много разработок по самостопорящимся резьбам приходилось на группу специалистов во главе с И.Н. Розмари — главным конструктором КТИавтометиз (Нижний Новгород). Авторским свидетельством № 608995 от 1978 г. защищена самостопорящаяся резьба Н.С. Рубцова, имеющая нарезку со смещением в разные стороны вершин профиля.

Основная масса самостопорящихся резьб предполагает наличие на основном резьбовом профиле элементов, деформируемых резьбой ответной детали при сборке соединения и затяжке: выступы, отгибы вершин профиля, утолщения витка в области вершины, асимметричные витки с неравными углами при вершине, смещение шага на небольшом участке по линиям внутреннего или наружного диаметров, накатка участков с раздвоенными вершинами витков, подъем линии внутреннего диаметра на нескольких витках. Все они приводят к локальной ограниченной деформации материала ответной детали в области стопорящих участков. Эти приемы успешно реализованы в изобретениях различных самостопорящихся гаек. На регулярных резьбовых научных конференциях 1970—1980-х годов бытовала распространенная фраза: "только ленивый в нашей стране не изобрел гайку". Только у таких авторов, как Ф. Егоров и Г.Г. Гусев, было более 14 изобретений на самостопорящиеся гайки, способы их изготовления и аксессуары для них.

В то же время в СССР патентуют разработки и известных в то время иностранных специалистов, таких как Roger W. Orlomoski, Howard I. Podell, Stephen J. Kehoe и др.

В 1980-е годы широкую известность в научных "резьбовых" кругах получила группа специалистов из Снежинского физико-технического института (филиал МИФИ) под руководством Е.Н. Петрова. В группу входили В.А. Зикрач, С.А. Собко, В.В. Сапожников, Б.А. Мельников и др. Исследуя различные технологии стопорения резьбовых соединений, они разработали концепцию так называемого "идеального стопора":

— рекомендован такой тип стопора, который с минимальными потерями мощности обеспечит регламентированное усилие затяжки и наибольший стопорящий эффект;

— возникающий при отвинчивании момент должен компенсироваться противоположно действующим моментом стопорения;

— наиболее предпочтительным стопорным элементом является тот, который обеспечивает наиболее равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы;

Петров Е.Н.

— идеальный стопор должен не только предотвращать самоотвинчивание, но и давать возможность свободно демонтировать соединение.

Такое изделие должно обеспечить легкую сборку соединения и его разборку, имея при этом высокую устойчивость к отвинчиванию и прочность при эксплуатации. К таким изделиям можно отнести резьбовые группы со специальными дилатометрическими вставками и элементами, обладающими эффектом "памяти формы" (а.с. 586693 (1980 г.), 694683 (1979 г.), 727881 (1980 г.), 734443 (1980 г.) и др.). Частично такими свойствами обладают резьбоклеевые соединения. Имея в своем арсенале более 150 изобретений, Е.Н. Петров значительную их часть посвящал специальным средствам стопорения.

Как говорят: "Все новое — это хорошо забытое старое". Не случайно современная патентная среда снова изобилует изобретениями самостопорящихся резьб и соединений с элементами, обладающими дилатометрическими свойствами и памятью формы. Патенты RU 2416041 (2011 г.), RU 2256 108 (2005 г.), EP 2620 658 от 2013 г., US 5484 244 от 1996 г., US 5366 331 от 1994 г. и другие снова посвящены использованию физических свойств нитинола и других memory-сплавов для стопорения резьб.

На рис. 1 приведены примеры патентных разработок советского периода 1970—1980-х гг. Можно видеть крепежные детали с нитиноловы-

