



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**3**  
**2020**

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

*Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней*

**Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)**

**ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»**

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2  
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,  
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2  
Телефон: 8-(499) 661-38-80.  
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru  
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: **А.И. Савкин**

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",  
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.  
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".  
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.  
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор **А.И. САВКИН**

Заместитель главного редактора  
**Е.А. БОГОЛЮБОВА**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Албагачиев А.Ю.**, д-р техн. наук, **Алешин Н.П.**, д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.**, д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.**, д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.**, д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.**, д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.**, д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.**, д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.**, д-р техн. наук, **Попов Д.Н.**, д-р техн. наук, **Попов А.В.**, д-р техн. наук, **Рыбин В.В.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Блохин М. А., Подлесный Д. А.** — Решение задачи универсальной корректирующей массы в многопильном модуле с круговым поступательным движением полотен . . . . . 3
- Трояновская И. П., Житенко И. С., Новикова И. Ю.** — Роликовый стенд с кинематическим рассогласованием беговых барабанов . . . . . 7
- Уразбахтин Ф. А., Уразбахтина А. Ю.** — Многофакторная математическая модель критичности процесса сварки изделий из алюминий-магниевого сплава . . . . . 12
- Курушин М. И., Балякин В. Б., Оссиала В. Б. А.** — Параметрическая динамика дифференциального редуктора с одно- и двухпарными зацеплениями зубчатых колес . . . . . 19
- Ванаев В. С.** — Испытания отбойных молотков (становление стендовой методики) . . . . . 28
- Иванов А. С.** — Минимизация объема испытаний на надежность разрабатываемых машин учетом функций надежности для отдельных видов отказов . . . . . 33
- Александров И. К., Раков В. А., Дымов Н. Э.** — Определение механических потерь в ДВС . . . . . 37
- Гусев А. С., Стародубцева С. А., Щербак В. И.** — Вероятностное прогнозирование долговечности и остаточного ресурса элементов конструкций . . . . . 39
- Ерохин М. Н., Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Катаев Ю. В., Вергазова Ю. Г.** — Процентная взаимозаменяемость посадок с натягом . . . . . 41

- Blokhin M. A., Podlesny D. A.** — Solution of the problem of universal corrective mass in a multi-saw module with circular translational motion of the webs . . . . . 3
- Troyanovskaya I. P., Zhitenko I. S., Novikova I. Yu.** — Roller test bench with kinematic misalignment of running drums . . . . . 7
- Urazbakhitin F. A., Urazbakhitina A. Yu.** — Multifactor mathematical model of criticality of welding process of products from aluminum-magnesium alloys . . . . . 12
- Kurushin M. I., Balyakin V. B., Ossiala V. B. A.** — Parametric dynamics of differential reducer with one- and two-pair gearing of wheels . . . . . 19
- Vanaev V. S.** — Tests of jackhammers (formation of bench techniques) . . . . . 28
- Ivanov A. S.** — Minimization of the volume of reliability tests of the machines under development taking into account the reliability functions for certain types of failures . . . . . 33
- Aleksandrov I. K., Rakov V. A., Dymov N. E.** — Determination of mechanical losses in internal combustion engines . . . . . 37
- Gusev A. S., Starodubtseva S. A., Shcherbakov V. I.** — Probabilistic forecasting of durability and residual life of structural elements . . . . . 39
- Erokhin M. N., Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Kataev Yu. V., Vergazova Yu. G.** — Interest interchangeability of planting with an interference fit . . . . . 41

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

## MANUFACTURING ENGINEERING

- Архипов В. Е., Лондарский А. Ф., Москвитин Г. В., Пугачев М. С.** — Структура и свойства покрытия на основе частиц меди и цинка, нанесенного газодинамическим напылением . . . . . 45
- Бердиев Д. М., Юсупов А. А.** — Повышение износостойкости зубьев зубчатых колес циклической закалкой с индукционным нагреванием . . . . . 50
- Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Верченко А. В., Новокрещенов С. А.** — Формирование качества поверхностного слоя при гидроабразивной резке . . . . . 53
- Глебов В. В., Матвеев Ю. И., Пачурин Г. В., Кузьмин Н. А., Нуждина Т. В.** — Статистический анализ влияния ряда факторов на магнитомягкие характеристики стали типа 23X15H7M2 . . . . . 57
- Белевский Л. С., Леванцевич М. А., Дема Р. Р., Дерябина Л. В., Усатая Т. В., Латыпов О. Р.** — Способы модификации поверхностей гибким инструментом и их практическое применение. Часть 2. Практическое применение фрикционного плакирования вращающимися проволочными щетками . . . . . 61
- Кайгородов С. Ю.** — Визуализация течения рабочей жидкости через резистивный гидродiode прямоугольного сечения . . . . . 65

- Arkhipov V. E., Londarskiy A. F., Moskvitin G. V., Pugachev M. S.** — Structure and properties of coating based on copper and zinc particles applied by gas-dynamic spraying . . . . . 45
- Berdiev D. M., Yusupov A. A.** — Improving the wear resistance of gear teeth by cyclic hardening with induction heating . . . . . 50
- Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Verchenko A. V., Novokreshchenov S. A.** — Quality formation of the surface layer during abrasive waterjet cutting . . . . . 53
- Glebov V. V., Matveev Yu. I., Pachurin G. V., Kuz'min N. A., Nuzhdina T. V.** — Statistical analysis of the influence of a number of factors on the soft magnetic characteristics of steel of "23X15H7M2" type . . . . . 57
- Belevskiy L. S., Levantsevich M. A., Dema R. R., Deryabina L. V., Usataya T. V., Latypov O. R.** — Methods of surface modification with a flexible tool and their practical application. Part 2. Practical application of friction cladding rotating wire brushes . . . . . 61
- Kaygorodov S. Yu.** — Visualization of the flow of working liquid through a resistive hydrodiode of rectangular section . . . . . 65

### Проблемы теории и практики резания материалов

### Problems of theory and practice of materials cutting

- Юсубов Н. Д., Аббасова Г. М.** — Управление обработкой при многоинструментной двухступенчатой наладке . . . . . 67
- Ким В. А., Якубов Ч. Ф.** — Влияние контактно-фрикционного взаимодействия при резании на качество обработки . . . . . 73

- Yusubov N. D., Abbasova G. M.** — Control of processing at multi-tool two-support setup . . . . . 67
- Kim V. A., Yakubov Ch. F.** — Influence of contact-friction interaction at cutting on processing quality . . . . . 73

### Обработка материалов без снятия стружки

### Chipless processing of materials

- Евдокимов А. П., Громыко А. Н., Миронов А. А.** — Математическое моделирование упругопластического деформирования трубчатых энергопоглощающих элементов при статическом и ударном нагружении . . . . . 78

- Evdokimov A. P., Gromyko A. N., Mironov A. A.** — Mathematical modeling of elastoplastic deformation of tubular energy-absorbing elements under static and impact loading . . . . . 78

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

## ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

- Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г.** — Когнитивная модель цеховых логистических комплексов. Структура функций и исполнительных средств . . . . . 83

- Omel'chenko I. N., Lazarenko A. G.** — Cognitive model of shop logistic complexes. Structure of functions and executive means . . . . . 83

Технический редактор *Т. А. Шацкая*  
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 28.12.2019. Подписано в печать 18.02.2020.  
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.  
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.8-1/-9

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-3-3-7

М. А. БЛОХИН, д-р техн. наук, Д. А. ПОДЛЕСНЫЙ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: hornet10@yandex.ru

## Решение задачи универсальной корректирующей массы в многопильном модуле с круговым поступательным движением полотен

Разработан метод определения корректирующих масс при комплектации пильных модулей разными по длине и толщине полосовыми полотнами с учетом их габаритно-весовых параметров и сил натяжения, позволяющий менять полотна без наладочных операций.

**Ключевые слова:** пильный модуль, пильный блок, динамическая устойчивость, корректирующая масса.

A method for determining the corrective masses when completing saw modules with different length and thickness of strip webs, taking into account their dimensional and weight parameters and tension forces, allowing to change the web without adjustment operations.

**Keywords:** saw module, saw block, dynamic stability, corrective mass.

К настоящему времени разработаны, изготовлены и опробованы в рамках заводских испытаний два типа принципиально нового лесопильного оборудования для распиловки бревен и двухканатного бруса (рис. 1). Станок состоит из двух узлов: механизма подачи заготовки в зону резания и выведения из зоны резания готового пиломатериала и пильного блока (рис. 2), в состав которого входят шесть идентичных пильных модулей (рис. 3).

При перезаточке рабочего инструмента пильного модуля его масса уменьшается. Кроме того, для снижения затрат длинные полотна заменяют на короткие, т. е. с меньшим числом зубьев, так как наплавление твердого сплава типа стеллит для повышения твердости зубьев значительно повышает стоимость полотна.

Изменение массы пильных модулей снижает динамические показатели и устойчивость полотен при эксплуатации.

Динамическую устойчивость полотен пильного модуля обеспечивают корректирующие массы верхнего (8) и нижнего (9) шарнирных узлов (см. рис. 3). Поэтому важно понимать влияние корректирующих масс на устойчивость полотна.

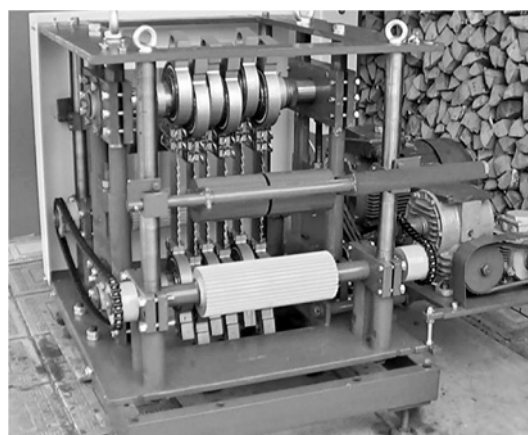


Рис. 1. Опытный образец многопильного станка М2002 для распиловки двухканатного бруса (без кожуха)

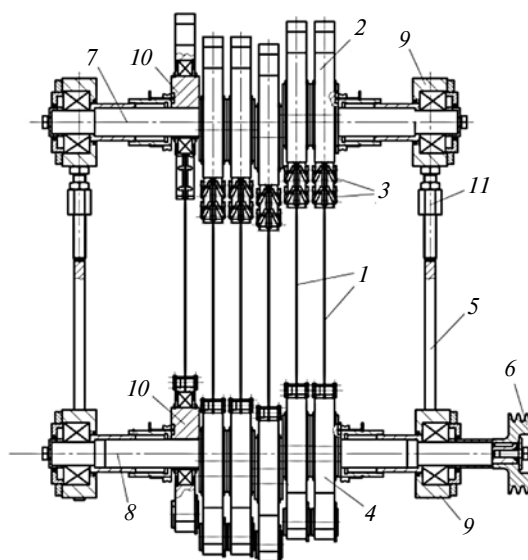
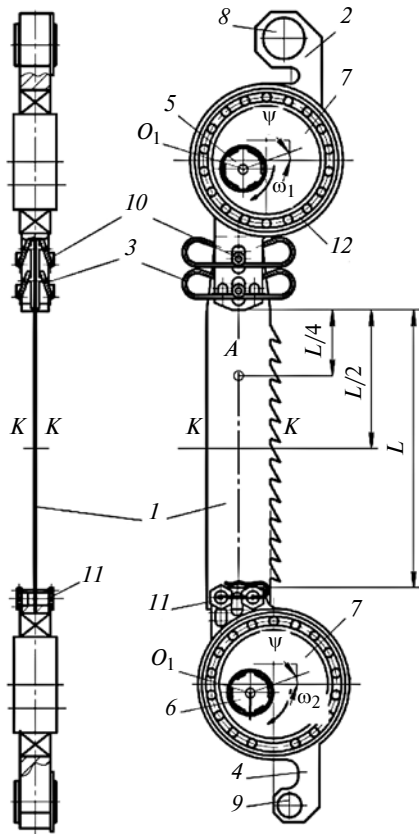


Рис. 2. Пильный блок с круговым поступательным движением полотен:

1 — пильные полотна; 2 — верхний шарнирный узел с корректирующей массой; 3 — упругие элементы; 4 — нижний шарнирный узел с корректирующей массой; 5 — боковая стойка; 6 — шкив; 7 — верхний вал; 8 — нижний вал; 9 — опоры валов; 10 — эксцентрик; 11 — механизм подъема верхнего вала



**Рис. 3. Пильный модуль многопильного блока станка М2005:**  
 1 — пильное полотно; 2 — верхний шарнирный узел; 3 — упругие элементы; 4 — нижний шарнирный узел; 5 и 6 — верхний и нижний валы; 7 — эксцентрик; 8 и 9 — корректирующие массы верхнего и нижнего шарнирных узлов; 10 — палец; 11 — крепеж; 12 — подшипник; К-К — линия разделения модуля на верхнюю и нижнюю части

При движении пильного модуля инерционные силы  $F_1$  и  $F_8$  корректирующих масс (рис. 4) уравновешивают инерционные силы  $F_4$  и  $F_6$ , возникающие в полотне. Однако при установке одного или двух дополнительных полотен, а также при замене коротких полотен на длинные и обратно важно знать интервал значений корректирующих масс, обеспечивающий устойчивость полотен пильного модуля. Кроме того, рабочая частота вращения пильных модулей должна быть меньше их резонансных частот.

Для устойчивости (отсутствие блуждания) режущего полотна необходимо натяжение полотна силой  $F$ , действующей по передней режущей кромке, т. е. по линии кончиков зубьев полотна. Это обеспечивает необходимое перераспределение внутренних напряжений, повышая напряжения в зоне режущей кромки.

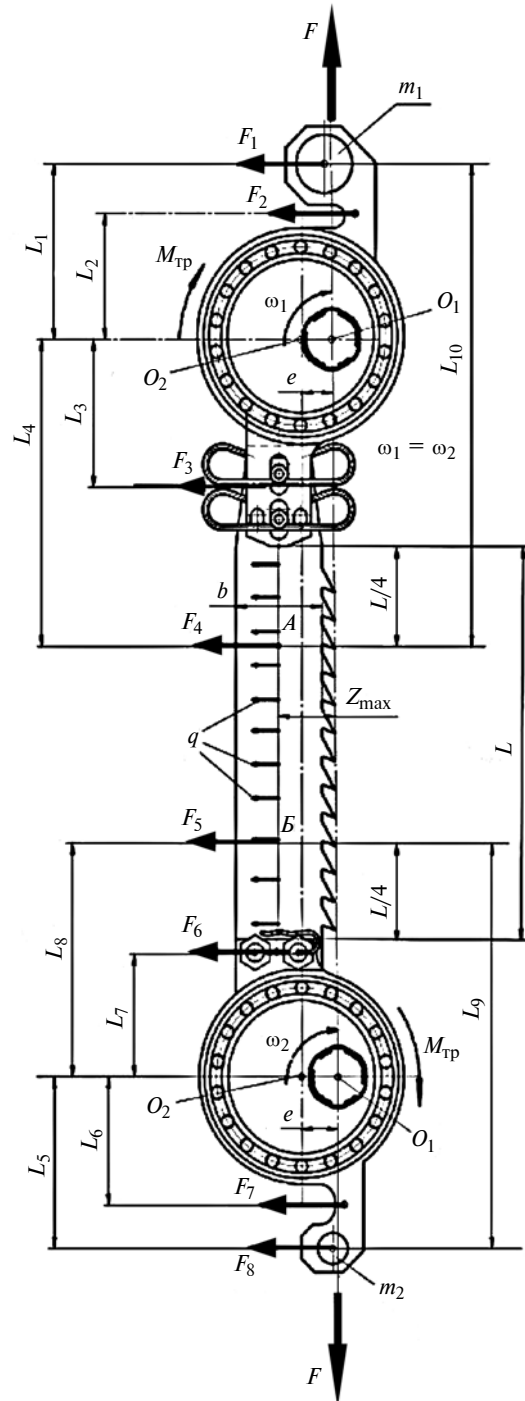
Кроме того, при вращении пильного модуля происходят циклические изменения внутренних напряжений, которые соответствуют крайним положениям: при  $\psi = 0$  и  $180^\circ$ . Возникают процессы, вызывающие резонансные колебания [1–5], что

недопустимо при рабочем режиме пильных модулей и их холостом ходе.

Для обеспечения динамического равновесия отдельных элементов шарниров верхней и нижней частей рассматриваемого пильного модуля необходимо обеспечить следующие условия:

$$F_2L_2 = F_3L_3; \quad F_7L_6 = F_6L_7.$$

При этом моменты сил корректирующих масс относительно точек  $O_2$  не полностью компенсиру-



**Рис. 4. Схема инерционных сил элементов пильного модуля при  $\psi = 180^\circ$**

ют моменты инерционных сил полотна, т. е. могут быть выше или ниже:

$$F_1 L_1 \neq F_4 L_4; \quad F_5 L_8 \neq F_8 L_5,$$

где  $F_1$ — $F_8$  — силы инерции, возникающие при круговом поступательном движении элементов пильного модуля с угловой скоростью  $\omega$ ;  $F_4$  и  $F_6$  — приведенные силы инерции распределенной инерционной нагрузки  $q$  верхней и нижней половин свободного участка полотна.

Периодические изменения внутреннего напряженного состояния полотна являются одной из основных причин появления параметрических колебаний полотна при его круговом поступательном движении. С помощью программного комплекса NX Siemens были выявлены частотные зоны устойчивости полотен, зависящие от уравниваемой массы свободного участка полотна в виде коэффициента [6]. Полученные зависимости выявили одну из причин проявления колебаний полотен первой формы, но не в явном виде для их практического применения. Поэтому потребовалось подтверждение иным методом расчета. Одним из таких методов является определение устойчивости плоской формы изгиба по Эйлеру.

Для определения предельных (критических) частот вращения пильного модуля, ограниченного потерей устойчивости полотна под воздействием моментов сил инерции, выполнен анализ зависимости указанных частот от корректирующих масс  $m_1$  и  $m_2$  (см. рис. 4).

Условие устойчивости пильного полотна [7, 8] определяет критический (максимально допустимый) момент:

$$M_{кр} = \pi(EJ_{изг}GJ_{кр})^{1/2}/l. \quad (1)$$

Здесь  $E$  — модуль упругости;  $G = E/[2(1 + \mu)]$  при  $\mu = 0,3$ ;  $GJ_{кр} = \beta'h^3b(E/[2(1 + \mu)])$  — жесткость на кручение, где  $\beta' = 0,33$  — функция отношения  $b/h$  ( $b$  — ширина полотна,  $h$  — толщина полотна);

$EJ_{изг} = E[h^3b\frac{1}{12}]$  — жесткость полотна на изгиб в перпендикулярном направлении к плоскости действия внешних моментов. Тогда

$$M_{кр} = \pi\{E[h^3b/12]\beta'h^3b(E/[2(1 + \mu)])\}^{1/2}/l. \quad (2)$$

На пильное полотно действуют распределенная нагрузка  $q$  сил инерции полотна и ряд моментов: момент  $M_F$  натяжения полотен; моменты  $M_{вкм}$  и  $M_{нкм}$  сил корректирующих масс соответственно от верхнего и нижнего участков пильного модуля; момент  $M_{тр}$  силы трения.

Предельное условие равновесия системы можно записать для верхнего участка пильного модуля, отделенного линией  $K-K$  (см. рис. 3):

$$M_{кр} = -M_{вп} + M_F + M_{вкм} - M_{втр}. \quad (3)$$

Здесь  $M_{вп}$  — момент приведенных сил инерции массы половины верхней свободной части полотна с центром массы в точке  $A$ :

$$M_{вп} = 0,5m_{п}4g^{-1}\pi^2en^2L_4, \quad (4)$$

где  $m_{п}$  — масса свободной части полотна длиной  $L$  (см. рис. 3);  $e$  — эксцентриситет кругового поступательного движения любой точки пильного модуля;  $n$  — частота вращения пильного модуля;  $L_4$  — плечо силы  $F_4$  относительно точки  $O_1$ .

Максимальный момент силы натяжения полотна при  $\psi = 180^\circ$  составляет  $M_F = FZ_{max}$ , где  $Z_{max} = e + b/2 + h_3$  — максимальный эксцентриситет силы  $F$  натяжения полотна по линии кончиков зубьев при пилении в режиме обратной отрицательной связи.