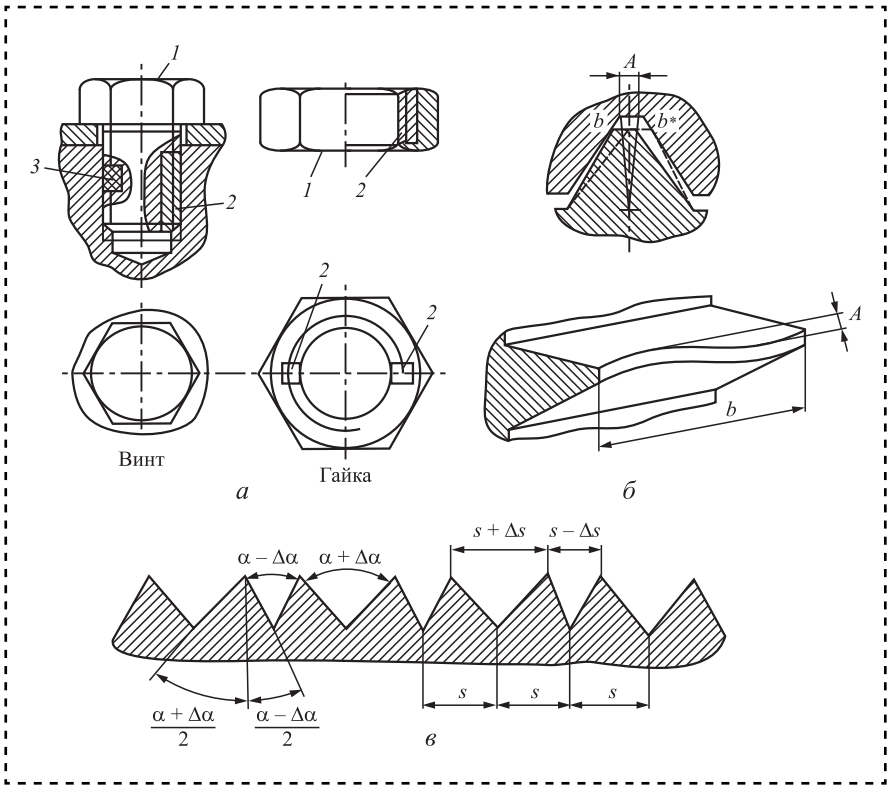

Рис. 1. Ранние изобретения самостопорящегося крепежа в СССР:
а — самостопорящаяся резьба, Петров Е.Н. (а.с. 586693, 1980 г.): *1* — крепежные детали; *2* — металлические вставки с высоким коэффициентом термического расширения; *3* — нейлоновая вставка; *б* — резьба самотормозящая, Житницкий С.И., Натапов Л.М. (а.с. 678201, 1979 г.): *А* — амплитуда волнистого профиля; *в* — самоконтрящаяся резьба, Рубцов Н.С. (а.с. 608995, 1978 г.): слева — формы искажений по углу профиля, справа — по шагу резьбы

ми вставками, резьбы с искажением угла профиля, смещением шага по наружному диаметру, нанесением локальных отгибов вершин резьбы, изготовлением резьб с волнистым профилем. В действительности этих способов гораздо больше (а.с. 608995 1978 г. Рубцов Н.С.; а.с. 844842 1981 г. Антонов В.А., Розмари И.Н.; а.с. 947492 1982 г. Загородний А.А. и др.).

В 1990-е годы в Московском станкоинструментальном институте (Государственный технологический университет "Станкин") профессор А.И. Тимченко разрабатывает научное направление, связанное с применением в машиностроении соединений с равноосным контуром (соединения с РК-профилем).

Профильные бесшпоночные соединения имеют ряд эксплуатационных и технологических преимуществ перед шлицевыми и шпоночными. Бесшпоночные соединения широко применяют в коробках скоростей металлорежущих станков, компрессорах, насосах и других узлах. Однако начиналось это направление с самостопорящихся резьбовых соединений. В конце 1980-х — начале 1990-х гг. в СССР еще не были распространены крепежные изделия с так называемыми "лобулярными" резьбовыми профилями, известным в настоящее время под марками Taptite, Duo-Taptite, PowerLok, Taptite 2000 и др. Профили типа Trilobular в США начали патентовать в 1960—1970-х гг. (патенты US 3180 126 от 1965 г., US 3681 470 от 1972 г. и др.). В 1961 г. создана компания REMINC (современная Reminc&Conti), начавшая бурную лицензионную деятельность. Значительные объемы производства "трилобулярной" винтовой продукции компания освоила к 1980-м годам.

В России винты с РК-профилем появились позже, когда начали поступать импортные образцы крепежа. Профессор А.И. Тимченко предложил конструкцию самостопорящегося резьбового соединения в виде лобулярного винта с заходным резьбовым конусом, который завинчивается в резьбовое отверстие, имеющее два участка. Первый участок начинался от привалочной плоскости и имел полнопрофильную резьбу. Второй участок находился в глубине отверстия и нес резьбу с неполным профилем или резьбу, оставшуюся как след от пологого заходного участка метчика. Таким образом, винт завинчивался в отверстие и начинал как бы доформовывать резьбу второго участка, чем создавалось повышенное трение в резьбе и стопорящий эффект [2].

В 1960—1980-х гг. в США и Европе снова происходит активизация патентной деятельности в области самоконтрящегося крепежа и производства его перспективных конструкций. Потребность в нем начинает испытывать бурно развивающаяся автомобильная промышленность зарубежных стран. В отличие от советской индустрии, построенной на основе крупных промышленных гигантов, западная и заокеанская промышленность успешно применяла принцип специализации, когда многочисленные мелкие

предприятия, хорошо специализированные на конкретном направлении, успешно конкурируют с крупными компаниями. Обладая современным специализированным оборудованием и инструментарием, мелкие предприятия технологически мобильные, в том смысле, что им легче и выгоднее было оперативно внедрять новые разработки и производить более совершенную продукцию, успешно конкурируя с крупными акулами промышленности. В конце 1950-х — начале 1960-х гг. в США насчитывалось 995 предприятий, занимающихся производством крепежных деталей. Из них по числу рабочих от 1 до 4 человек было 573 предприятия, от 5 до 19 — 269 предприятий, а с числом работающих более 30 человек — 153 предприятия [2].

В те времена были известны имена таких специалистов, как Roger W. Orlomoski, Howard I. Podell, Joseph A. Tabor, Bruce E. Olsen, Robert J. Evans, Ragmond J. Ollis, William J. Thomas и др.

Значительным числом изобретений в области самостопорящегося крепежа в 1970-е годы отличался Roger W. Orlomoski, основатель фирмы Rol-Flo Engineering Inc, производящей резьбонакатное и профиленакатное оборудование. Предприятие основано им в 1978 г. в Вест-Кингстоне штат Род-Айленд. До этого Roger W. Orlomoski работал в разных компаниях, специализирующихся на производстве крепежа. Его резьба "Orlo" широко использовалась в производстве такой крупной компании, как Littons Dumont Aviation Co. Стопорящие свойства резьбы "Orlo" достигались посредством упругих лепестков, вырезанных на вершинах витков. В собранном виде лепестки сжимались подобно пружине, создавая повышенное трение в резьбовом контакте.

В 1978 г. он выпустил книгу по технологии резьбонакатывания. Отдельные виды его резьб запатентованы и в СССР (а.с. 365078 от 1973 г. и 571201 от 1977 г.).

Кроме резьбы "Орло" в то время были известны и другие виды самостопорящихся резьб: Camcar, Preplox, Continental Screw, Lock-Thread и пр.