Максимальный момент от силы натяжения полотна при  $\psi = 180^\circ$  определяет выражение

$$M_F = F(e + b/2 + h_3), \quad (5)$$

где  $h_3$  — высота зубьев полотна;  $b$  — ширина несущей конструкции полотна.

Данный режим резания обеспечивает обратную отрицательную связь между силами подачи полотна вперед и силами противодействия, что приводит к устойчивому резанию с минимальной разнотолщиной пиломатериала. Заметим, что выбранным режимом резания не обладает ни одно распиловочное устройство с полосовыми или ленточными полотнами.

Момент силы инерции от верхней корректирующей массы  $m_1$ :

$$M_{вкм} = m_14g^{-1}\pi^2en^2L_1. \quad (6)$$

Относительно момента сил трения верхнего шарнирного узла необходимо отметить, что при расчетах моменты трения верхней и нижней частей пильного блока не учитываются из-за их малой величины ( $M_{втр} \approx 0,0045M_{кр}$ ).

С учетом действующих моментов: сил корректирующей массы, силы инерции полотна в точке  $A$ , силы натяжения полотна и момента сил трения, условие предельной устойчивости плоской формы пильного полотна для верхней части пильного модуля будет иметь вид:

$$M_{кр} = [m_14g^{-1}\pi^2en^2L_1 + FZ_{max} - 0,5m_{п}4g^{-1}\pi^2en^2L_4] - M_{втр}. \quad (7)$$

При этом следует учесть, что направленные навстречу друг другу моменты  $M_{в}$ ,  $M_{н}$  и  $M_F$  действуют

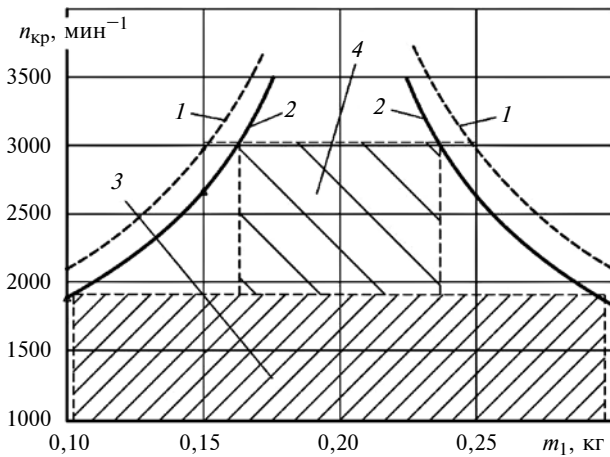


Рис. 5. Зависимости изменения критических частот  $n_{кр}$  вращения полотен с  $L = 0,25$  м от корректирующей массы  $m_1$  при  $F = 500$  (1), 750 (2) и  $Z_{max} = e + b/2 + h_3$  и зоны устойчивости для трех полотен при  $m_1 = 0,3$  (3) и 0,6 кг (4)

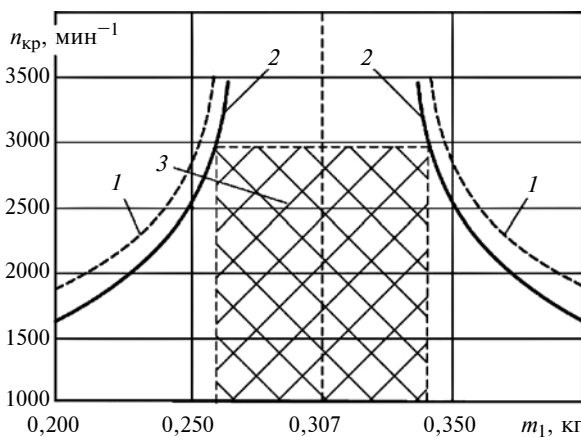


Рис. 6. Зависимости изменения критических частот  $n_{кр}$  вращения полотен с  $L = 0,35$  м от корректирующей массы  $m_1$  при  $F = 500$  (1), 750 (2) и  $Z_{max} = e + b/2 + h_3$  и зона устойчивости одного полотна при  $m_1 = 0,3$  (3) или двух полотен при  $m_1 = 0,6$  кг

в плоскости полотна, уравновешивая друг друга на линии  $K-K$  (см. рис. 3).

Из уравнений (2)–(7) получим выражение критического момента сил инерции и силы натяжения в пильном модуле для половины свободной длины полотна без учета сил трения в шарнире:

$$M_{кр} = [m_1 e 4g^{-1} \pi^2 n^2 L_1 + F(e + b/2 + h_3) - 0,5m_{п} 4g^{-1} \pi^2 e n^2 L_4]. \quad (8)$$

Запишем уравнение (8) с позиции определения критического значения частоты  $n_{кр}$  вращения пильного модуля, превышение которого приведет к потере устойчивости полотна:

$$n_{кр} = \{ [M_{кр} - F(e + b/2 + h_3)] \times [(m_1 L_1 - 0,5m_{п} L_4) e 4g^{-1} \pi^2]^{-1} \}^{1/2}.$$

В проведенных расчетах искомой величиной является  $n_{кр}$  — критическая частота вращения пильного модуля. Переменными величинами являются:  $F$  — сила натяжения пильного полотна с эксцентриситетом натяжения  $Z_{max} = e + b/2 + h_3$ ;  $m_1$  — корректирующая масса верхнего шарнира. Из условий динамического равновесия пильного модуля:  $L_8 0,5m_{п} = L_5 m_2$  и  $L_4 0,5m_{п} = L_1 m_1$ , можно определить корректирующую массу  $m_2$  нижней части пильного модуля:

$$m_2 = m_1 L_1 L_8 (L_5 L_4)^{-1}. \quad (9)$$

Момент  $M_{кр}$  рассчитываем по формуле (1) при  $l = L/2$  с учетом формулы (2).

По результатам расчетов были построены зависимости изменения критических частот  $n_{кр}$  вращения полотен от корректирующей массы  $m_1$  с учетом силы  $F$  натяжения полотна при  $Z_{max}$  для двух длин полотен (рис. 5 и 6). Заметим, что критическая частота  $n_{кр}$  ограничена эксплуатационными возможностями подшипников, т. е. она не должна превышать  $3000 \text{ мин}^{-1}$  при использовании консистентного смазочного материала.

При этом следует помнить, что шарнирные узлы имеют начальную корректирующую массу. Для верхнего шарнирного узла это корректирующая масса  $m$ . При  $m = 2m_1 = 0,34$  кг в пильном модуле можно установить два полотна, которые разделят корректирующую массу ( $m_1 = 0,17$  кг) и потеряют устойчивость при  $n_{кр} \approx 3000 \text{ мин}^{-1}$  (см. рис. 5).

Наличие двух полотен в каждом пильном модуле позволяет за один проход выпиливать доски четырех типоразмеров. При установке трех полотен они теряют устойчивость при  $n_{кр} \approx 2100 \text{ мин}^{-1}$ , так как  $m_1 \approx 0,11$  кг. При необходимости корректирующие массы можно увеличить, установив дополнительные балансировочные грузы в верхний (0,260 кг) и нижний (0,205 кг) шарнирные узлы. Это обеспечит устойчивость полотен при  $n_{кр} \geq 3000 \text{ мин}^{-1}$  и возможность осуществлять распиловку с неограниченной частотой вращения валов пильного блока при комплектации пильных модулей тремя полотнами с  $L = 0,25$  м или двумя полотнами с  $L = 0,35$  м.

Полотна с  $L = 0,35$  м применяют для распиловки двухкантных брусьев максимального размера при изготовлении досок и брусьев шириной до 275 мм и толщиной 50 мм и более.

При установке в пильный модуль полотна с  $L = 0,35$  м и  $m = 2m_1 = 0,34$  кг его частотные показатели (см. рис. 6) превышают эксплуатационные ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ).

Заметим, что общая сила  $F$  натяжения полотен для каждого пильного модуля остается постоянной, независимо от числа установленных в нем полотен. Это не требует от оператора дополнительного контроля и упрощает конструкцию станка.

Таким образом, разработан метод определения корректирующих масс при комплектации пильных модулей разными по длине и толщине полотнами в определенных пределах их габаритно-весовых параметров и силе натяжения.

Корректирующие массы  $m_1$  и  $m_2$  верхнего и нижнего шарнирных узлов являются достаточными для обеспечения динамической устойчивости полотен пильного модуля в их любом сочетании при частоте вращения валов пильного блока  $n \approx 2100 \text{ мин}^{-1}$ .

Дополнительные корректирующие массы позволяют осуществлять распиловку при установке в каждом пильном модуле двух полотен с  $L = 0,35 \text{ м}$  или трех полотен с  $L = 0,25 \text{ м}$  с частотами вращения валов  $n \geq 3000 \text{ мин}^{-1}$ .

Корректирующую массу  $m_2$  нижнего шарнирного узла можно определить по формуле (9).

Исключение замены корректирующих масс повышает производительность лесопильного оборудования на  $10 \div 20 \%$ .

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Прокопов В. С. Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного

станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана.

2. Гаврюшин С. С., Барышникова О. О., Борискин О. Ф. Численный анализ элементов конструкций машин и приборов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 479 с.

3. Агапов А. И. О характере изменения сил резания за оборот кривошипа при пилении древесины на лесопильных рамах // Науч. тр. ВНИИДрев. Вып. 4. 1970. 324 с.

4. Гаврюшин С. С., Прокопов В. С., Блохин М. А. Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2010. № 4 (81). С. 108–118.

5. Алфутов Н. А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. М.: Машиностроение, 1978. 312 с.

6. Фунг Ван Бинь. Автоматизация и управление процессом принятия решений при многокритериальном проектировании пильного блока лесопильного станка: Дис. ... канд. техн. наук. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 157 с.

7. Феодосьев В. И. Соппротивление материалов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. Т. 2. 590 с.

8. Белкин А. Е., Гаврюшин С. С. Расчет пластин методом конечных элементов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 232 с.

УДК 621.9

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-3-7-11

И. П. ТРОЯНОВСКАЯ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск), И. С. ЖИТЕНКО, канд. техн. наук, И. Ю. НОВИКОВА (Южно-Уральский государственный аграрный университет), e-mail: tripav63@mail.ru

## Роликовый стенд с кинематическим рассогласованием беговых барабанов

Исследован роликовый стенд с жесткой кинематической связью между беговыми барабанами для испытаний колесных транспортных средств. Разработана математическая модель стенда. Выполнены ее силовой, кинематический и мощностной анализы. Даны рекомендации по выбору передаточных чисел для проведения разных видов испытаний колесных машин.

**Ключевые слова:** роликовый стенд, замкнутый контур, беговые барабаны, кинематическое несоответствие, циркуляция мощности, стендовые испытания.

A roller test bench with a rigid kinematic connection between running drums for testing of wheeled vehicles is studied. A mathematical model of the bench is developed. Its force, kinematic and power analyses were performed. Recommendations on the selection of gear ratios for different types of tests of wheeled vehicles are given.

**Keywords:** roller bench, closed loop, running drums, kinematic mismatch, power circulation, bench tests.

Все испытания колесных транспортных средств делятся на натурные и стендовые. Среди испытательных стендов широкое распространение получили роликовые стенды с беговыми барабанами, так как они позволяют получить наиболее полную оценку свойств и параметров машины в лабораторных условиях. Стенды с открытым контуром сегодня хорошо изучены и широко применяются при диагностировании тормозных систем [1–4].

Роликовые стенды с замкнутым контуром пока не нашли широкого применения в силу недостаточной их изученности [5, 6]. Вместе с тем они позволяют расширить возможности роликовых стендов (например, оценить надежность трансмиссии и исследовать потоки циркулирующей мощности). Многофункциональность современных стендов часто сопровождается усложнением конструкции и, следовательно, удорожанием [7].

Предлагаемый роликовый стенд (рис. 1) отличается простотой в изготовлении и невысокой стоимостью [8]. Замкнутый контур стенда создается пу-

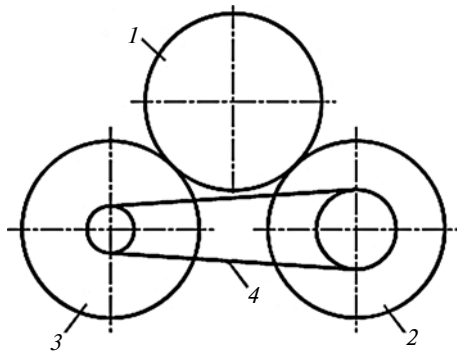


Рис. 1. Схема стэнда с кинематической связью между беговыми барабанами:

1 — колесо транспортного средства (КТС1); 2 и 3 — беговые барабаны ББ2 и ББ3; 4 — жесткая связь

тем введения жесткой кинематической связи между беговыми барабанами, обеспечивающей рассогласование их угловых скоростей. В качестве жесткой связи может выступать цепная, зубчатая, гидравлическая или иная передача, обеспечивающая передаточное отношение  $i$ , не равное единице ( $i \neq 1$ ). Ведущее колесо транспортного средства (КТС1) приводится во вращение от двигателя испытуемого объекта и прижимается с некоторым радиальным усилием сразу к двум беговым барабанам (ББ2 и ББ3).

### Силовое и кинематическое взаимодействия в стэнде

При кинематическом рассогласовании беговых барабанов в замкнутом контуре ББ3—КТС1—ББ2 возникает циркуляция мощности [6], значение которой определяется передаточным отношением  $i$  между беговыми барабанами. Буксования  $\delta_{12}$  в контакте КТС1—ББ2 и  $\delta_{13}$  в контакте КТС1—ББ3 вычисляются по формулам:

$$\delta_{12} = \frac{\omega_1 R_1 - \omega_2 R_2}{\omega_1 R_1} \quad \text{и} \quad \delta_{13} = \frac{\omega_1 R_1 - \omega_3 R_3}{\omega_1 R_1},$$

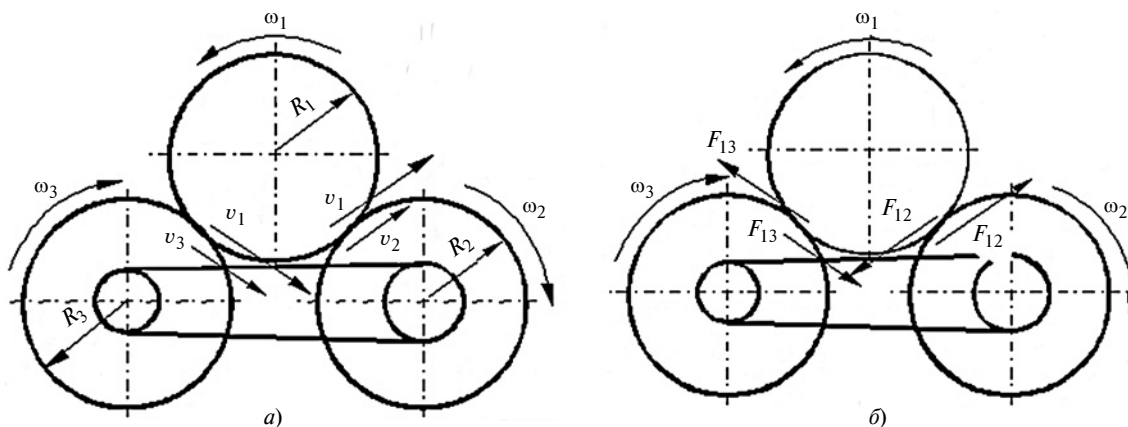


Рис. 2. Схемы скоростей (а) и сил (б) в контактах колеса транспортного средства с беговыми барабанами

где  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  — угловые скорости соответственно КТС1, ББ2, ББ3;  $R_1, R_2, R_3$  — радиусы КТС1, ББ2 и ББ3.

Тогда передаточное отношение рассогласующей передачи  $i$  имеет вид:

$$i = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{(1 - \delta_{13})R_2}{(1 - \delta_{12})R_3}.$$

Возникающие в контактах силы трения  $F_{12}$  и  $F_{13}$  направлены в сторону, противоположную линейным скоростям скольжения (рис. 2). Тогда подводимый к КТС1 крутящий момент

$$M_1 = (F_{12} + F_{13})R_1. \quad (1)$$

Усилия  $F_{12}$  и  $F_{13}$  связаны между собой соотношением:

$$F_{13} = \frac{-F_{12}R_2}{R_3 i}. \quad (2)$$

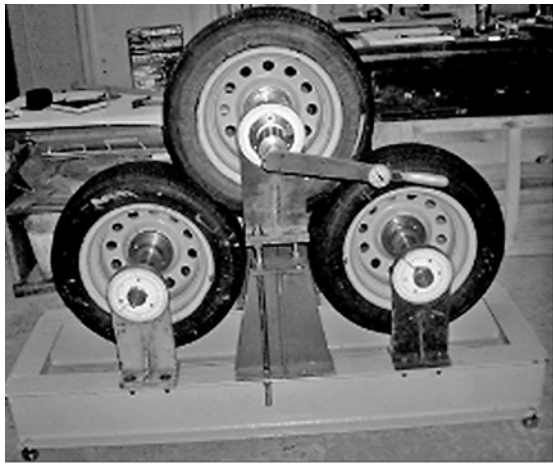
Согласно формуле (2) одна из сил ( $F_{12}$  или  $F_{13}$ ) получает направление, противоположное представленному на рис. 2, и буксование в этом контакте становится отрицательным:  $\delta < 0$ . Направление силового потока определяется значением передаточного числа  $i$  кинематической связи.

При  $i > 1$  имеем  $\omega_3 > \omega_2$ ; в контакте КТС1—ББ3 ведущим становится ББ3, а КТС1 — ведомым. Это приводит к явлению юза в контакте ( $\delta_{13} < 0$ ) и смене направления силы  $F_{13}$ . Таким образом, получаем замкнутый силовой контур КТС1 → ББ2 → ББ3 → КТС1.

При  $0 < i < 1$  смена знака силы и буксования происходит в контакте КТС1—ББ2 и направление силового потока меняется на обратное: КТС1 → ББ3 → ББ2 → КТС1.

Силы трения и величина буксования связаны между собой. Разные авторы описывают эту зависимость разными эмпирическими функциями [6—11]. Для получения реальной зависимости  $F(\delta)$  силы





а)



б)

Рис. 3. Передний (а) и задний (б) виды экспериментального стенда

трения  $F$  от буксования  $\delta$  проведем дополнительный эксперимент.

### Экспериментальные исследования

Эксперимент [8] проводился на опытном стенде (рис. 3), где в качестве беговых барабанов использовались одинаковые с КТС1 пневматические колеса ( $R_1 = R_2 = R_3$ ), не имеющие износа и шипов противоскольжения. Рисунок протектора — ненаправленный. В качестве кинематической связи использовалась цепная передача, позволяющая обеспечить шесть различных передаточных отношений:  $i = 1,03; 1,05; 1,08; 1,11; 1,14; 1,33$ . При каждом передаточном отношении  $i$  опыт повторялся не менее 7 раз. Исследования проводились при двух значениях радиальной нагрузки:  $N_1 = 1820$  Н и  $N_2 = 1343$  Н.

Для вычисления буксований  $\delta_{12}$  и  $\delta_{13}$  в контактах в процессе эксперимента замерялись углы  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  поворота беговых барабанов ББ2 и ББ3 при нескольких полных оборотах КТС1 ( $\alpha_1 = 360^\circ$ ). Экспериментальные значения буксований вычисляли по формулам:

$$\delta_{12} = 1 - \frac{\alpha_2}{360^\circ}; \quad \delta_{13} = 1 - \frac{\alpha_3}{360^\circ}.$$

Дополнительно в процессе эксперимента замерялся подводимый к КТС1 крутящий момент  $M_1$ . На основании формул (1) и (2) вычисляли значения сил  $F_{12}$  и  $F_{13}$  трения в контактах.

Таким образом, каждому экспериментальному значению буксования  $\delta$  соответствует свое экспериментальное значение силы  $F$  трения. Учитывая, что беговые барабаны ББ2 и ББ3 абсолютно одинаковы, нетрудно предположить, что зависимость  $F(\delta)$  силы от буксования должна быть единой для обоих контактов.

Единый характер зависимости  $F(\delta)$ , полученный при разных радиальных усилиях ( $N_1 = 1820$  Н и  $N_2 = 1343$  Н), позволил перейти к удельным па-

раметрам — к зависимости  $\varphi(\delta)$ , где коэффициент трения  $\varphi$  — отношение силы  $F$  трения к радиальной нагрузке  $N$ . Для обоих значений радиального усилия  $N$  коэффициент трения при полном буксовании  $\varphi_d = 1$ .