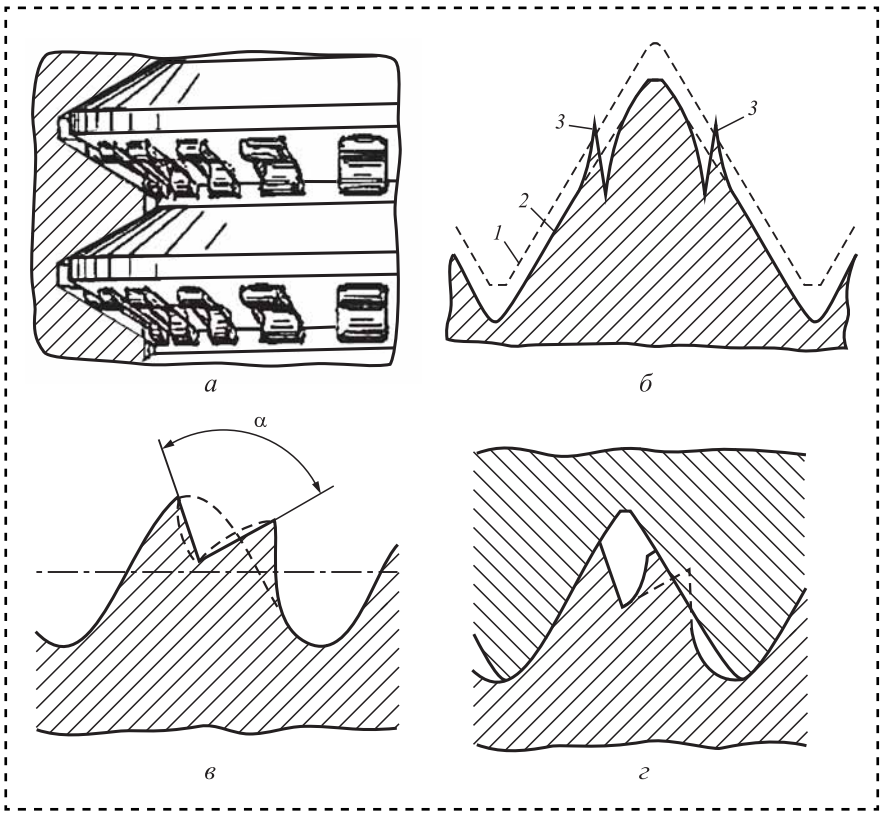

Рис. 2. Примеры зарубежных патентов на самостопорящиеся резьбы:
а — стопорящаяся резьба, Eric M. Ilsemann (патент US 2301181, 1942 г.); *б* — стопорящий профиль, Roger W. Orlomoski (патент US 3517717, 1970 г.): *1* — профиль гайки; *2* — профиль винта; *3* — отгибы, формируемые при накатке; *в* — резьба "Орло", Roger W. Orlomoski (патент US 3882917, 1975 г.); формирование кратера при вершине с углом α; *г* — резьба "Орло", Roger W. Orlomoski (патент US 882917, 1975 г.): деформация отгиба при свинчивании

На рис. 2 приведены примеры патентных разработок зарубежных авторов различного времени. Для стопорения применены разные приемы формирования профилей: разрезание вершины, локальные вырезы на боковых сторонах, накатка различных утолщений на боках витка, отгибы вершин, волнистость по впадинам, вершинам и всему профилю [3], уширение впадин и многие другие формы.

Разработка самостопорящихся крепежных деталей и профилей резьбы продолжается и в настоящее время. В России и в зарубежных странах можно найти массу патентов по данному направлению (RU 2070995 1996 г., RU 2194197 2001 г., RU 2292491 2007 г., RU 2347957 2009 г. и др.).

В настоящее время конкуренцию механическим способам фрикционного стопорения составляют химические способы, при которых на профиль

резьбы наносят различные полимерные составы или красители, блокирующие соединение при сборке. Значительный недостаток механических способов стопорения — затратность технологической подготовки производства. Необходимо проектировать, изготавливать и испытывать специальную инструментальную оснастку, которая может и не дать сразу желаемого результата. Химические же способы в этом отношении практически беспроигрышны. Компаниями Бельхофф, Лонг-Лок и другими широко используются жидкие или микроинкапсулированные клеящие материалы, полимеризующиеся после сборки. Например, Лонг-Лок выпускает широкую номенклатуру крепежных самостопорящихся деталей с полимерными покрытиями и вставками: Poly-Lok®Patch Type, Long-Lok®Strip Type, Tek-Lok®Pellet Type, Dyna-Thred®II All-Metal Type и др. [4].

Отдельное направление в стопорении крепежа занимают гайки. Гайки самостопорящиеся с полным правом относятся к крепежным деталям прогрессивных конструкций, применение их обеспечивает надежную фиксацию резьбовых соединений без использования таких вспомогательных деталей, как пружинные, стопорные (зубчатые), тарельчатые шайбы или шплинты. Известны три типа самостопорящихся гаек:

— гайки с преобладающим крутящим моментом, стопорение которых происходит за счет деформации витков резьбы или наличия неметаллических полиамидных вставок;

— гайки свободно навинчиваемые: стопорящий эффект достигается после затяжки при контакте торца гайки с поверхностью присоединяемой детали. Это гайки с зубьями на торце или с завальцованной зубчатой шайбой;

— гайки с обжатыми бонками или с деформированными верхними витками резьбы. Эти участки и создают удерживающий момент.

На доминирующее число самостопорящихся гаек разработаны стандарты, например ГОСТ Р ИСО 2330—2009, ГОСТ Р 50272—92.

Самостопорящиеся резьбы с механической фиксацией и крепежные детали на их основе можно отнести к многоцелевым изделиям. Они выполняют не только функцию удержания крепежных деталей от самоотвинчивания, но могут формировать определенный закон и тип напряжений в собранном соединении, обеспечивать высокую осевую жесткость при затяжке, создавать локальные очаги деформаций разного знака по длине сопряжения и другие функции. Это способствует повышению статической и динамической прочности и устойчивости соединений в узлах машин.