Из рис. 4 видно, что кривая  $\varphi(\delta)$  имеет явно выраженный максимум  $\varphi_{\max}$ , соответствующий коэффициенту трения покоя, после которого функция немного убывает и асимптотически приближается к значению  $\varphi_d$ . Подобные экспериментальные зависимости были получены ранее другими исследователями [12—14].

Сегодня существует несколько различных видов математического описания. Наиболее широкое распространение в силу наименьшего числа эмпирических коэффициентов имеет формула [9, 15]:

$$\varphi = \varphi_d \left( 1 + \frac{\chi}{\operatorname{ch} \frac{\delta}{\lambda}} \right) \operatorname{th} \left( \frac{\delta}{\lambda} \right),$$

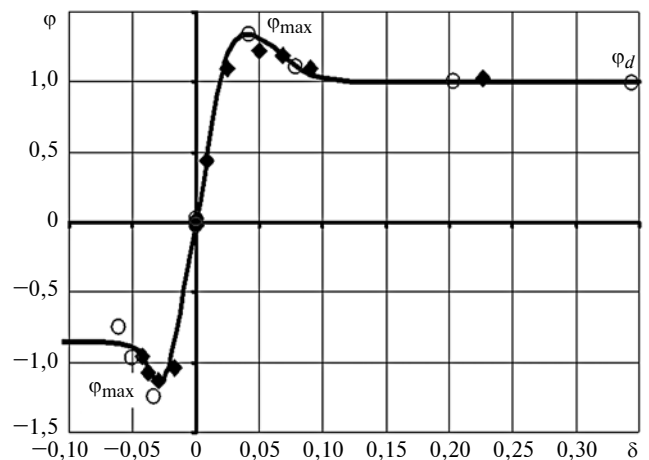


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $\varphi$  трения от буксования  $\delta$ :  $\circ, \bullet$  — экспериментальные данные; — — расчетная кривая

где  $\chi = \varphi_{\max}/\varphi_d$  — коэффициент, характеризующий отношение максимального коэффициента  $\varphi_{\max}$  трения к коэффициенту  $\varphi_d$  трения при полном буксовании (экспериментально  $\chi = 1,358$ );  $\lambda$  — коэффициент, характеризующий положение максимального коэффициента трения (экспериментально  $\lambda = 0,025$ ).

### Математическая модель стенда с замкнутым контуром

В отрицательной области  $\varphi_{\max}$  имеет несколько меньшее значение. Это объясняется тем, что не учитывали коэффициент  $\eta$  полезного действия цепной передачи и подшипников. Для его введения в формулу (2) необходимо учесть направление силового потока:

при  $i = 0 \div 1$  имеем  $F_{12} = -iF_{13}\eta$ ;

при  $i > 1$  имеем  $\eta F_{12} = -iF_{13}$ .

Математическая модель стенда с беговыми барабанами, имеющими кинематическое рассогласование, имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} i = \frac{(1 - \delta_{13})R_2}{(1 - \delta_{12})R_3}; \\ \eta F_{12} = -iF_{13} \text{ или } F_{12} = -iF_{13}\eta; \\ F_{12} = \varphi_d N \left( 1 + \frac{\chi}{\operatorname{ch} \frac{\delta_{12}}{\lambda}} \right) \operatorname{th} \left( \frac{\delta_{12}}{\lambda} \right); \\ F_{13} = \varphi_d N \left( 1 + \frac{\chi}{\operatorname{ch} \frac{\delta_{13}}{\lambda}} \right) \operatorname{th} \left( \frac{\delta_{13}}{\lambda} \right). \end{array} \right.$$

При формальном построении математической модели направления действующих в контактах КТС1—ББ сил трения и буксований получаются автоматически. Это позволяет исследовать направление потоков мощности и поведение системы в любом диапазоне передаточных отношений  $i$ . Мощность  $W$ , подводимая к КТС1, и на беговых бара-

банах вычисляется как произведение крутящего момента на угловую скорость.

При положительном передаточном отношении беговые барабаны ББ2 и ББ3 вращаются в одну сторону. В диапазоне передаточных отношений  $i = 0,5 \div 2$  наблюдается циркуляция мощности, когда мощность в контуре беговых барабанов ББ2 ↔ ББ3 превосходит мощность, подводимую к КТС1. Это явление (циркуляция мощности) при испытаниях на стенде с замкнутым контуром приводит к ощутимой экономии энергии.

При отрицательном передаточном отношении беговые барабаны ББ2 и ББ3 вращаются в разные стороны, силовой поток разветвлен и циркуляция мощности отсутствует.

### Практическое применение стенда

Анализ поведения системы позволил рекомендовать рациональные значения передаточного отношения беговых барабанов в зависимости от цели испытаний.

Для испытания шин КТС1 на износ можно ограничиться передаточным отношением в диапазоне  $i = 0,5 \div 2$ . Поскольку стенд обеспечивает в установленном режиме постоянное значение требуемого буксования, то можно оценивать работоспособность шины при реальных значениях буксования. Например, характерное для автомобильных колес буксование  $\delta = 2 \div 5$  % обеспечивается передаточным отношением в пределах  $i = 1,04 \div 1,09$ . Для колес тракторов, грейдеров, бульдозеров и погрузчиков с буксованием  $\delta = 20 \div 25$  % рекомендуется установить передаточное отношение на уровне  $i = 1,35$ .

Для испытания шин на термостойкость и при оценке свойств пневматической шины в режиме интенсивного буксования рекомендуется устанавливать передаточное отношение  $i > 2$ . Отрицательное передаточное отношение  $i < 0$ , когда силы направлены в разные стороны и разрывают шину, можно использовать для оценки шины на прочность прямо в режиме движения.

Испытания колесных машин с одной ведущей осью (рис. 5, а). Использование отрицательного переда-

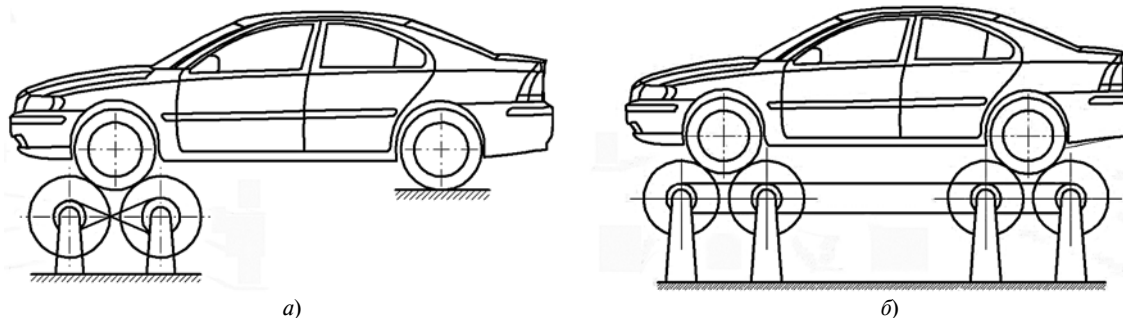


Рис. 5. Использование стенда для испытания машин с одной ведущей осью (а) и полноприводных машин (б)

точного отношения нагружает ходовую систему, трансмиссию и силовую установку. При обкаточных испытаниях рекомендуется  $i = 1$ , при нагружениях двигателя и валопровода необходимо иметь  $i > 2$ . Для проведения тормозных испытаний достаточно соединить беговые барабаны с внешними тормозными устройствами. Использование разных передаточных отношений по бортам машины дает возможность имитации режима поворота.

*Испытание полноприводных колесных машин* требует использования своих беговых барабанов для каждой оси [16]. Наличие кинематической связи между беговыми барабанами под колесами передней и задней ведущих осей создает большой замкнутый контур, включающий в себя стенд и трансмиссию машины. Это позволяет даже при передаточном отношении  $i = 1 \div 2$  создавать большие потоки мощности в контуре при использовании малой мощности двигателя. Установка под каждой ведущей осью своей пары кинематически связанных беговых барабанов позволяет создать три замкнутых контура (рис. 5, б) для испытаний всех узлов машины, участвующих в передаче.

#### З а к л ю ч е н и е

Предложенный в статье роликовый стенд предназначен для испытаний колесных транспортных средств. Он отличается простотой в изготовлении и невысокой стоимостью. Особенностью стенда является наличие жесткой связи между беговыми барабанами, обеспечивающей кинематическое несоответствие их угловых скоростей.

Авторами разработана и опробована методика получения экспериментальной зависимости между силовыми и кинематическими параметрами шины в режиме движения.

Разработана математическая модель стенда с замкнутым контуром. Анализ этой модели позволил рекомендовать передаточные отношения для реализации различных видов испытаний колесной машины. Введение кинематической связи между беговыми барабанами расширило диагностические возможности роликового стенда. Стенд позволяет:

определять упругие и сцепные качества шин во всех режимах ее движения (ведомом, ведущем или тормозном);

проводить обкаточные, ускоренные и тормозные виды испытаний транспортного средства;

испытывать шины на износ, термостойкость и прочность;

проводить испытания валопровода с нагрузкой и без нагрузки двигателя;

имитировать режим поворота с ускоренным испытанием дифференциалов;

имитировать разные грунтовые условия под колесами путем обеспечения разного буксования.

1. **Белкин А. Е., Семенов В. К.** Теоретический и экспериментальный анализ контакта массивной шины с беговым барабаном // Известия РАН: Механика твердого тела. 2016. № 3. С. 298—307. DOI: 10.3103/S0025654416030067.

2. **Бойко А. В.** Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: Дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2008. С. 217.

3. **Analysis of influencing factors on testing results of vehicle roller anti-force brake testing platform / W. Huang, M. Yu, W. Fu et al.** // Journal of Jiangsu University. Natural Science Edition. 2016. № 5. Vol. 7. P. 497—502. DOI: 10.3969/j.issn.1671-7775.2016.05.001.

4. **Пат. RU 2431814 C1.** МПК G01L 5/28. Испытательный стенд.

5. **Пат. RU 2022930 C1.** Стенд для ускорения имитационных испытаний ходовых частей колесных машин.

6. **Федотов А. И., Власов В. Г., Яньков О. С.** Циркуляция мощности при взаимодействии шины тормозящего колеса АТС с опорными роликами диагностического стенда // Вестник ИрГТУ. Т. 21. 2017. № 7. С. 178—186. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-7-178-186.

7. **Мазур В. В., Гайлиш А. В.** Способ измерения скорости движения автомобиля по барабанам стенда и устройство для его осуществления // Механика XXI века. 2011. № 10. С. 126—128.

8. **Гусев А. Г., Трояновская И. П.** Математическая модель взаимодействия колеса транспортного средства с беговыми барабанами в стендах с их кинематическим рассогласованием // Вестник ИжГТУ им. Калашникова. № 3. 2007. С. 3—6.

9. **Котиев Г. О., Горелов В. А., Захаров А. Ю.** Имитационное моделирование динамики прямолинейного движения колесной машины на стенде "беговые барабаны" // Наука и образование. 2014. № 4. С. 45—63. DOI: 10.7463/0414.0707918.

10. **Расејка Н. В.** Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires (Physics. Tire tract. Theory and Experiment). New York, London: 1974.

11. **Яньков О. С.** Сравнение процесса торможения автомобильного колеса в зависимости от способа постановки его на опорные ролики диагностического стенда // Вестник ИрГТУ. Т. 21. 2017. № 2 (121). С. 208—219. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-2-208-219.

12. **Analysis of brake testing methods in vehicle safety / A. Wojko, A. I. Fedotov, W. P. Khalezov, M. Młyńczak** // Safety and Reliability: Methodology and Applications — Proceedings of the European Safety and Reliability Conference, ESREL 2014, 2015. С. 933—937.

13. **Pozin B. M., Trojanovskaya I. P., Yusupov A. A.** Optimal power distributing between wheels of the mobile vehicle under different soil conditions // Procedia Engineering. 2015. № 129. P. 713—717. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.043.

14. **Исследование** процесса взаимодействия ведущих колес трактора с грунтовой поверхностью / В. В. Гуськов, А. А. Дзема, А. С. Колола и др. // Наука и техника. Т. 16. 2017. № 1. С. 83—88. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-1-83-88.

15. **Trojanovskaya I. P., Pozin B. M.** Forces of friction at the wheel-to-ground contact in a turning vehicle. J Procedia Engineering. 2015. N. 129. P. 156—160. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.025.

16. **Пат. RU 2267109:** МПК<sup>7</sup> G01M 17/00. Стенд для испытания системы валопровода колесного транспортного средства.

Ф. А. УРАЗБАХТИН, д-р техн. наук, А. Ю. УРАЗБАХТИНА, канд. техн. наук (Воткинский филиал ИжГТУ им. М. Т. Калашникова), e-mail: uras\_51@mail.ru

## Многофакторная математическая модель критичности процесса сварки изделий из алюминиево-магниевых сплавов

Представлена многофакторная математическая модель процесса сварки изделий из алюминиево-магниевых сплавов, состоящая из 71 показателя, оценивающих качество сварного шва, процесс сварки, затраты, работу оборудования и качество сварного материала. Модель можно использовать для управления и оптимизации процесса сварки изделий из алюминиево-магниевых сплавов.

**Ключевые слова:** сварка, изделия, алюминиево-магниевый сплав, показатели, параметры процесса, сварочное оборудование, сварочные материалы, заточка электродов, подкладка.

A multifactor mathematical model of the welding process of products from aluminum-magnesium alloys, consisting of 71 indicators that assess the quality of the weld, the welding process, costs, equipment operation and quality of the welded material. The model can be used to control and optimize the welding process of products from aluminum-magnesium alloys.

**Keywords:** welding, products, aluminum-magnesium alloy, indicators, process parameters, welding equipment, welding materials, electrode sharpening, lining.

Сложные изделия из алюминиево-магниевых сплавов в агрегатах ракетно-космической и авиационной техники часто изготавливают сварными. Сварку применяют для получения изделий, соответствующих высоким техническим требованиям по прочности, жесткости и герметичности. Однако многофакторность процесса сварки существенно затрудняет получение таких изделий.

В данной статье представлена многофакторная математическая модель, с помощью которой оценивается качество сварочного процесса изделия из алюминиево-магниевых сплавов. Она основана на оценке возникающих критичностей [1–3].

Модель представляется в виде функционала критичностей [4]

$$Y = \{Y_i, i = \overline{1, 5}\}, \quad (1)$$

который состоит из количественных характеристик, отражающих возможные нарушения технических требований, связанных с созданием сварочных швов ( $Y_1$ ), с развитием процесса сварки ( $Y_2$ ), с возникающими затратами ( $Y_3$ ), с работой оборудования ( $Y_4$ ) и с качеством сварочных материалов ( $Y_5$ ).

Критичности  $Y_i$  это одномерные векторы

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= \{y_{1,i}, i = \overline{1, 15}\}; & Y_2 &= \{y_{2,i}, i = \overline{1, 24}\}; \\ Y_3 &= \{y_{3,i}, i = \overline{1, 5}\}; & Y_4 &= \{y_{4,i}, i = \overline{1, 14}\}; \\ Y_5 &= \{y_{5,i}, i = \overline{1, 13}\}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

компонентами которых являются показатели критичности  $y_{j,i}$ , отражающие степени "приближения" к критическим ситуациям, связанным с невыполнением отдельного технического требования.

Показатели  $y_{j,i}$  представляются в виде функций от параметров процесса получения сварного соединения, производимых затрат, характеристик используемого оборудования и сварочного материала:

$$X = \{x_i, i = \overline{1, 68}\}. \quad (3)$$

При разработке показателей  $y_{j,i}$  приняты следующие допущения [5].

1. Качество процесса считается приемлемым, если отсутствуют критичности, связанные с выполнением технических требований и условий, которые были установлены при создании технологического процесса на сварку.

2. Показатели  $Y_i$  в функционале (1) предполагаются равнозначными с точки зрения возникновения критичности. Их значения функционально зависят от параметров и характеристик (3), представленных в технических требованиях и условиях процесса сварки.

3. В каждой количественной характеристике  $Y_j$  в формулах (2) содержатся показатели критичности  $y_{j,i}$ , которые равнозначны в процессе сварки с точки зрения возникновения критической ситуации. В этом случае за количественную оценку критичности в каждой группе принимается

$$S_j = \sum_{i=1}^{n_j} y_{j,i} \quad (4)$$

где  $n_j$  — число показателей в  $j$ -й группе.

4. Показатели критичности  $y_{j,i}$  имеют безразмерный вид. Нормирование проведено так, что наилучшим значением считается 0,5, а наихудшим — 1,0. В случае выполнения технического требования (условия) сварки показатель  $y_{j,i}$  принимает значение 0,5, а при наступлении критичности (т. е. невыполнении технического требования) значение показателя  $y_{j,i}$  становится равным 1,0.

5. Структура выражений показателей  $y_{j,i}$  принимается в виде:

$$y_{j,i} = \begin{cases} 0,5, & \text{если } D \leq 0,5; \\ 1,0, & \text{если } D \geq 1,0; \\ D & \text{— в противном случае,} \end{cases} \quad (5)$$

где  $D = A + Bx_i + Cx_i^2$  ( $x_i$  — параметры сварочного процесса, входящие в выражение (3);  $A, B, C$  — коэффициенты нормирования).

Перечень обозначений показателей с указанием критичностей представлен в графах 2 и 3 табл. 1.

В группу I количественных характеристик  $Y_1$  входят 15 показателей критичности. В целом они оценивают качество получаемого сварного шва.

Эти швы определяются параметрами, входящими в выражение (3), среди которых: длины участков сварного соединения, его дефектной части; расстояния между дефектными участками сварных швов; положение, характеристики выпуклости сварных швов и их число; прочность и пористость сварного соединения; соотношение пределов прочности основного материала и сварного шва; содержание магния и примесей в сварном шве [6—14].

Например, критичность, связанная с прочностью сварного соединения, определяется показателем

$$y_{1,12} = \begin{cases} 0,5, & \text{если } D_1 \leq 0,5; \\ 1,0, & \text{если } D_1 \geq 1,0; \\ D_1 & \text{— в противном случае.} \end{cases} \quad (6)$$

В выражении (6)  $D_1 = 0,5(1 + x_{20}^2/x_{20\max}^2)$ .

Здесь:  $x_{20\max} = \frac{\sigma_T}{K_{sv}\gamma_{sv}}$  — максимально установленный предел прочности материала сварного шва на растяжение—сжатие, где  $\sigma_T$  — предел текучести материала сварочного шва;  $K_{sv}$  — коэффициент запаса прочности;  $\gamma_{sv}$  — коэффициент нагружения, равный 1 для постоянных нагрузок, и  $g_1$  для переменных нагрузок:

$g_1 =$

$$= \begin{cases} \frac{1}{0,6K_{\text{эф}}(1-R) + 0,2(1+R)} & \text{— при} \\ \text{растягивающих и касательных напряжениях;} \\ \frac{1}{0,6K_{\text{эф}}(1-R) + 0,2(1+R)} & \text{—} \\ \text{при сжимающих напряжениях,} \end{cases}$$

где  $K_{\text{эф}} = 1,2 \div 2,0$  — эффективный коэффициент напряжений;  $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$  — коэффициент цикла

( $\sigma_{\min}, \sigma_{\max}$  — предельные напряжения при циклическом нагружении сварной конструкции);

$$x_{20} = \begin{cases} x_{20}^1 & \text{— при растяжении—сжатии} \\ \text{сварного шва,} \\ x_{20}^2 & \text{— при изгибе сварного шва,} \\ x_{20}^1 + x_{20}^1 & \text{— при внецентренном} \\ \text{растяжении—сжатии,} \end{cases}$$

где  $x_{20}^1 = \frac{F}{e_{SH}s}$ ;  $x_{20}^2 = \frac{6M}{e_{SH}^2s}$  ( $F$  и  $M$  — нормальная

сила и изгибающий момент, приложенные к сварному шву;  $s$  — наименьшая толщина свариваемой детали;  $e_{SH}$  — ширина сварного шва [12]).

Группа II (см. табл. 1) количественных характеристик  $Y_2$  состоит из 21 показателя. Они оценивают критичности, которые могут возникнуть в процессе сварки частей изделия из алюминиево-магниевого сплава. Сварка определяется параметрами вектора (3), которые характеризуют: отклонения размеров изделия; зазоры между планкой и изделием, между подкладкой и стыком, а также между частями изделия; смещение кромок. Здесь используются: размеры свариваемых частей, окисной пленки алюминия, поврежденных площадок на поверхности сварного шва, а также зоны упрочнения; расстояние от нижнего края сопла до места сварки; размеры микротрещин на поверхности сварного шва и вылет электрода; пределы прочности свариваемых частей изделия; прогибы и усадки сварочных швов; подогрев мест сварочного соединения; число сварочных проходов; скорость сварки; механические характеристики основного металла и околошовной зоны [6—14].

Например, функция показателя критичности, связанная со скоростью сварки, имеет вид:

$$y_{2,16} = \begin{cases} 0,5, & \text{если } D_2 \leq 0,5; \\ 1,0, & \text{если } D_2 \geq 1,0; \\ D_2 & \text{— в противном случае.} \end{cases} \quad (7)$$

В выражении (7)  $D_2 = A_{42} + B_{42}x_{45} + C_{42}x_{45}^2$ .  
Здесь:

$$\left. \begin{aligned} A_{42} &= \frac{x_{45\min}^2 - x_{45\max}^2}{(x_{45\min} - x_{45\max})^2}; \\ B_{42} &= -\frac{x_{45\min} + x_{45\max}}{(x_{45\min} - x_{45\max})^2}; \\ C_{42} &= \frac{2}{(x_{45\min} - x_{45\max})^2}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В выражениях (7) и (8):

$$x_{45} = \frac{\alpha_H x_{44}}{6000 F_{ш} \gamma_1} - \text{действительная скорость сварки,}$$

где  $F_{ш} = 0,5 h_{gp} e_{SH}$  — площадь поперечного сечения сварного шва;  $h_{gp}$  — толщина сварного шва;  $x_{44}$  — сила сварочного тока;  $\gamma_1$  — плотность материала деталей, подверженных сварке;  $x_{45\min}$ ,  $x_{45\max}$  — минимальная и максимальная скорости сварки, установленные техническими требованиями [15, 16];  $\alpha_H$  определяется с помощью системы условий:

$$\alpha_H = \begin{cases} 8 + 0,03x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 2 \text{ мм;} \\ 5,5 + 0,025x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 2,5 \text{ мм;} \\ 6,5 + 0,015x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 3 \text{ мм;} \\ 9,57 + 0,01x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 4 \text{ мм;} \\ 9,714 + 0,006x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 5 \text{ мм;} \\ 9,5 + 0,005x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 6 \text{ мм;} \\ 10 + 0,004x_{44} & \text{при } d_{SVE} = 8 \text{ мм,} \end{cases}$$

где  $d_{SVE}$  — диаметр электрода.

В группе III количественных характеристик  $Y_3$  находятся 5 показателей, которые оценивают критичности, связанные с затратами на проведение сварки. Аргументами функций этих показателей являются параметры, которые оценивают: расход защитного газа (как правило, аргона), необходимого для создания газовой среды; составные части стоимости процесса сварки; потери металла на сварку; себестоимость процесса сварки; КПД при использовании электрической дуги [9, 14–20].

Например, критичность по коэффициенту потерь металла в сварочном шве определяется показателем

$$y_{3,3} = \begin{cases} 0,5, & \text{если } D_3 \leq 0,5; \\ 1,0, & \text{если } D_3 \geq 1,0; \\ D_3 - & \text{в противном случае.} \end{cases} \quad (9)$$

В выражении (9)  $D_3 = A_{25} + B_{25}x_{28} + C_{25}x_{28}^2$ .

Здесь:

$$A_{25} = 0,5 \left[ 1 + \frac{x_{28\min}^2}{(x_{28\min} - x_{28\max})^2} \right];$$

$$B_{42} = -\frac{x_{28\min}}{(x_{28\min} - x_{28\max})^2}; \quad C_{42} = \frac{0,5}{(x_{28\min} - x_{28\max})^2};$$

$x_{28} = \frac{G_P - G_H}{G_P} \cdot 100 \%$  — коэффициент потерь металла при сварке, где  $G_P$  — масса расплавленного

металла в сварном шве,  $G_H = F_3 L_g \frac{\gamma_1}{g}$  — масса расплавленного металла в сварном шве ( $F_3 = 1,125 h_{gp}^2$ ,  $g$  — ускорение свободного падения,  $L_g$  — общая длина сварных швов в соединении) [14, 16, 18].

В группе IV количественных характеристик  $Y_4$  располагаются 14 показателей. Они оценивают критичности, связанные с недостаточной работоспособностью и невозможностью работы сварочного оборудования.

В показателях этой группы используются параметры, характеризующие скорость подачи защитного газа, продолжительность выполнения сварки, влажность и температуру помещения, в котором проводится сварка, а также длину конуса заточки электрода, напряжение и силу сварочного тока электрической дуги, создаваемой сварочным аппаратом, размеры сопла, через которое проходит плазма, скорость подачи присадочной проволоки, размеры канавки в подкладке для сварки [11, 14, 16, 21–25].

Например, показатель критичности, связанный со сварочным током, имеет вид:

$$y_{4,7} = \begin{cases} 0,5, & \text{если } D_4 \leq 0,5; \\ 1,0, & \text{если } D_4 \geq 1,0; \\ D_4 - & \text{в противном случае.} \end{cases} \quad (10)$$

В выражении (10)  $D_4 = A_{41} + B_{41}x_{44} + C_{41}x_{44}^2$ .  
Здесь:

$$A_{41} = \frac{x_{44\min}^2 + x_{44\max}^2}{(x_{44\min} - x_{44\max})^2}; \quad B_{41} = -\frac{2(x_{44\min} + x_{44\max})}{(x_{44\min} - x_{44\max})^2};$$

$$C_{41} = \frac{2}{(x_{44\min} - x_{44\max})^2};$$

$$x_{44} = \begin{cases} \frac{ph_g}{U_d} - \text{при однопроходной} \\ \text{автоматической сварке;} \\ \frac{U_d - 19}{0,037} < 1000 - \text{при дуговой сварке} \\ \text{под флюсом;} \\ Kd_{SVE}R - \text{при ручной дуговой сварке;} \\ jS - \text{в среде защитных газов,} \end{cases}$$

где:

$$p = \begin{cases} 2,0 \div 2,5 - \text{при сварке стыковых соединений} \\ \text{проволокой диаметром } d_{п} = 3 \div 5 \text{ мм;} \\ 0,15 \div 0,20 - \text{при сварке стыковых соединений} \\ \text{проволокой диаметром } d_{п} = 2 \text{ мм;} \end{cases}$$

$$K = \begin{cases} 25 \div 30 & \text{— при } d_{SVE} = 1 \div 2 \text{ мм;} \\ 30 \div 45 & \text{— при } d_{SVE} = 3 \div 4 \text{ мм;} \\ 45 \div 60 & \text{— при } d_{SVE} = 5 \div 6 \text{ мм;} \end{cases}$$

$$R = \begin{cases} 1 & \text{— при } 1,5d_{SVE} \leq S \leq 3,0d_{SVE}; \\ 1,1 \div 1,15 & \text{— при } S > 3,0d_{SVE}; \\ 0,85 \div 0,90 & \text{— при } S < 1,5d_{SVE}; \end{cases}$$

$S = 0,25\pi d_{\Pi}^2$  — площадь поперечного сечения сварочной проволоки;  $x_{44\min} = 80h_g$ ;  $x_{44\max} = 100h_{gp}$  — предельное значение силы сварочного тока;  $d_{SVE}$  — диаметр электрода;  $d_{\Pi}$  — диаметр сварочной проволоки;  $U_d$  — необходимое напряжение электрической дуги сварки [16, 21].

В группу V количественных характеристик  $Y_5$  включено 13 показателей критичности, связанных с невыполнением технических требований по характеристикам сварочных материалов. Аргументами показателей  $y_{5,i}$  являются: продолжительность хранения основного материала, сварочной проволоки, разведенного флюса; температура прогрева сварочной проволоки в защитной среде; влажность защитной среды сварки; температура и продолжительность прокалки электродов и флюса; толщина флюса; процентное содержание магния в сварочной проволоке и материале изделия; разность температур плавления основного металла и сварочной проволоки [24, 26–28].

Например, критичность по пористости флюса определяется выражением

$$y_{5,3} = \begin{cases} 0,5, & \text{если } D_5 \leq 0,5; \\ 1,0, & \text{если } D_5 \geq 1,0; \\ D_5 & \text{— в противном случае.} \end{cases} \quad (11)$$

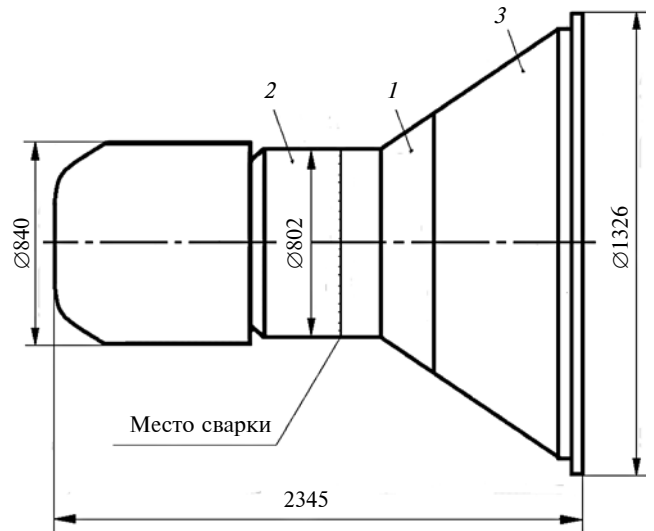
В выражении (11)  $D_5 = A_{50} + B_{50}x_{53} + C_{50}x_{53}^2$ .  
Здесь:

$$A_{50} = 0,5 \left[ 1 + \frac{x_{53\max}^2}{(x_{53\min} - x_{53\max})^2} \right];$$

$$B_{50} = -\frac{x_{53\max}}{(x_{53\min} - x_{53\max})^2}; \quad C_{50} = \frac{0,5}{(x_{53\min} - x_{53\max})^2},$$

где  $x_{53\max}$  — максимальное значение коэффициента пористости флюса [26];  $x_{53} = \frac{d_{p\min}}{d_{pg}} + \frac{K_{p\min}}{K_{pg}}$ , где  $d_{p\min} = 0,11$  мм,  $K_{p\min} = 1,18$  пор/мм,  $d_{pg}$ ,  $K_{pg}$  — характеристики флюса (табл. 2).

Многофакторная модель в виде выражений (1)–(5) позволяет определять параметры сварочного процесса, обладающего меньшей критичностью.



Изделие со сварным соединением:

1 — шпангоут; 2 — обечайка; 3 — переходный отсек

Для оценки общей критичности сварочного процесса предлагается использовать статистические характеристики:

математическое ожидание

$$M = \frac{1}{\sum_{j=1}^5 n_j} \sum_{j=1}^5 \sum_{i=1}^{n_j} y_{j,i};$$

дисперсию

$$D = \frac{1}{\sum_{j=1}^5 n_j} \sum_{j=1}^5 \sum_{i=1}^{n_j} (y_{j,i} - M)^2.$$

Рассмотрим пример использования математической модели на изделии (рисунок), в котором соединяют сваркой обечайку 2 и шпангоут 1.

В графе 4 табл. 1 представлены полученные расчетом значения показателей критичности  $y_{j,i}$ .

Значения критериев критичности количественных характеристик для процесса сварки в целом следующие:

$$M_1 = 0,6626; \quad D_1 = 0,0223.$$

Анализ процесса сварки по показателям  $y_{j,i}$  позволил выявить следующие причины критичностей: неприемлемое соотношение толщин свариваемых частей изделия ( $y_{2,1}$ );

подогрев места выполнения сварки не соответствует техническим требованиям ( $y_{2,12}$ );

скорость сварки оказывается чрезмерно большой ( $y_{2,16}$ );

сварочное оборудование имеет недостаточную мощность по эксплуатационным характеристикам ( $y_{4,6}$ ,  $y_{4,13}$ ).

Показатели критичности процесса сварки деталей из алюминиево-магниевых сплавов

Номер п/п	Обозначение показателя	Отражаемая критичность	Значения при вариантах расчета	
			I	II
1	2	3	4	5
<i>Группа I. Качество сварного шва</i>				
1	У <sub>1,1</sub>	Общая длина сварного шва не соответствует условиям прочности и герметичности	0,5050	0,8200
2	У <sub>1,2</sub>	Общая длина дефектных сварных участков шва не соответствует требованию, установленному в технологическом процессе сварки	0,6089	0,6250
3	У <sub>1,3</sub>	Соотношение общих длин дефектных и недефектных участков сварного соединения не соответствует общеустановленным рекомендациям	0,6419	0,6247
4	У <sub>1,4</sub>	Расстояние между дефектными участками не соответствует требованиям, установленным в технологическом процессе сварки	0,6374	0,6376
5	У <sub>1,5</sub>	Чрезмерно большая длина дефектного участка сварного соединения	0,7222	0,7450
6	У <sub>1,6</sub>	Расположение участков сварных швов отличается от установленного в технологическом процессе	0,6761	0,6761
7	У <sub>1,7</sub>	Количество сварных швов в соединении отличается от установленного в технологическом процессе	0,6250	0,6250
8	У <sub>1,8</sub>	Форма сварных швов отличается от установленных в технологическом процессе	0,8277	0,5126
9	У <sub>1,9</sub>	Выпуклость сварного шва отличается от установленного в технологическом процессе	0,9997	0,9994
10	У <sub>1,10</sub>	Содержание основного металла в сварных швах соединения недостаточно	0,5608	0,5436
11	У <sub>1,11</sub>	Коррозионная стойкость сварного соединения недостаточна	0,5012	0,5012
12	У <sub>1,12</sub>	Прочность сварного соединения недостаточна	0,7886	0,5091
13	У <sub>1,13</sub>	Недопустимая пористость на поверхности сварных швов в соединении	0,8347	0,8347
14	У <sub>1,14</sub>	Свариваемость основного материала составных частей недостаточна	0,8025	0,8025
15	У <sub>1,15</sub>	Недопустимая разнородность основного материала и материала в сварном шве	0,5632	0,8951
<b>Математическое ожидание S<sub>1</sub></b>			0,6863	0,6901
<i>Группа II. Процесс сварки</i>				
16	У <sub>2,1</sub> , У <sub>2,2</sub> , У <sub>2,5</sub>	Неприемлемое соотношение толщин частей изделия в месте сварки	1,0000	0,8301
17	У <sub>2,3</sub>	Пределы прочности свариваемых частей изделия не соответствуют нормативным значениям	0,7000	0,7227
18	У <sub>2,4</sub>	Толщины и диаметры свариваемых частей осесимметричных изделий не соответствуют установленным техническим требованиям	0,5703	0,5703
19	У <sub>2,6</sub>	Повреждения на поверхности основного металла изделия в сварочном шве недопустимы	0,7048	0,6800
20	У <sub>2,7</sub>	Прогиб в сварочном шве превысил установленные пределы	0,5031	0,5095
21	У <sub>2,8</sub>	Возникли недопустимые отклонения размеров изделия после сварки	0,6405	0,8281
22	У <sub>2,9</sub>	Размеры зоны разупрочнения при сварке превышают установленные пределы в технологическом процессе	0,6408	0,5800
23	У <sub>2,10</sub>	Зазор между планкой и свариваемой частью изделия не находится в заданном диапазоне	0,8200	0,7450
24	У <sub>2,11</sub>	Возникла недопустимая усадка сварных швов в соединении	0,7521	0,6405
25	У <sub>2,12</sub>	Чрезмерный или недостаточный подогрев места выполнения сварки	1,0000	0,5200
26	У <sub>2,13</sub>	Толщина окисной пленки на поверхности свариваемой алюминиевой детали превысила допустимый уровень	0,7814	0,6250
27	У <sub>2,14</sub>	Имеются микротрещины недопустимых размеров на поверхности сварных швов соединения	0,6573	0,6990
28	У <sub>2,15</sub>	Количество сварочных проходов в соединении не соответствует значению в технологическом процессе	0,5000	0,5000
29	У <sub>2,16</sub>	Скорость сварки не находится в заданном диапазоне	1,0000	0,5000
30	У <sub>2,17</sub>	Угол наклона электрода к площадке сварки изделия не находится в установленных пределах	0,5200	0,5000
31	У <sub>2,18</sub>	Чрезмерно большой вылет электрода, используемого при сварке	0,5000	0,7551
32	У <sub>2,19</sub>	Расстояние от нижнего края торца сопла до изделия не находится в установленных пределах	0,6800	0,6800
33	У <sub>2,20</sub>	Величина геометрического размера изделия не позволяет произвести сварку	0,5918	0,5102
34	У <sub>2,21</sub>	Зазор между подкладкой и стыком в месте сварки недопустимых размеров	0,6800	0,5200
35	У <sub>2,22</sub>	Величина зазора в стыке между частями изделия недопустима	0,5200	0,5000
36	У <sub>2,23</sub>	Величина смещения кромок частей изделия недопустима	0,6800	0,5200
37	У <sub>2,24</sub>	Разность микротвердостей основного металла и околошовной зоны недопустима	0,5408	0,7551
<b>Математическое ожидание S<sub>2</sub></b>			0,6659	0,6121



Номер п/п	Обозначение показателя	Отражаемая критичность	Значения при вариантах расчета	
			I	II
1	2	3	4	5
<i>Группа III. Затраты, возникшие при сварке</i>				
38	У <sub>3,1</sub>	Недопустимо большой расход защитного газа, расходуемый при сварке	0,7540	0,6845
39	У <sub>3,2</sub>	Стоимость выбранного вида сварки недопустима	0,7222	0,5672
40	У <sub>3,3</sub>	Потери расходного металла при сварке превысили нормативы	0,5043	0,5060
41	У <sub>3,4</sub>	Чрезмерно большая себестоимость технологического процесса сварки	0,6906	0,7939
42	У <sub>3,5</sub>	Низкое КПД электрической дуги, с помощью которой производится сварка	0,6800	0,6800
<b>Математическое ожидание S<sub>3</sub></b>			0,6702	0,6463
<i>Группа IV. Оборудование, используемое при сварке</i>				
40	У <sub>4,1</sub>	Скорость подачи защищенного газа в зону резания недостаточна.	0,6505	0,6505
41	У <sub>4,2</sub>	Большая длительность сварочного процесса	0,5072	0,5391
42	У <sub>4,3</sub>	Влажность помещения, где производится сварка, не соответствует техническим требованиям	0,7689	0,5022
43	У <sub>4,4</sub>	Температура помещения, где производится сварка, не соответствует техническим требованиям	0,5000	0,5000
44	У <sub>4,5</sub>	Длина конуса заточки электрода не соответствует техническим требованиям	0,7222	0,5556
45	У <sub>4,6</sub>	Недостаточное напряжение сварочного аппарата при создании сварочной дуги	1,0000	0,5704
46	У <sub>4,7</sub>	Недостаточная сила тока, создаваемая сварочным аппаратом, для плавления основного металла	0,5918	0,5000
47	У <sub>4,8</sub>	Соотношение геометрических размеров сопла не позволяет создать сварочную плазму с заданными характеристиками	0,5556	0,5000
48	У <sub>4,9</sub>	Скорость подачи присадочной проволоки не соответствует техническим требованиям	0,6874	0,5000
49	У <sub>4,10</sub>	Глубина канавки в подкладке для выполнения сварки недостаточна	0,5000	0,5000
50	У <sub>4,11</sub>	Ширина канавки в подкладке для выполнения сварки недостаточна	0,5000	0,5000
51	У <sub>4,12</sub>	Имеет место недопустимый сдвиг свариваемых частей изделия относительно друг друга	0,5556	0,6000
52	У <sub>4,13</sub>	Сила тока, создаваемая сварочным аппаратом, недостаточна для проведения сварки	1,0000	0,9713
53	У <sub>4,14</sub>	Напряжение сварки, создаваемое сварочным аппаратом, недостаточно для проведения сварки	0,5408	0,5556
<b>Математическое ожидание S<sub>4</sub></b>			0,6486	0,5375
<i>Группа V. Сварочный материал</i>				
54	У <sub>5,1</sub>	Длительность хранения основного материала после химического травления превысила установленное значение в техническом требовании	0,5556	0,5556
55	У <sub>5,2</sub>	Длительность хранения сварочной проволоки после химического травления превысила установленное значение в техническом требовании	0,6250	0,6250
56	У <sub>5,3</sub>	Недостаточный или чрезмерный предварительный прогрев сварочной проволоки в защитной среде	0,5050	0,7813
57	У <sub>5,4</sub>	Длительность хранения "разведенного" флюса превысила пределы, установленные техническими требованиями	0,5703	0,5703
58	У <sub>5,5</sub>	Влажность в защитной инертной среде, где происходит сварка, не соответствует техническим требованиям	0,5200	0,5200
59	У <sub>5,6</sub>	Предварительная прокатка электродов и флюса перед сваркой по температуре не соответствует установленным техническим требованиям	0,5800	0,8200
60	У <sub>5,7</sub>	Предварительная прокатка электродов и флюса перед сваркой по продолжительности не соответствует установленным техническим требованиям	0,8200	0,8200
61	У <sub>5,8</sub>	Диаметр присадочного прутка не соответствует техническим требованиям	0,8673	0,7551
62	У <sub>5,9</sub>	Пористость флюса, используемого в сварке, не соответствует техническим требованиям	0,8200	0,6564
63	У <sub>5,10</sub>	Толщина флюса, используемого в сварке, не соответствует техническим требованиям	0,625	0,5007
64	У <sub>5,11</sub>	Содержание магния в присадочной сварной проволоке не обеспечивает необходимую свариваемость детали	0,5000	0,5000
65	У <sub>5,12</sub>	Содержание магния в свариваемых частях изделия не обеспечивает необходимую свариваемость	0,5000	0,5000
66	У <sub>5,13</sub>	Разность температур плавления сварной проволоки и основного металла в частях изделия не соответствует техническим требованиям	0,8472	0,8472
<b>Математическое ожидание S<sub>5</sub></b>			0,6412	0,6501

Таблица 2

## Характеристики флюса

Марка флюса	Средний диаметр пор $d_{pg}$ , мм	Число пор на 1 мм шва $K_{pg}$ , пор/мм
ТФА-7	0,11	1,18
ТФА-5	0,18	1,50
АФ-4а	0,21	3,72
ФА-1Т	0,18	1,58
Без флюса	0,26	2,17

На основе анализа всех критичностей сварки, представленных в табл. 1, эксперты пришли к выводу о необходимости замены сварочного оборудования на сварочный аппарат большей мощности и корректировки ряда параметров сварочного процесса.