Библиографический список

1. **Шац Я.Ю.** Стопорение резьбовых соединений. Конструктивные схемы и примеры применения / под ред. М.А. Саверина. М.: НКАП Оборонгиз. Гл. ред. авиационной литературы. 1946. 167 с.

2. **Березин С.Я.** Исторические и технические пути развития крепежных и резьбообразующих деталей. Чита: ЗабГУ. 2016. 247 с.

3. **Березин С.Я., Карпов А.Р.** Энергетический принцип оценки стопорящих свойств резьбовых соединений с волнистым профилем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 10 (195). С. 31—35.

4. **Self-locking** & self-sealing fasteners handbook. custom solutions to special problems in fastener engineering. Cincinnati: long-lok fasteners corporation, 2008. 48 p.

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 12.02.2018. Подписано в печать 20.03.2018. 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.

К 110-летию со дня рождения ИГОРЯ ВИКТОРОВИЧА КРАГЕЛЬСКОГО

(10.03.1908—17.03.1989)

10 марта 2018 г. исполнилось 110 лет со дня рождения Игоря Викторовича Крагельского, замечательного отечественного ученого, заслуги которого в области трибологии признаны во всем мире.

Игорь Викторович родился в семье военного инженера-строителя. В 1925 г. он окончил Промышленно-экономический техникум, работал мастером на ткацкой фабрике в Серпухове, затем поступил в Московский текстильный институт, который окончил в 1930 г. За исследования в областях текстильного и сельскохозяйственного машиностроения ему присуждены степени кандидата сельскохозяйственных и технических наук. С 1939 г. — сотрудник Института машиноведения АН СССР.

И.В. Крагельский — выдающийся специалист в области трения и износа машин, человек большой эрудиции, свободно владевший тремя иностранными языками, пример настоящего ученого: Заслуженный деятель науки и техники РСФР, доктор технических наук, профессор, организатор (1939 г.) и руководитель (более 45 лет) лаборатории Общей теории трения ИМАШ РАН. Он не только незаурядный, талантливый ученый, но и педагог, организатор, создатель одной из самых авторитетных в мире школ по трибологии. Им подготовлено 18 докторов, 40 кандидатов наук, при его участии организовано свыше 10 отраслевых лабораторий, благодаря его усилиям трибология получила статус инженерной дисциплины: в 1961 г. в Академии наук образован Совет по трению и смазкам, заместителем председателя которого он был долгие годы, один из создателей журнала "Трение и износ" (1980 г.).

И.В. Крагельский — автор более 20 изобретений, 300 публикаций, в том числе 18 монографий, многие из которых переизданы за рубежом (Англия, Германия, Италия, Венгрия и др.), открытия "Избирательный перенос" совместно с Д.Н. Гаркуновым. За заслуги перед Отечеством он награжден орденом Трудового Красного Знамени, орденом "Знак почета", пятью медалями, три из которых за участие в Великой Отечественной Войне — применение в условиях действующей армии разработанного им способа строительства зимних аэродромов и снеговых дорог. Выдающийся вклад Игоря Викторовича в науку о трении и износе общепризнан в мировом масштабе: среди отечественных ученых он первым удостоен высшей награды Международного союза трибологов — Большой золотой медали (1975 г.), ему присуждена медаль Американского общества инженеров-механиков (1980 г.) и медаль Вакансона французской Академии наук.

Большое значение И.В. Крагельский придавал подготовке инженерных кадров с учетом проблем и достижений триботехники, ратовал за включение курса "Триботехника" в учебные программы, издание учебно-методической литературы по трибологии. Созданная им трибологическая школа охватывает широкий круг фундаментальных вопросов трибологии. Приоритетные направления исследований научной школы И.В. Крагельского — теория фрикционного контакта, молекулярно-механическая теория трения, правило положительного градиента механических свойств по глубине, концепция третьего тела, теория усталостного износа поверхностей трения. Основы многих из них заложены в его публикациях 1940—1950-х гг. и получили развитие в трудах учеников и единомышленников, многие из которых стали известными учеными, трибологами с мировым именем.