Результаты расчета показателей критичностей  $y_{j,i}$  для этого случая представлены в графе 5 табл. 1. Здесь же даны значения критериев  $S_j$  для каждой группы. Критерии критичности всего сварочного процесса в целом принимают следующие значения:

$$M_2 = 0,6291; \quad D_2 = 0,0177.$$

Заметим, что в данном варианте ни один показатель  $y_{j,i}$  не достигает значения, соответствующего возникновению критичности при выполнении сварочного процесса. Таким образом, полностью исключено нарушение технических требований к результату сварки.

## Выводы

На основании изложенного можно заключить:

1. Построенная многофакторная модель критичности процесса сварки количественно оценивает выполнение всех технических требований и условий создания изделий из алюминивно-магниевых сплавов.

2. Внедрение данной математической модели как инструмента в работе экспертов позволяет сравнивать степени "приближения" к критическому состоянию и управлять качеством создания изделий сваркой из алюминивно-магниевых сплавов.

Данная математическая модель обладает еще одной особенностью: она может быть уточнена и даже доопределена новыми показателями по мере появления новой информации.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уразбахтин Ф. А.** Создание технических устройств с учетом функционирования в критических состояниях // Автоматизация. Современные технологии. 1999. № 4. С. 25–27.
2. **Уразбахтин Ф. А.** Многокритериальность при функционировании сложных технических устройств // Автоматизация. Современные технологии. 1996. № 12. С. 5–8.
3. **Уразбахтин Ф. А., Уразбахтина А. Ю.** Исследование критических ситуаций при эксплуатации элементов ракетной техники // Авиация и космонавтика — 2007: Тезисы докл. VI Междунар. конф. М.: МАИ, 2007. С. 14, 15.

4. **Уразбахтин Ф. А., Уразбахтина А. Ю.** Критические ситуации при изготовлении деталей корпусов ракет // Вестник ИЖГТУ им. М. Т. Калашникова. 2012. № 4 (56). С. 38–40.

5. **Уразбахтин Ф. А., Шайхразиев Ф. Ф., Хабилов А. Р.** Математическая модель качества обыкновенного керамического кирпича (камня) // Интеллектуальные системы в производстве. 2006. № 2 (8). С. 113–120.

6. **Сварка.** Резка. Металлообработка. URL: <http://www.autowelding.ru/>

7. **Классификация** дефектов сварки. URL: <http://mo-yasvarka.ru/process/defekty.html>

8. **Особенности** сварки алюминия и его сплавов. URL: <http://www.tehnoinforma.ru/jelektricheskajasvarkametall-ov/54.html>

9. **Геометрические** параметры сварного шва. URL: <http://www.osvarke.com/soedineniya-001.html>

10. **Техника** выполнения сварных швов покрытым электродом. URL: <http://domsvarki.ru/tehnika-vypolneniya-svarnyh-shvov-pokrytym-elektrodom/>

11. **Механизированная** сварка алюминиевых сплавов. Сварка алюминия аргоном. URL: <http://www.intertehno.ru/articles/c4/33/>

12. **Логвинова Н. А., Кусова Э. Ф.** Расчет сварных соединений. Юрга: Изд-во Юргинского технологического института, 2012. 33 с.

13. **Газовая** сварка алюминия и его сплавов. URL: [http://metallicheskiy-portal.ru/articles/svarka/gazovaa\\_svarka/gazovaa\\_svarka\\_aluminiuma](http://metallicheskiy-portal.ru/articles/svarka/gazovaa_svarka/gazovaa_svarka_aluminiuma)

14. **Васильев В. И., Ильященко Д. П., Павлов Н. В.** Введение в основы сварки. Томск: Изд-во Томского политехнического университета. 2011. 317 с.

15. **Шиганов И. Н., Шахов С. В., Холопов А. А.** Лазерная сварка алюминиевых сплавов авиационного назначения // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. С. 34–49.

16. **Тялина Л. Н., Федорова Н. В.** Сварка металлов. Тамбов: Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ. 2010. 36 с.

17. **Колганов И. М.** Технологичность авиационных конструкций, пути повышения. Ч. 1. Ульяновск: УлГУ, 2003. 148 с.

18. **Томас К. И., Ильященко Д. П.** Технология сварочного производства. Томск: Изд-во Томского политехнического университета. 2011. 244 с.

19. **Блог** находчивого сварщика. URL: <http://www.smart2tech.ru/blog/tags/tag/tig-svarka-1-2>

20. **Ефимов В. В.** Искоренение погрешностей изделий. Ульяновск: УлГУ, 2003. 59 с.

21. **Киселев С. Н.** Газоэлектрическая сварка алюминиевых сплавов. М.: Изд-во "Книга по требованию", 2013. 176 с.

22. **Механизированная** сварка алюминиевых сплавов. Сварка алюминия аргоном. URL: [www.intertehno.ru/articles/c4/33/](http://www.intertehno.ru/articles/c4/33/)

23. **Портал** о сварке. URL: <http://www.welding.su/>

24. **Сварка 74.** URL: <http://svarka74.ru/>

25. **Инверторный** сварочный аппарат электродуговой сварки ZX7-200. Руководство пользователя. URL: <http://www.vseinstrumenti.ru/instructions/537074.pdf>

26. **Сварка** алюминия. URL: <http://ostmetal.info/svarka-aluminiuma/>

27. **Хайдарова А. А., Гнюсов С. Ф.** Техническая документация в производстве сварных конструкций. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. 78 с.

28. **Сантана А. В., Бабу М. Е., Гиридаран П. К.** Новейшие разработки в области сварки вольфрамовым электродом в инертном газе с помощью флюса и ее применение в космических технологиях. URL: [www.nbu.gov.ua/old\\_jrn/natural/Ktrv/2012\\_1/162-178.pdf](http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/natural/Ktrv/2012_1/162-178.pdf)

М. И. КУРУШИН, канд. техн. наук, В. Б. БАЛЯКИН, д-р техн. наук, В. Б. А. ОССИАЛА  
(Самарский национальный исследовательский университет им. акад. С. П. Королева), e-mail: ossialav@gmail.com

## Параметрическая динамика дифференциального редуктора с одно- и двухпарными зацеплениями зубчатых колес

Предложен расчет динамики планетарного авиационного редуктора. Определены собственные частоты и исследовано вибрационное поведение упругой многомассовой динамической системы редуктора. Показана возможность снижения уровня вибрации с использованием разношаговости в области двухпарного зацепления.

**Ключевые слова:** редуктор, зацепление, зубчатое колесо, разношаговость, вибрация.

The calculation of the dynamics of the planetary aircraft gearbox is proposed. The eigenfrequencies are determined and the vibrational behavior of the elastic multi-mass dynamic system of the reducer is studied. The possibility of reducing the level of vibration by using step difference in the area of two-pair engagement is shown.

**Keywords:** reducer, gearing, gear wheel, step difference, vibration.

При доводке газотурбинных двигателей с дифференциальным редуктором имели место случаи усталостного разрушения отдельных элементов ротора компрессора: обрыв верхней части пера рабочих лопаток третьей ступени; трещины по внутреннему полотну дисков компрессора ряда ступеней; разрушение обода дисков третьей и седьмой ступеней. Экспериментальными исследованиями [1] было установлено, что причинами усталостного разрушения лопаток и внутреннего полотна дисков компрессора явились вибрации (резонансные колебания) в области их рабочих частот вращения при высоких переменных напряжениях. Причина интенсивных колебаний указанных элементов компрессора — внутренняя динамика зацепления центральной внутренней шестерни редуктора с одно- и двухпарными зацеплениями [2, 3]. Для решения этой проблемы необходимы конструктивные и технологические меры для снижения интенсивности возбуждения, предупреждения и устранения усталостных разрушений [4, 5].

### Модель редуктора с зубчатыми колесами одно- и двухпарного зацеплений

Рассмотрим упрощенную упругую модель (рис. 1, а, б) центрального привода дифференциального редуктора с тремя сателлитами ( $a_c = 3$ ). Принимаем следующие допущения в модели: модель — дискретная, состоит из шести упруго связанных между собой масс  $m_1 \div m_6$  (см. рис. 1, б), ко-

торые моделируют элементы центрального солнечного колеса 1 (см. рис. 1, а), контактирующего с тремя сателлитами 2 и сопряженного упруго через шлицевое соединение 4 с приводным валом 3, разбитым на пять упруго связанных между собой участков (массы  $m_1 \div m_6$ ). При этом принято, что все сателлиты — одинаковые и изготовлены без погрешностей, как и солнечное колесо. Кроме того, принимаем, что в относительном движении тела сателлитов вращаются равномерно, а упругие деформации в процессе колебаний происходят только в зубьях солнечного колеса, сателлитов и в упругих элементах приводного вала. Зубья сателлитов входят и выходят из контакта точно и одновременно.

Шлицевое соединение 4 солнечного колеса с приводным валом 3 включено в упругую систему модели жесткостью его шлицов в окружном направлении. Это сделано с целью определения характера динамических усилий, передающихся от солнечного колеса к приводному валу. Дело в том, что исторически при доводке изделия в этом шлицевом соединении возникал значительный наклеп, который устраняли различными методами (технологическими и конструктивными). Поэтому необходимо определить в динамике, каковы же эти усилия и каков характер их изменения. Рассматриваются только крутильные колебания в элементах принятой упругой системы. Зацепление зубьев — однопарное с коэффициентом перекрытия меньше двух ( $\varepsilon = 1,31$ ) и с периодическим изменением жесткостей в зацеплениях зубьев не только из-за пересопряжения зубьев, но и вследствие изменения жесткости в процессе зацепления каждой пары зубьев. В расчетах динамики упругой системы погрешности изготовления зубчатых колес не учитывались, но зато учитывалось влияние зазоров в зацеплениях зубьев сопряженных колес и ошибок профилей и в первую очередь наличие фланков и разношаговости профилей зубьев в зонах их двухпарного зацепления.

При численных решениях дифференциальных уравнений параметрической динамики упругой системы надо, прежде всего, иметь аналитические зависимости изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления. По опытным данным и при исследованиях методом конечных элементов для одной пары сопряженных зубьев можно принять, что эта зависимость близка к квадратичной параболе [6]. Максимальное значение  $C_0$  коэффициент жесткости пары контактирующих зубьев имеет в середине

линии зацепления, а минимальное  $C_k$  — в начале и конце зацепления (рис. 2). Полагая, что жесткость одной пары зубьев изменяется по зависимости

$$C = ax^2 + bx + d, \quad (1)$$

из условия равенства ее в характерных точках определим значения коэффициентов  $a, b, d$ .

Необходимо, чтобы коэффициент жесткости  $C = C_k$  при  $x = 0$ ,  $C = C_0$  при  $x = g_\alpha/2$  и опять  $C = C_k$  при  $x = g_\alpha$ , где  $g_\alpha = \varepsilon p$  ( $\varepsilon$  — коэффициент перекрытия,  $p$  — основной шаг зацепления). Последовательно подставляя эти значения в уравнение (1) и решая алгебраическую систему из трех уравнений, находим значения коэффициентов  $a, b, d$ .

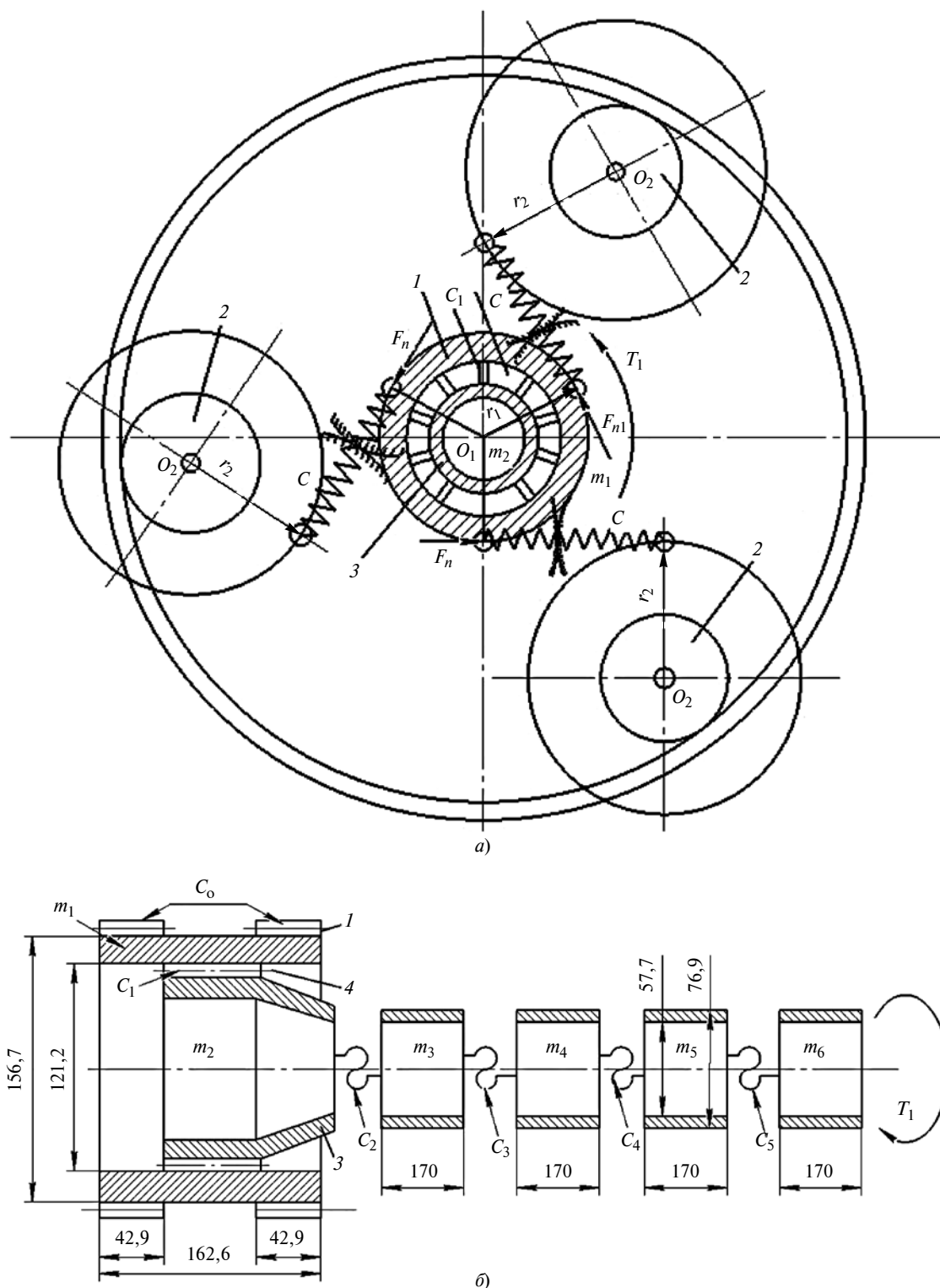


Рис. 1. Схемы упругой модели редуктора (а) и разбивки приводного вала на пять участков (б)

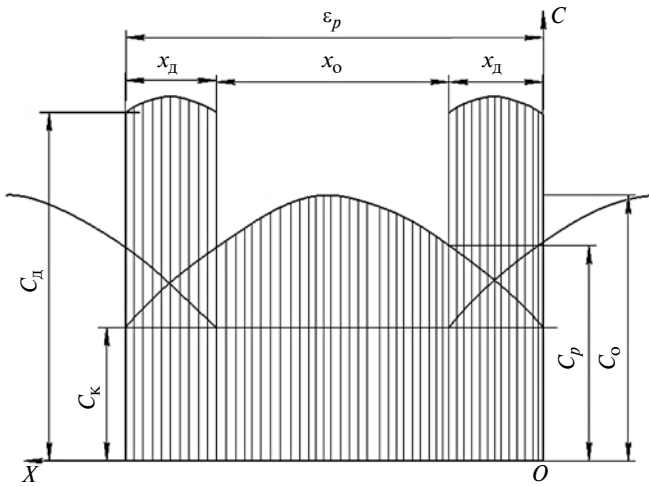


Рис. 2. Изменение жесткостей зубьев по линии зацепления

Таким образом, получаем аналитическую зависимость для определения жесткости одной пары зубьев в зависимости от положения  $x$  места контакта зубьев на линии зацепления в виде:

$$C = C_k + 4(C_o - C_k)(x/g_\alpha)(1 - x/g_\alpha).$$

Координата  $x$  определяется по зависимости  $x = \omega r_o$ , где  $\omega$  — угловая скорость солнечного колеса, в том числе и с учетом крутильных колебаний, а  $r_o$  — радиус его основной окружности. В области двупарного зацепления жесткости определяются (складываются) по такой же зависимости только для начала и конца области двупарного зацепления, т. е.  $C_d = C_o + C_k^H$ , где  $C_o = C = C_k + 4(C_o - C_k) \times (x/g_\alpha)(1 - x/g_\alpha)$  при  $x \geq x_d = g_\alpha - p$ , и имеем  $C_k^H = C_k + 4(C_o - C_k)[(x+p)/g_\alpha][1 - (x+p)/g_\alpha]$  при  $x_d \geq x \geq 0$ .

В переходной зоне сопряжения жесткостей, при  $x = x_d = g_\alpha - p$ , жесткость в зоне однопарного зацепления составляет:

$$C_p = C_k + 4(C_o - C_k)[(\varepsilon - 1)/\varepsilon][1 - (\varepsilon - 1)/\varepsilon].$$

Параметры зацепления солнечного колеса с сателлитами следующие: число зубьев солнечного колеса  $z = 36$ ; модуль зацепления  $m = 4,6$  мм; угол зацепления  $\alpha_w = 25,417^\circ$ ; коэффициент перекрытия  $\varepsilon = 1,31$ ; суммарная рабочая длина зубьев  $b_z = 85,8$  мм; зазор в зацеплениях зубьев  $\delta = 0,2$  мм.

Параметры шлицевого соединения солнечного колеса с приводным валом: число шлицов  $z_{ш} = 44$ ; модуль зацепления шлицов  $m_{ш} = 2,5$  мм; длина шлицов  $b_{ш} = 40$  мм. Остальные геометрические размеры элементов упругой системы, необходимые для расчетов их инерционных характеристик, указаны на рис. 1. Жесткости зубьев для нашего изделия будут иметь значения:

в середине зоны однопарного зацепления  $C_o = c_o b_z a_c = 4633$  кН/мм;

в начале и конце зоны однопарного зацепления  $C_k = c_k b_z a_c = 3217$  кН/мм.

По опытным данным и по расчетам методом конечных элементов удельные жесткости одной пары эвольвентных зубьев составляют: в полюсе зацепления  $c_o = 18$  кН/мм<sup>2</sup>; в начале и конце зацепления  $c_k = 12,5$  кН/мм<sup>2</sup>.

Дифференциальные уравнения крутильных колебаний упругой системы с шестью массами запишем в виде:

солнечное колесо:

$$J_1(d^2\varphi_1/dt^2) = T_{ш} - T_z - \lambda_1(d\varphi_1/dt);$$

шлицевая муфта:

$$J_2(d^2\varphi_2/dt^2) = C_2\varphi_2 + C_3\varphi_4 - T_{ш} - C_2\varphi_3 - \lambda_2(d\varphi_2/dt);$$

третий участок вала:

$$J_3(d^2\varphi_3/dt^2) = C_2\varphi_2 + C_3\varphi_4 - C_2\varphi_3 - C_3\varphi_3 - \lambda_3(d\varphi_3/dt);$$

четвертый участок вала:

$$J_4(d^2\varphi_4/dt^2) = C_3\varphi_3 + C_4\varphi_5 - C_3\varphi_4 - C_4\varphi_4 - \lambda_4(d\varphi_4/dt);$$

пятый участок вала:

$$J_5(d^2\varphi_5/dt^2) = C_4\varphi_4 + C_5\varphi_6 - C_4\varphi_5 - C_5\varphi_5 - \lambda_5(d\varphi_5/dt);$$

шестой участок вала:

$$J_6(d^2\varphi_6/dt^2) = T_1 + C_5\varphi_5 - C_5\varphi_6 - \lambda_6(d\varphi_6/dt).$$

Здесь  $J_1, \dots, J_6, C_2, \dots, C_6$  — массовые моменты инерции и жесткости при кручении элементов упругой системы, которые рассчитываются по геометрическим размерам, указанным на рис. 1;  $\varphi_1, \dots, \varphi_6$  — углы поворота элементов системы в процессе крутильных колебаний (динамики);  $\lambda_1, \dots, \lambda_6$  — коэффициенты вязкого демпфирования вибраций, индивидуальные для каждого элемента упругой системы в зависимости от его конструкции, окружной скорости и среды сопротивления вращению;  $T_z = F_N r_o a_c$  — крутящий момент на солнечном колесе от нормальных усилий в зацеплениях его со всеми сателлитами;  $F_N = (\varphi_1 r_{o1} - \Delta f_1 - \Delta f_2) C = (\varphi_1 r_{o1} - \Delta t) C$  — нормальное усилие в зацеплении солнечного колеса и одного сателлита, где  $\Delta f_1$  и  $\Delta f_2$  — фланки в зонах двупарного зацепления соответственно зубьев солнечного колеса и сателлитов;  $\Delta t$  — разношаговость в зоне двупарного зацепления зубьев солнечного колеса или сателлитов;  $T_{ш} = F_{ш} r_{ош}$  — крутящий момент в шлицевом соединении от усилий в шлицевых парах;  $F_{ш} = (\varphi_2 - \varphi_1) r_{ош} C_{ш}$  — усилие от крутящего момента  $T_1$ , передаваемого на приводной вал от

двигателя. По аналогии с зубчатыми колесами принимаем удельную жесткость одной шлицевой пары  $c_{ш} = 16 \text{ кН/мм}^2$ . Тогда жесткость на кручение всего шлицевого соединения составит  $C_{ш} = c_{ш} b_{ш} z_{ш} = 28 \ 160 \text{ кН/мм}$ . Радиус основной окружности шлицевого соединения  $r_{ош} = m_{ш} z_{ш} \cos \alpha_{ош} = 2,5 \cdot 44 \cos 30^\circ = 55 \text{ мм}$ , где  $\alpha_{ош} = 30^\circ$  — угол исходного контура инструмента при нарезании эвольвентных шлицов.

### Определение собственных частот упругой модели редуктора

Для исследования динамики упругой системы необходимо знать ее собственные частоты. Система нелинейная, с переменной жесткостью зубьев колес, однако практика численных исследований таких систем позволяет линеаризовать задачу, принимая вместо переменной жесткости зубьев усредненное значение. В нашем случае, имея аналитическое выражение для жесткости зубьев, среднее значение можем найти интегральным способом:

$$C_{ср} = \int_0^{g_\alpha} C dx = \int_0^{g_\alpha} [C_k + 4(C_o - C_k)(x/g_\alpha) \times (1 - x/g_\alpha)] dx = (2C_o + C_k)\epsilon/3.$$

Видно, что жесткость зацепления зависит от коэффициента  $\epsilon$  перекрытия и пропорциональна ему. Например, в рассматриваемом редукторе при коэффициенте перекрытия  $\epsilon = 1,31$  получим среднеинтегральное значение жесткости в зацеплениях солнечного колеса со всеми тремя сателлитами  $C_{ср} = 543 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}$ .

Таблица 1

#### Собственные частоты

Метод Гаусса, мин <sup>-1</sup>	Численное решение, мин <sup>-1</sup>
5061	4570—5600
8354	7950—8700
20 156	20 000—20 400
29 800	29 730—30 050
34 849	34 800—34 950
39 547	39 500—39 700

Таблица 2

#### Частоты с вибрацией

Численные расчеты, мин <sup>-1</sup>		
558—570	2415—2525	9 607—10 750
655—816	2682—2720	13 130—14 060
848—970	2820—2835	16 585—17 100
997—1030	3430—3500	20 000—25 500
1220—1270	4155—4250	29 325—30 000
1428—1480	4485—4510	35 600
1640—1770	4960—5400	39 600—40 150
1928—1975	6650—6830	59 000
2100—2190	8329—8590	—

Принимая для свободных колебаний упругой системы редуктора без внешнего возбуждения и демпфирования следующие решения:  $\varphi_1 = a_1 \sin(pt)$ ,  $\varphi_2 = a_2 \sin(pt)$ ,  $\varphi_3 = a_3 \sin(pt)$ ,  $\varphi_4 = a_4 \sin(pt)$ ,  $\varphi_5 = a_5 \sin(pt)$ ,  $\varphi_6 = a_6 \sin(pt)$ ,  $\lambda = 0$ ,  $T_{ш} = 0$ ,  $T_z = 0$  и подставляя их в исходную систему дифференциальных уравнений, получим алгебраическую систему линейных уравнений:

$$a_1((r_{o1}^2 C_{ср}) + (r_{ош}^2 C_1) - J_1 p^2) - a_2(r_{ош}^2 C_1) = 0 \text{ — солнечное колесо;}$$

$$-a_1(r_{ош}^2 C_1) + a_2((r_{ош}^2 C_2) - J_2 p^2) - a_3 C_2 = 0 \text{ — шлицевая муфта;}$$

$$-a_2 C_2 + a_3((C_2 + C_3) - J_3 p^2) - a_4 C_3 = 0 \text{ — третий участок вала;}$$

$$-a_3 C_3 + a_4((C_3 + C_4) - J_4 p^2) - a_5 C_4 = 0 \text{ — четвертый участок вала;}$$

$$-a_4 C_4 + a_5((C_4 + C_5) - J_5 p^2) - a_6 C_5 = 0 \text{ — пятый участок вала;}$$

$$-a_5 C_5 + a_6(C_5 - J_6 p^2) = 0 \text{ — шестой участок вала.}$$

Для того чтобы принятые решения действительно имели место, определитель системы алгебраических уравнений должен быть равен нулю.

Последовательно изменяя значения  $p$  и вычисляя методом Гаусса численное значение определителя системы алгебраических уравнений, находим значения собственных частот упругой системы. Полученные результаты приведены в табл. 1. В табл. 2 приведены значения частот с повышенными вибрациями и неустойчивостью движения элементов упругой системы, которые были получены численным решением самих дифференциальных уравнений на ЭВМ при медленном возбуждении упругой системы гармонически переменным крутящим моментом через приводной вал.

Для всех элементов упругой системы приняли коэффициент вязкого демпфирования  $\lambda = 0,05 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ , а жесткость в зацеплениях зубьев постоянной — среднеинтегральной. Получили хорошее совпадение результатов. Это означает, что собственные частоты упругой системы можно определять любым из указанных способов. Среди диапазонов частот, при которых наблюдалась повышенная вибрация, находятся собственные частоты и много других. Эти частоты кратны не только собственным частотам, но и их полуторным значениям, что указывает на проявление параметрических резонансов и параметрической неустойчивости рассматриваемой упругой системы. Необходимо отметить, что значение коэффициента перекрытия зубчатых колес также влияет на собственные частоты упругой системы. В табл. 3 приведены значе-

ния собственных частот вращения редуктора с учетом частоты зацепления зубьев зубчатых колес при интегральных значениях жесткостей зацеплений в зависимости от коэффициентов перекрытия.

Во-первых, видно, что с увеличением перекрытия вследствие увеличения зоны дупарного зацепления суммарные жесткости зацепления возрастают, и собственные частоты упругой системы увеличиваются. Во-вторых, изменение перекрытия зацепления значительно сказывается только на первых двух частотах. Итак, выходит, что собственные частоты упругой системы с зубчатыми колесами можно изменять не только отстройкой элементов самой упругой системы, но и изменением коэффициентов перекрытия в зубчатых колесах. Как показали численные расчеты динамики редуктора, характер вибраций упругой системы существенно зависит от демпфирования. Во-первых, детали редуктора вращаются в довольно вязкой воздушно-масляной среде. Во-вторых, проявляет себя контактно-гидродинамический эффект взаимного "прилипания" зубьев зубчатых колес и шлицов в условиях вибраций. В-третьих, дополнительно демпфируют силы трения в контактах зубьев зубчатых колес при их взаимном скольжении. Для оценки влияния демпфирования на динамику упругой системы значения коэффициентов  $\lambda_i$  демпфирования в условиях крутильных колебаний определяли по выражениям: для солнечного колеса —  $\lambda_1 = 2\lambda D_{02} D_{02}$ ; для шлицевого соединения —  $\lambda_2 = 2\lambda D_{03} D_{03}$ ; а для остальных элементов приводного вала —  $\lambda_i = \lambda d_{n_i} d_{n_i}$ . Здесь:  $D_{02}$  — диаметр основной окружности солнечного колеса;  $D_{03}$  — диаметр основной окружности шлицов вала;  $d_{n_i}$  — наружные диаметры остальных участков приводного вала. Значения коэффициента  $\lambda$  линейного вязкого демпфирования определялись по результатам численных расчетов затухающих колебаний упругой системы редуктора.

Ниже для примера приведены результаты нескольких из многочисленно проведенных расчетов динамики принятой упрощенной упругой модели редуктора. Во всех приведенных случаях частоты вращения, фланки и разношаговость зубьев раз-

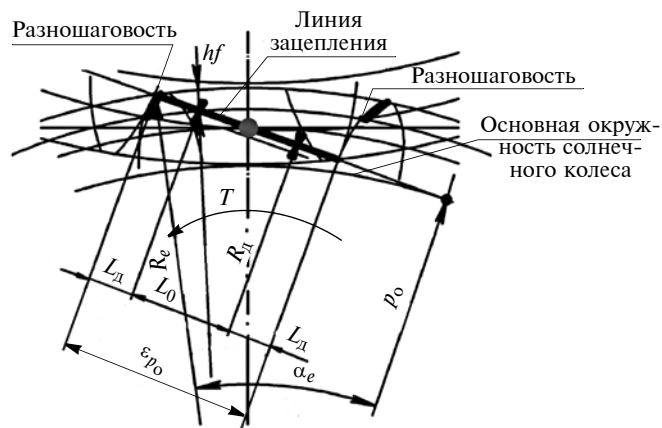


Рис. 3. Схема определения потребной высоты  $h_f$  разношаговости

личные, но коэффициент перекрытия один и тот же —  $\epsilon = 1,31$  (как в исследуемом варианте редуктора). Номинальное значение нормальной нагрузки в зацеплениях зубьев солнечного колеса и каждого сателлита во всех случаях одинаковое —  $F_N = 60$  кН. Зазоры в зацеплениях зубьев зубчатых колес и шлицов почти во всех случаях принимались одинаковыми — 0,2 мм. В случаях, когда упругая система теряла устойчивость, зазоры в зацеплениях принимали равными 0,4 мм. При этом, хотя вибрация и была большой и нерегулярной, с отрывами зубьев в контактах, система все же становилась устойчивой. Коэффициент  $\lambda$  линейного вязкого демпфирования (пропорционален окружной скорости наружных поверхностей элементов упругой системы) принимали равным 0,3 кН · с/м. Только для солнечного колеса и для шлицевого соединения, учитывая возможность гидродинамического "прилипания" зубьев колеса и шлицов в условиях наличия смазки, эти значения увеличивали в 2 раза. Коэффициенты динамичности в условиях параметрической динамики упругой системы определяли как отношение нормальной нагрузки в зацеплениях зубьев в заданной точке профиля зуба солнечного колеса к ее номинальному значению  $F_N = 60$  кН. При определении коэффициента  $K_H$  динамичности (рис. 3) по контактной выносливости, нагрузку на-

Таблица 3

Собственные частоты системы при различных коэффициентах перекрытия

		Коэффициент $\epsilon$ перекрытия зацеплений								
1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9		
Среднеинтегральные значения жесткостей зацеплений $C_{cp}$ , $10^6$ Н · с/рад										
4577,43	499,36	5409,69	5825,82	6241,95	6658,08	7074,21	7490,34	7906,47		
Собственные частоты, $\text{мин}^{-1}$										
4736,9	4899,2	5047,1	5181,7	5304,3	5415,7	5517,1	5609,0	5692,6		
8185,6	8263,5	8346,0	8432,8	8523,9	8619,2	8717,9	8820,3	8925,4		
20 148	20 152	20 155	20 159	20 163	20 167	20 172	20 176	20 180		
29 793	29 796	29 799	29 803	29 806	29 809	29 812	29 816	29 819		
34 845	34 847	34 849	34 851	34 853	34 855	34 857	34 859	34 851		
39 547	39 547	39 547	39 547	39 547	39 547	39 548	39 548	39 548		

ходим в точке профиля зуба солнечного колеса на расстоянии  $0,4L_0$ , где  $L_0 = (2 - \varepsilon)p$  — длина участка однопарного зацепления по линии зацепления. При определении коэффициента  $K_f$  динамичности по изломной выносливости нагрузку определяли в точке профиля зуба солнечного колеса на расстоянии  $0,98L_d$ , где  $L_d = (\varepsilon - 1)p$  — длина участка двухпарного зацепления по линии зацепления. Для контроля разношаговости (фланкирования) в измерительной лаборатории потребуется знать высоту необходимой разношаговости. Согласно рис. 3 длина двухпарного участка активной части линии зацепления  $L_d = (\varepsilon - 1)p_b$ , где  $p_b$  — основной шаг зацепления. Радиус, соответствующий концу двухпарного зацепления,  $R_d = (R_e^2 + L_d^2 - 2R_eL_d\sin(\alpha_e))^{1/2}$ . Тогда радиальная высота разношаговости (фланкирования)  $h_f = (R_e - R_d)$ .

Эта проблема требует дальнейшего исследования и уточнения методом конечных элементов, так как нагрузка по профилю зуба может меняться в процессе вибрации системы, и если отступить от выбранной точки профиля, то действующая нагрузка, а следовательно, и напряжения могут существенно изменяться.

На рис. 4, а, б приведены результаты расчетов вибрации в виде углов  $\varphi$ ; поворота элементов упругой системы и нормальных усилий в зацеплениях зубьев зубчатых колес и шлицов в зависимости от углов поворота приводного вала при частоте вращения  $n = 660 \text{ мин}^{-1}$ . Вибрация регулярная. Во-первых, проявляется частота колебаний зубьев колес и шлицов как модуляция высокочастотных колебаний, также видно, что за период одного зацепления все элементы упругой системы колеблются синхронно с одной и той же высокой частотой, но с несколько разными амплитудами. Наиболее интенсивно колеблются последние элементы упругой системы. За время одного шага зацепления происходит в среднем 7 колебаний, что соответствует  $n = 4620 \text{ мин}^{-1}$ . Это несколько ниже собственных колебаний по первой форме ( $5061,1 \text{ мин}^{-1}$ ). Колебания всех упругих элементов происходят приблизительно с частотой колебаний первой собственной формы. Амплитуды смещений и их уровень больше в зоне однопарного зацепления, чем в зоне двухпарного. За один шаг зацепления нагрузка на профиль зуба резко изменяет свое значение 7 раз. Это затрудняет выбор усилия и места его приложения для расчета зуба на контактную и изломную прочность. При такой же частоте вращения, но с разношаговостью  $\Delta_t = 18,31 \text{ мкм}$  (см. рис. 4, б), вибрация элементов резко уменьшается, но не исчезает совсем. Это связано с тем, что в каждой из областей однопарного и двухпарного зацеплений жесткости зубьев имеют не постоянные значения, а изменяющиеся по параболическим зависимостям, хотя и небольшой амплитуды.

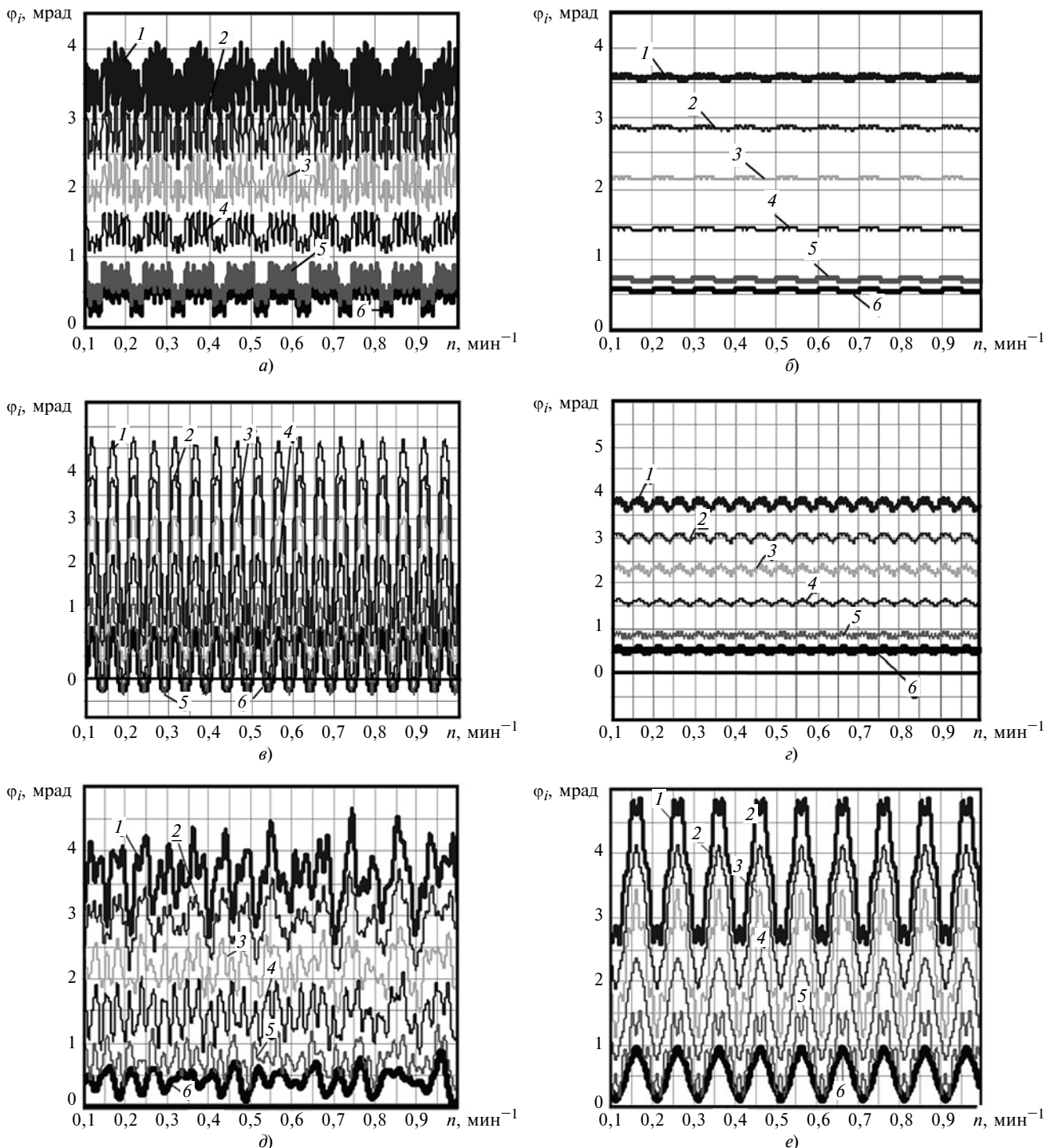
На рис. 4, в и г приведены результаты расчетов вибрации и усилий при частоте вращения приводного вала  $n = 5601,1 \text{ мин}^{-1}$ . Это резонансная частота вращения по первой собственной форме. Оптимальное значение для разношаговости  $\Delta_t = 16 \text{ мкм}$  было найдено после ряда расчетов. Вибрация регулярная, все упругие элементы колеблются синхронно с частотой вибрации зубьев (так называемая зубная частота). Очень слабо проявляют себя высокочастотные колебания с частотой в 5 раз больше зубной, что соответствует промежуточной частоте  $25\ 305 \text{ мин}^{-1}$  между частотами колебаний третьей и четвертой собственных форм упругой системы. Такие колебания сильнее проявляют себя в шлицах. Наиболее интенсивно колеблются последние элементы упругой системы. При отсутствии разношаговости контакты зубьев происходят преимущественно только в областях двухпарного зацепления, области же однопарного зацепления почти не участвуют в передаче усилий. Коэффициенты динамичности для случая отсутствия разношаговости составляют —  $K_H = 0,0$  и  $K_F = 1,93$ . Таким образом, в принятой точке профиля зуба солнечного колеса (немного ниже полюса зацепления) выкрашивания никогда не произойдет при данной частоте вращения приводного вала редуктора. При введении разношаговости  $\Delta_t = 16 \text{ мкм}$  в области двухпарного зацепления вибрация значительно снижается, а усилия в зацеплениях приближаются к номинальному значению, но при этом в области двухпарного зацепления они несколько больше, чем в области однопарного зацепления. Для рассматриваемого случая коэффициенты динамичности составляют  $K_H = 0,97$  и  $K_F = 1,02$ . Введение разношаговости  $\Delta_t = 16 \text{ мкм}$  в рассматриваемом (даже резонансном) случае практически полностью устраняет динамику, и ее можно не учитывать в расчетах на контактную и изломную прочность зубьев зубчатых колес и зубцов шлицов.

На рис. 4, д и е приведены результаты расчетов вибраций и усилий при частоте вращения приводного вала  $n = 10\ 122,2 \text{ мин}^{-1}$ . Это удвоенная резонансная частота вращения по первой собственной форме. При отсутствии разношаговости вибрация очень большая и нерегулярная с преобладанием гармоник зубной частоты. При введении номинальной разношаговости  $18,31 \text{ мкм}$  характер вибраций резко изменяется. Во-первых, они становятся четко регулярными, но по величине остаются приблизительно такими же, как и при отсутствии разношаговости. Во-вторых, и это самое главное, частота вибрации становится ровно в 2 раза меньше частоты зацепления зубьев и равной частоте основного тона  $5061,1 \text{ мин}^{-1}$ , т. е. четко проявляет себя параметрический резонанс, когда возникают вибрации с частотой в 2 раза меньше частоты возбуждения (зубной). Максимальные усилия в зацеплениях зубьев зубчатых колес так же действуют в областях



двупарного зацепления, но только через одно зацепление, а в промежутках между ними зубья совершенно не контактируют в областях двупарного зацепления. Так проявляет себя так называемый в технической литературе параметрический резонанс. Однако упругая система не теряет устойчивости и наоборот ведет себя очень четко и регулярно даже при небольших зазорах в зацеплениях зубьев колес.

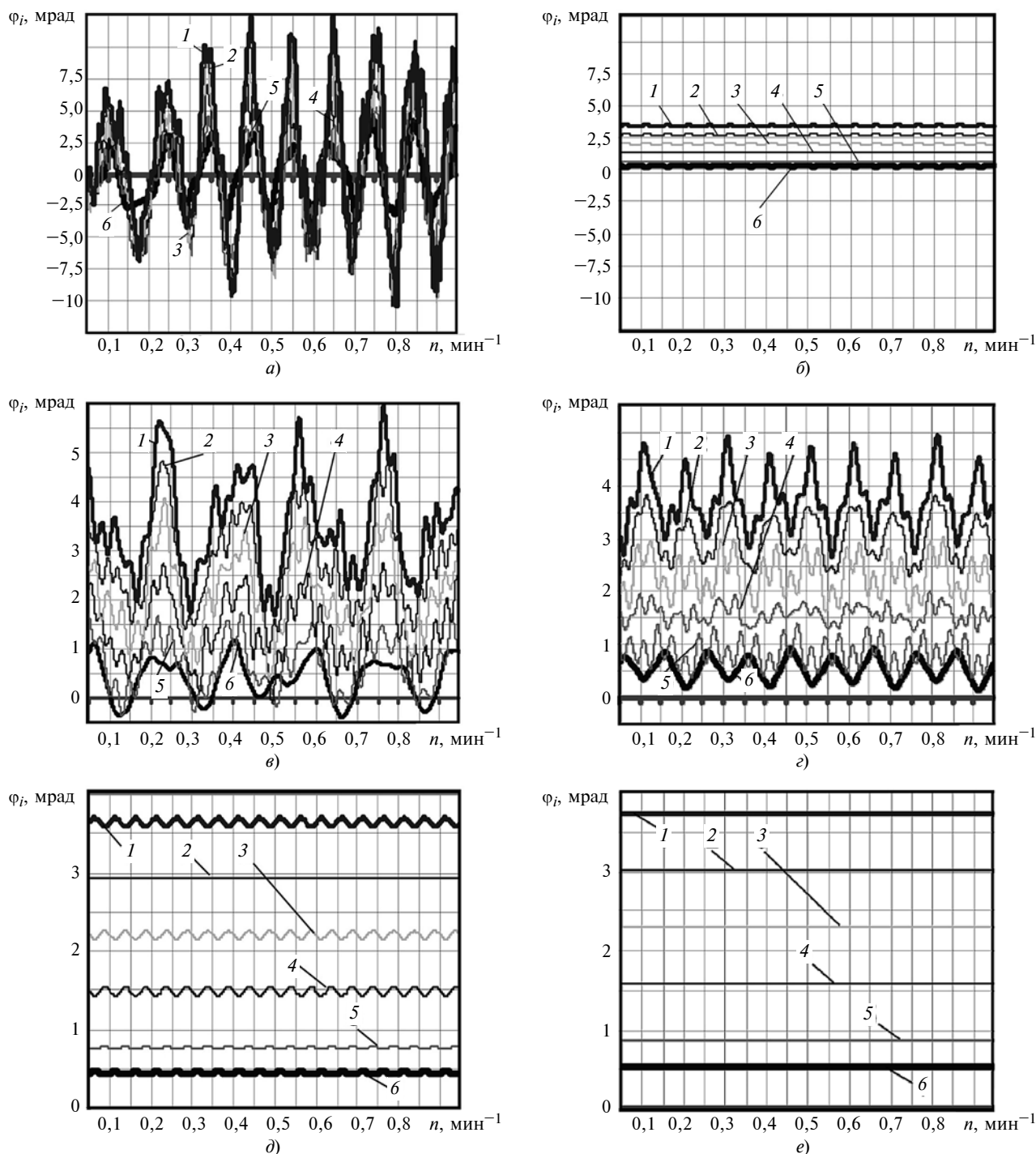
На рис. 5, а и б приведены результаты расчетов вибраций при частоте вращения приводного вала  $n = 8354,4 \text{ мин}^{-1}$ . Это резонансная частота вращения по второй собственной форме. При отсутствии разношаговости (см. рис. 5, а) вибрация очень большая и нерегулярная, с различными гармониками и с контактами профилей зубьев с нерабочих сторон. Контакт зубьев происходит как в зоне од-



**Рис. 4.** Угловые смещения  $\varphi_i$  (кривые 1-6) элементов упругой системы при различных частотах вращения  $n$  и разношаговостях  $\Delta t$ : а и б —  $n = 660 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Delta t = 0$  (а) и  $18,31 \text{ мкм}$  (б); в и г —  $n = 9601,1 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Delta t = 0$  (в) и  $16 \text{ мкм}$  (г); д и е —  $n = 10122,2 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Delta t = 0$  (д) и  $18,31 \text{ мкм}$  (е)

нопарного, так и в зоне дупарного зацепления. Доминирующая частота вибраций несколько меньше частоты первой собственной формы —  $3954 \text{ мин}^{-1}$ . Значительно проявляют себя также и высокочастотные гармоники. При введении разношаговости  $\Delta t = 16 \text{ мкм}$  в области дупарного зацепления вибрация становится небольшой и регулярной, соответствующей зубной частоте, т. е. изменяется не

только интенсивность, но и частота вибрации. При этом в зоне однопарного зацепления усилия на зубья несколько больше, чем в зонах дупарного зацепления. Несмотря на то, что частота вращения вала резонансная, упругая система без разношаговости хотя и имеет большую вибрацию, но устойчивости не теряет даже при зазорах в зубьях зубчатых колес  $0,2 \text{ мм}$ . В рассматриваемом случае можно



**Рис. 5.** Угловые смещения  $\varphi$  (кривые 1–6) элементов упругой системы при различных частотах вращения  $n$  и разношаговостях  $\Delta t$ :  $a$  и  $b$  —  $n = 835,4 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Delta t = 0$  ( $a$ ) и  $16 \text{ мкм}$  ( $b$ );  $в$  и  $г$  —  $n = 16708,8 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Delta t = 0$  ( $в$ ) и  $16 \text{ мкм}$  ( $г$ );  $д$  и  $е$  —  $n = 20156 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\Delta t = 0$  ( $д$ ) и  $16 \text{ мкм}$  ( $е$ )

отметить еще следующее. При фланкировании на  $\Delta_f = 60$  мкм и на  $\Delta_f = 70$  мкм только на зубьях солнечного колеса в упругой системе возбуждаются вибрации половинной гармоникой, а при таком же фланкировании только на зубьях сателлитов возникают регулярные вибрации зубной частоты (первая зубная гармоника). Хотелось бы также отметить, что при фланкировании  $\Delta_f = 18,31$  мкм только на зубьях солнечного колеса кроме доминирующей половинной частоты возникают весьма интенсивные высокочастотные вибрации с частотами приблизительно четвертой и пятой собственных форм.

На рис. 5, в и г приведены результаты расчетов вибраций и усилий при частоте вращения приводного вала  $n = 16\,708,8$  мин<sup>-1</sup>. Это в 2 раза больше резонансной частоты вращения по второй собственной форме. При отсутствии разношаговости (см. рис. 5, в) вибрация элементов упругой системы большая и с доминирующей частотой 4270 мин<sup>-1</sup>, которая меньше зубной приблизительно в 4 раза и несколько меньше частоты первой собственной формы. Вибрации не очень регулярные, но одновременно имеют место и интенсивные высокочастотные вибрации, которые в 1,5 и 2 раза больше зубной, что соответствует приблизительно частоте 24 780 мин<sup>-1</sup> промежуточной между частотами колебаний четвертой и пятой собственных форм. При разношаговости  $\Delta_f = 18,31$  мкм на зубьях солнечного колеса картина приблизительно такая же, но очень нерегулярная. Вибрация не устраняется, только несколько уменьшается. В данном случае разношаговость, наоборот, способствует нерегулярности вибрации.

На рис. 5, д и е приведены результаты расчетов вибрации элементов упругой системы при частоте вращения приводного вала  $n = 20\,156$  мин<sup>-1</sup>. Это резонансная частота вращения по третьей собственной форме. В рассматриваемом случае в отличие от предыдущих случаев картина совершенно другая. Приведенные результаты численного решения дифференциальных уравнений динамики упругой системы почти полностью согласуются с результатами аналитического решения задачи [7] для случая больших частот вращения. Вибрация — небольшая и регулярная, все упругие элементы колеблются синхронно с зубной частотой. При отсутствии разношаговости наблюдается небольшая вибрация с зубной частотой. Распределение же усилий в зацеплениях зубьев происходит пропорционально жесткостям зубьев по линии зацепления. Как и при аналитическом решении задачи [7], в зоне однопарного зацепления действуют нормальные усилия меньше номинального, а в зоне двухпарного зацепления — больше номинального значения (для двух пар зубьев). Поэтому коэффициенты динамичности составляют:  $K_H = 0,80$ ,  $K_F = 1,41$  (для принятого коэффициента перекрытия  $\varepsilon = 1,31$ ). При

этом только несколько увеличивается опасность заедания зубьев в их вершинах.

Введение разношаговости  $\Delta_f = 16$  мкм почти полностью исключает вибрацию и изменения усилий в зонах однопарного и двухпарного зацеплений. Коэффициенты динамичности при этом составляют соответственно  $K_H = 1,01$ ,  $K_F = 1,00$  и  $K_H = 1,05$ ,  $K_F = 0,94$ . Как оказалось, при частотах вращения, превышающих удвоенную частоту, соответствующую колебаниям второй собственной формы, никаких резонансов и неустойчивостей не проявляется ни при частотах вращения, равных собственным частотам, ни при удвоенных частотах вращения. А результаты решений почти полностью совпадают с приведенными выше результатами. При больших частотах вращения введением разношаговости можно распределять усилия в зонах однопарного и двухпарного зацеплений. Вибрация в любых случаях очень мала.

При номинальном значении разношаговости  $\Delta_f = 18,31$  мкм усилия в области однопарного зацепления становятся больше, чем в области двухпарного зацепления, а начиная с  $\Delta_f = 53$  мкм, усилия в области двухпарного зацепления полностью исчезают и зубья контактируют только в области однопарного зацепления. Этим можно пользоваться для увеличения долговечности по прочности изделия, а также для борьбы с заеданием зубьев.

## Выводы

Причиной усталостных повреждений и поломок деталей газотурбинных двигателей с дифференциальным редуктором однопарного зацепления явился параметрический резонанс с частотой возбуждения зубьев солнечного колеса. Возбуждения обусловлены периодической сменой жесткостей в зацеплениях зубьев при однопарном зацеплении. Рабочая частота вращения изделия оказалась в области параметрической неустойчивости его упругой системы. На интенсивность параметрического возбуждения, а следовательно, и шумность изделия значительно влияют величина фланка профилей зубьев солнечного колеса и передаваемая редуктором мощность. С увеличением фланка и передаваемой мощности интенсивность вибрации возрастает. Для уменьшения и даже устранения вибрации при однопарном зацеплении зубчатых колес в упругих системах необходимо применять разношаговость в области двухпарного зацепления. Так как ее оптимальное значение зависит от передаваемой мощности, то для расчета разношаговости нужно принимать наиболее длительный режим работы изделия. При наличии зазоров в зацеплениях зубьев (не менее 0,4 мм) параметрическая неустойчивость не реализуется, несмотря на ее возможность при отсутствии зазоров менее 0,4 мм.

В. С. ВАНАЕВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vvanaev@mail.ru

## Испытания отбойных молотков (становление стендовой методики)

Исследовано развитие комплексного определения параметров отбойных молотков при стендовых испытаниях. Рассмотрено современное обеспечение испытаний отбойных молотков с целью определения их энергетических, вибрационных и шумовых показателей. Даны описания универсального стенда СОРП и измерительного комплекса УИПУ.

**Ключевые слова:** отбойный молоток, стенд, испытания, объект обработки, энергетические показатели, энергия удара, динамические показатели.

Development of complex determination of parameters of jackhammers at bench tests is studied. The modern support of tests of jackhammers for the purpose of definition of their energy, vibration and noise indicators is considered. Descriptions of the SORP universal bench and UIPU measuring complex are given.

**Keywords:** jackhammer, bench, tests, processing object, energy indicators, impact energy, dynamic indicators.

В июльском номере журнала "Вестник машиностроения" за 2018 год [1, 2] опубликована статья "Анализ методики испытаний электрических машин с целью определения энергии удара". В статье упомянуты установка УИПУ-4М и стенд СОРП для испытания отбойных молотков, но не приведена

достаточная информация о них. Это делает целесообразным краткое рассмотрение основных этапов развития методики испытания отбойных молотков с целью оценки их технических характеристик.

Структуру модели "оператор — машина — объект обработки" (ОМО) можно представить в виде схемы, приведенной на рис. 1.

Связь оператора с отбойным молотком характеризуется динамическими параметрами, которые определяются физическими характеристиками человека-оператора и вибросиловыми характеристиками отбойного молотка. Взаимодействие отбойного молотка с объектом обработки определяется энергией удара инструмента машины и реологическими свойствами объекта обработки. Параметры этих двух групп следует определять одновременно и в одних и тех же условиях. ГОСТ 16844—93 [3] дает следующие рекомендации по выбору оператора и объекта обработки: в качестве оператора-испытателя предпочтительно использовать имита-



Рис. 1. Схема структурной модели ОМО

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

Долговечность по выкрашиванию и изломной прочности зубьев, а также возможность их заедания можно регулировать с помощью коэффициентов перекрытия. Кроме того, изменяя коэффициент перекрытия и тем самым изменяя собственные частоты упругой системы, можно отстраиваться от резонансов.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Курушин М. И., Balyakin V., Kurushin A. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия СНЦ РАН. 2014. Т. 16. № 4. С. 152—158.
2. Ericson T. M., Parker R. G. Experimental measurement of the effects of torque on the dynamic behavior and

system parameters of planetary gears // Mechanism and Machine Theory. 2014. V. 74. P. 370—389.

3. Lin J., Parker R. G. Planetary Gear Parametric Instability Caused by Mesh Stiffness Variation // Journal of Sound and Vibration. 2002. V. 249. P. 129—145.

4. Cheon-Jae Bahk, Parker R. G. Analytical investigation of tooth profile modification effects on planetary gear dynamics // Mechanism and Machine Theory. 2013. V. 70. P. 298—319.

5. Kurushin M., Balyakin V., Ossiala V. Investigation of the Dynamics of Gear Systems with Consideration of a Pinion Support Flexibility // Procedia Engineering. 2017. V. 176. P. 25—36.

6. Курушин М. И., Балякин В. Б., Оссиала В. Б. Исследование жесткости зубьев двух- и трехпарного зацепления // Известия СНЦ РАН. 2016. Т. 18. № 4 (6). С. 1013—1020.

7. Kurushin M., Balyakin V., Kurushin S. Methods of controlling vibration in elastic systems with gear // Procedia Engineering. 2015. V. 106. P. 192—201.

тор человека-оператора, а в качестве объектов обработки целесообразно применять имитаторы этих объектов.

С 1950-х годов в СССР проводились исследования отбойных молотков на специальных стендах. Один из первых таких стендов, известный в литературе как "Универсальный стенд для исследования пневматических машин ударного действия", был сконструирован в лаборатории ИГД Западно-сибирского филиала АН СССР, возглавляемой Б. В. Суднишниковым. На стенде записывались диаграммы давления воздуха в цилиндре пневматического молотка и диаграммы пути ударника для определения числа ударов и работы единичного удара. Исследователи старались воспроизвести на стенде условия испытания, близкие к реальным.

На рис. 2 представлена схема стенда Б. В. Суднишникова [4] с установленным на нем бурильным молотком. На левой колонке 1 смонтировано пневматическое устройство 2 для крепления отбойного молотка 3 и нажима на рукоятку, а также направляющая 4 для рабочего инструмента 5 молотка. Опора 6 барабана 7 смонтирована на правой колонке 8, где установлен стол 9. На столе установлены барабан 7 для фотозаписи, электропривод, кожух 10 с автоматическим фотозатвором и фонарь-осветитель 11. Эти приспособления опирались на кольца 12. Пневматический молоток 3, опиравшийся на рабочий инструмент 5, крепился на штоке 13 поршня нажимного устройства. На молотке крепились

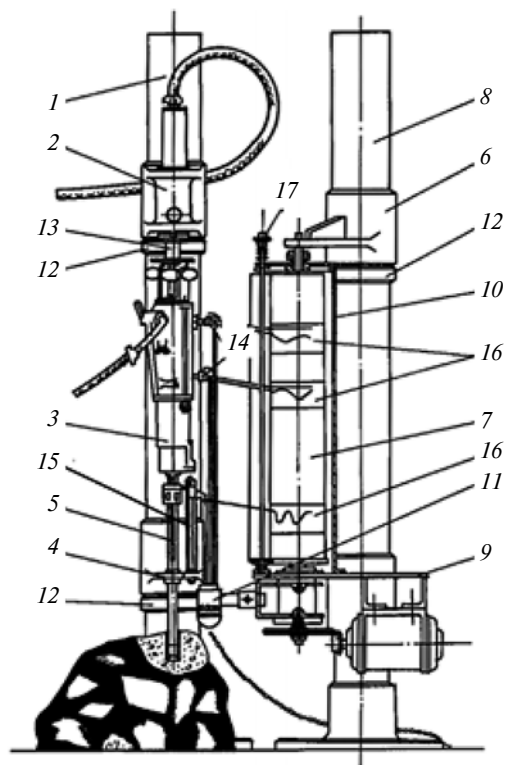


Рис. 2. Стенд Б. В. Суднишникова

оптико-механические индикаторы 14. При испытании бурильных молотков в направляющей 4 крепилось приспособление 15 для записи пути ударника. При испытании отбойного молотка исследование проводилось без записи движения ударника. При записи диаграмм давления параллельный пучок света, направленный вдоль молотка, отразившись от двойных зеркальных систем индикаторов 14 и приспособления 15, падал на фотопленку 16, закрепленную в кассетах на равномерно вращающемся барабане 7 и записывал кривые давления, пути, а также нулевые линии. Фотозатвор, автоматически открывавшийся на время одного оборота барабана, включался нажатием на кнопку 17.

В соответствии с публикацией [5] работа единичного удара инструмента отбойного молотка в этом случае определялась по формуле

$$e = 0,5 \left[ \int_0^t p_y dt \right]^2 m^{-1} - \int_0^s F ds, \quad (1)$$

где  $e$  — энергия удара;  $f$  — площадь поперечного сечения ударника;  $p_y$  — давление сжатого воздуха, действующее на ударник;  $t$  — время прямого хода ударника;  $m$  — масса ударника;  $s$  — длина прямого хода ударника;  $F$  — сила сопротивления движению ударника при его прямом ходе.

Вторым членом уравнения (1) пренебрегали, так как измерить силу сопротивления движению ударника было невозможно. На стенде Б. В. Суднишникова человек-оператор представлен имитатором, назначение которого сводилось к фиксации отбойного молотка в вертикальном положении и обеспечению усилия нажатия инструмента молотка на обрабатываемый объект. В качестве обрабатываемого объекта использовался натуральный образец, что приводило к большим проблемам при проведении исследований. Этот недостаток был учтен создателями следующих поколений испытательных стендов.

Одним из таких стендов был работомер Ф. И. Русетского (рис. 3), предназначенный для контроля энергии удара пневматических молотков [6]. На станине 1 располагался щит 2 с измерительной аппаратурой. По направляющим станины перемещался кронштейн 3. На кронштейне размещалось пневматическое нажимное устройство 4, шток которого был снабжен зажимом 5 для крепления рукоятки молотка. Удары бойка испытуемого молотка передавались скалке 6, сжатой двумя чугунными колодками 7. Колодки сжимались гидравлическим прессом, поршень 8 которого передавал давление на колодки через шток 9. С помощью поршня 10 скалка поднималась в исходное положение. В полость 11 поступало масло из устройства, смонтированного отдельно от стенда.

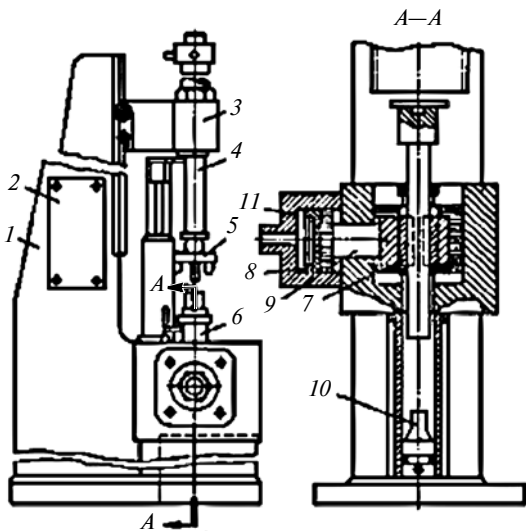


Рис. 3. Стенд Ф. И. Русетского

Работа на стенде осуществлялась следующим образом. Отбойный молоток (на рис. 3 не указан) устанавливался на специальную обжимку, нижний конец которой помещался на скалке 6. Нажимное устройство 4 обеспечивало усилие нажатия на молоток, рукоятка которого была зафиксирована зажимом 5. Под действием ударов бойка скалка, сжатая гидропрессом, постепенно опускалась. Когда скалка достигала нижнего положения, молоток автоматически выключался. Начальное и конечное положения скалки фиксировались. По времени прохождения скалкой этого расстояния судили о мощности молотка. Тарировка стенда осуществлялась посредством многократного сбрасывания груза с определенной высоты. Груз сбрасывали до тех пор, пока скалка не достигала нижнего положения. Работу, затраченную на перемещение скалки, определяли по формуле

$$\Sigma A = nG\left(H + \frac{\Sigma \Delta H}{2}\right) - \Sigma a,$$

где  $n$  — число сбрасываний для продвижения скалки на полную длину;  $G$  — вес сбрасываемого груза;  $H$  — начальная высота сбрасывания;  $\Delta h$  — перемещение скалки за один удар;  $a$  — потеря энергии при ударе.

Потерю энергии при ударе определяли по формуле

$$a = \frac{G(H + \Delta h)(1 - k^2)}{\frac{m}{M} + 1},$$

где  $k$  — коэффициент передачи энергии;  $m$  — масса сбрасываемого груза;  $M$  — масса скалки.

Искомая средняя работа удара молотка трактовалась как работа, затраченная на перемещение скалки за один удар.

В 1948 г. в СССР было зарегистрировано авторское свидетельство № 81662 на изобретение С. И. Доброборского "Устройство для испытания ударных ручных пневматических машин". Автор предлагал испытывать ручные пневматические машины ударного действия с целью определения их рабочих параметров. Работа, совершаемая испытуемым молотком, определялась величиной перемещения измерительного поршня в цилиндре при наличии давления воздуха под поршнем.

Схема устройства приведена на рис. 4. Испытуемый молоток (на рис. 4 не показан) устанавливался на оправку 1, которая была жестко соединена с поршнем 2 цилиндра 3. Сжатый воздух подавался в цилиндр через редуктор 4, который поддерживал в цилиндре (под поршнем) постоянное давление, контролируемое манометром 5. Амплитуду колебания поршня 2 под действием бойка инструмента измеряли с помощью контактной головки с электродноконтактным щупом 6, перемещавшимся вертикально при повороте вручную рычага 7. Положение щупа 6 регулировали микровинтом 8 так, чтобы положение рычага 7 на нулевом делении шкалы 9 соответствовало касанию щупа 6 с наконечником 10 поршня 2 при его верхнем положении. В момент касания замыкалась электрическая цепь (показана штриховыми линиями) с аккумулятором 11 и загоралась сигнальная неоновая лампа 12. Рычаг 7 под действием пружины 13 занимал вертикальное положение (как показано на чертеже), а щуп 6 отодвигался от наконечника 10 на расстояние большее, чем максимально возможное перемещение наконечника от удара бойка инструмента. Каждое деление шкалы 9 прибора соответствовало одному миллиметру вертикального перемещения щупа 6. При

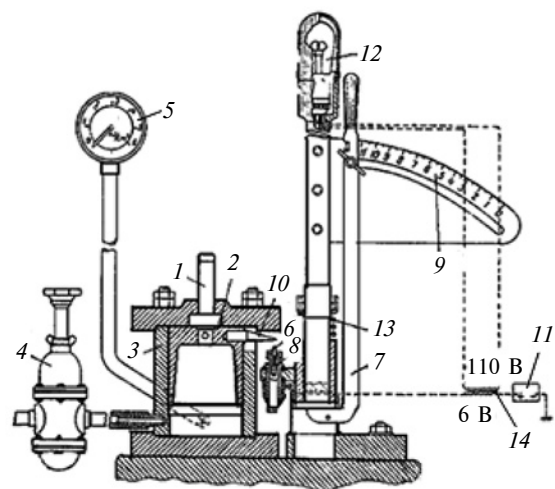


Рис. 4. Устройство по А. с. № 81662 СССР

включении отбойного молотка наконечник 10 вместе с поршнем 2 совершал возвратно-поступательное движение определенной амплитуды. При повороте вручную рычага 7 по часовой стрелке и определенном положении его на шкале 9 колеблющийся наконечник 10 касался щупа 6. При этом электрическая цепь периодически замыкалась с одновременным зажиганием сигнальной лампы 12. Во избежание искрения и подгорания контакта, а также с целью безопасности работы первичная цепь, питаемая аккумулятором 11, имела напряжение 6 В, а вторичная цепь сигнальной лампы 12 имела напряжение 110 В, повышенное трансформатором 14.

Это устройство решало проблему имитации обрабатываемого объекта еще одним оригинальным способом [5]. Работа сжатия воздуха в замкнутом объеме определялась зависимостью

$$E = \int_{V_1}^{V_2} p dV,$$

где  $V_1$  и  $V_2$  — объемы рабочей камеры работомера до и после перемещения поршня под действием удара;  $p$  — текущее давление сжатого воздуха.

С учетом политропической зависимости между давлением  $p$  и объемом  $V$  сжатого воздуха в рабочей камере была предложена формула

$$h = H \left\{ \frac{1}{1 - \left[ \frac{E(n-1)}{p_1 S H} + 1 \right]^{\frac{1}{n-1}}} \right\},$$

где  $h$  — перемещение поршня работомера под действием удара;  $H$  — первоначальная высота рабочей камеры;  $E$  — работа удара;  $n$  — показатель политропы ( $n = 1,25 \div 1,35$ );  $p_1$  — первоначальное давление сжатого воздуха в рабочей камере;  $S$  — площадь поперечного сечения поршня.

На базе этого изобретения различными организациями была создана целая серия стендов. Конструкция первого стенда из этой серии принадлежала автору изобретения С. И. Доброборскому. В литературе этот стенд известен как ЭРД-3 (экспериментальный работомер Доброборского) [6]. Стенд (рис. 5) состоял из основания 1, на кронштейне 2 которого был укреплен силовой пневмоцилиндр 3, создававший усилие нажатия на рукоятку 4 молотка. На том же основании 1 установлен цилиндр 5 с поршнем 6. Поршень постоянно прижимался к крышке 7 сжатым воздухом, поступавшим через трубу 8 и редукционный клапан 9 с манометром 10. Ход поршня вверх ограничивался крышкой 7, на которой закреплялась обжимка 11. Удары бойка мо-

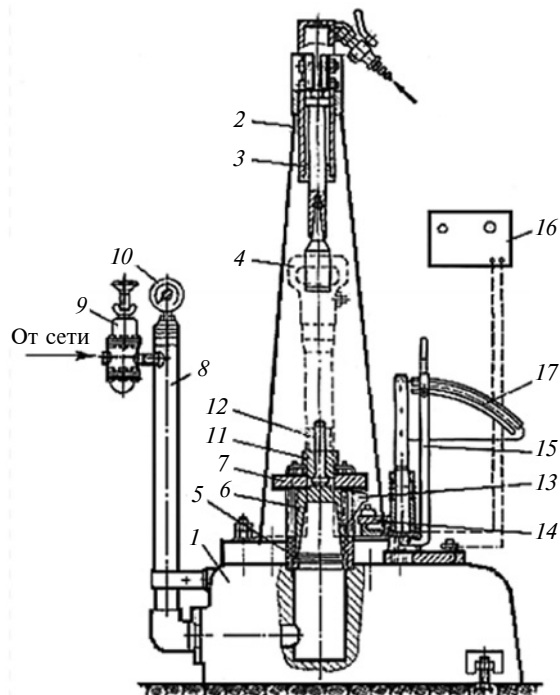


Рис. 5. Стенд ЭРД-3 С. И. Доброборского

лотка передавались поршню через оправку 12. На поршне находилась фигурная шпонка 13 с выступом, который при перемещении поршня ударами бойка касался контактного устройства 14. Положение контактного устройства регулировалось рычагом 15. Факт касания выступа шпонки с контактным устройством определялся загоранием сигнальной лампочки электронного индикатора 16. На шкале 17 фиксировалась величина энергии удара молотка.

Что общего между стендами Б. В. Суднишникова, Ф. И. Русетского и С. И. Доброборского? Все они имели одинаковый узел нажатия, имитирующий оператора, посредством пневматического нажимного устройства. Различие между стендами состояло в конструктивном решении элемента объекта обработки в структурной модели ОМО. При этом на стенде Б. В. Суднишникова работа молотка производилась по реальному образцу. В стенде Ф. И. Русетского впервые использовался скальчатый фрикционный поглотитель ударной энергии, а в стенде С. И. Доброборского — устройство в виде пневматического аккумулятора ударной энергии.

До середины 1960-х годов стенды для испытания отбойных молотков использовались только для определения их энергетических характеристик: мощности, энергии единичного удара, частоты ударов и рабочих параметров встроенного двигателя. В 1966 г. впервые вышел нормативный документ СН626—66 "Санитарные нормы и правила при работе с инструментами, механизмами и оборудо-

ванием, создающими вибрации, передаваемые на руки работающих". С этого момента на машиностроительных предприятиях начинается кампания по созданию стендов для определения вибрационных параметров ручных машин. Впервые теоретические предпосылки по определению вибрационных характеристик ручных машин в стендовых условиях были предприняты в Ленинградском институте охраны труда (ЛИОТ) Г. С. Вильнером [7]. По его мнению, для объективного измерения параметров молотка конструкция испытательного стенда должна быть такой, чтобы колебания молотка, работающего на стенде, были идентичны колебаниям молотка в руках рабочего. В соответствии с этими требованиями Г. С. Вильнер разработал стенд ЛИОТ, показанный на рис. 6. На стойке 1 с обоих боков были укреплены направляющие 2 и 3 для установки датчиков смещения. Вверху к стойке был присоединен кронштейн 4, две втулки 5 которого служили направляющими для штока 6. Верхний конец штока имел резьбу. При вращении маховика 7 шток перемещался по вертикали во втулке 5. На нижнем конце штока штифтом 8 удерживалась направляющая втулка 9, соединенная с захватом 10. На втулке 9 помещалась цилиндрическая пружина 11, на которой лежал груз 12 массой 20 кг. Внутри втулки 9 и груза 12 были установлены шариковые подшипники. Испытуемый молоток 13 ставили

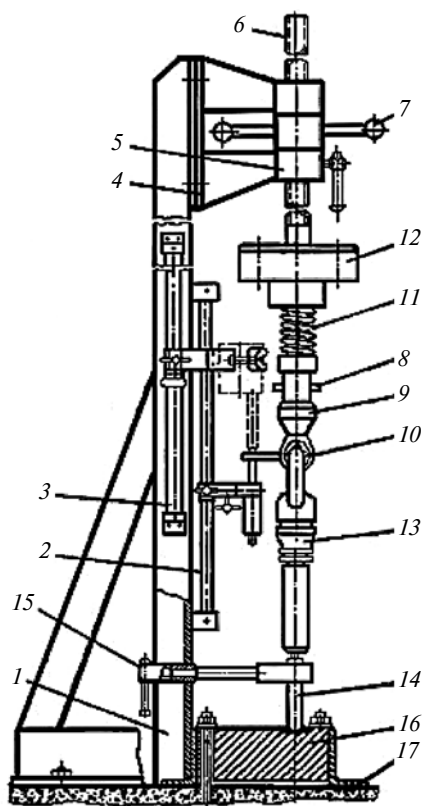


Рис. 6. Стенд Г. С. Вильнера ЛИОТ

на инструмент 14 со сферической рабочей частью. Соосность штока, молотка и инструмента выдерживалась с помощью направляющей 15. Удары молотка воспринимала стальная плита 16. Эта плита и стойка 1 были соединены болтами с фундаментом 17.

Г. С. Вильнер впервые в практике стендовых испытаний ручных ударных машин показал, что комбинация жесткостей пружин и масс обеспечивает достаточно близкое совпадение спектра вибрации молотка, работающего на стенде и в руках человека. Согласно результатам, полученным Г. С. Вильнером, этого совпадения можно достичь при усилии нажатия 200 Н и испытании по жесткой среде с помощью пружинно-массовой комбинации, состоящей из груза массой 2 кг, укрепленного на рукоятке молотка, пружины жесткостью  $(1,0 \div 1,1)10^4$  Н/м и свободно качающегося на пружине груза массой 18 кг. Эту пружинно-массовую комбинацию Г. С. Вильнер принял в качестве нажимного устройства. Собственная частота колебаний такого нажимного механизма составляет

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{M_2}} \approx 4 \text{ Гц},$$

где  $C$  — жесткость пружины, кг/см;  $M_2$  — масса, качающаяся на пружине, Н;  $f$  — частота, Гц.

Надо отметить, что динамические свойства и частотные характеристики тела человека в это время интересовали многих наших ученых-исследователей. За рубежом этой проблемой активно занимались Д. Дикман, Ф. Кун, Р. Коэрман, Д. Рейнольдс, Т. Мива и др.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ямпольский Д. З., Ванаев В. С. Анализ методики испытаний электрических машин с целью определения энергии удара // Вестник машиностроения. 2018. № 7. С. 47–54.
2. Yampol'skii D. Z., Vanaev V. S. Test Methods for Power Tools // Russian Engineering Research. V. 38. 2018. N. 10. P. 761–768.
3. ГОСТ 16844–93. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Требования к испытаниям механических молотков. М.: Стандартиформ, 2006. 12 с.
4. Родионов Г. В. О классификации машин ударного действия // Сб. "Машины ударного действия". Новосибирск: ЗСФ АН СССР, 1953. С. 53–73.
5. Гоппен А. А., Блинов Б. И. Методы и средства испытания ручных машин ударного действия // Обзорная информация. Сер. 10. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1983. Вып. 1. 53 с.
6. Горбунов В. Ф. и др. Ручные пневматические молотки. М.: Машиностроение, 1967. 184 с.
7. Вильнер Г. С. Стенд и аппаратура для виброиспытаний пневматических рубильных молотков // Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС. 1964. Вып. 1 (27). М.: Изд-во ВЦСПС. Профиздат, 1964. С. 106–116.



А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

## Минимизация объема испытаний на надежность разрабатываемых машин учетом функций надежности для отдельных видов отказов

Изложен метод минимизации объема испытаний на надежность для невосстанавливаемых машин на этапе их разработки увеличением времени испытаний и применением форсированных режимов.

**Ключевые слова:** испытания, деградационный отказ, надежность, параметры рассеяния, случайные величины.

A method of minimizing the volume of reliability tests for non-recoverable machines at the stage of their development by increasing the test time and using forced modes is described.

**Keywords:** tests, degradation failure, reliability, scattering parameters, random variables.

В данной статье излагается метод минимизации объема испытаний на надежность для невосстанавливаемых машин на стадии их разработки, обоснованию которого были посвящены работы автора [1, 2]. Метод минимизации объема испытаний на надежность для восстанавливаемых машин на стадии их разработки был приведен в работе [1].

Согласно ГОСТ 27.002—2015 "Надежность в технике. Термины и определения" нормируемым показателем безотказности невосстанавливаемого объекта (надежности в узком смысле) является вероятность  $P(t)$  безотказной работы в течение назначенного ресурса  $t$ . Обеспечение надежности подтверждают результаты испытаний: нормируемый показатель  $P(t)$  надежности объекта должен быть не ниже его нижней границы  $P_H(t)$  с доверительной вероятностью  $\alpha$ .

При оценке нижней границы вероятности безотказной работы используют биномиальное распределение, при котором  $P_H(t)$  является решением уравнения

$$\sum_{i=0}^n \frac{N!}{i!(N-i)!} P_H^{(N-i)}(t) [1 - P_H(t)]^i = 1 - \alpha. \quad (1)$$

Если испытания безотказные ( $n = 0$ ), то уравнение (1) принимает вид:

$$P_H(t) = \sqrt[n]{1 - \alpha}. \quad (2)$$

На стадии испытаний опытных образцов целесообразно обеспечивать надежность объекта доводкой по надежности конструктивных исполнений его узлов и деталей, контролируя невозможность

отдельных видов их отказов. В этом случае, если число возможных отказов объекта составляет  $w$ , то нижняя доверительная граница  $P_H(t)$  вероятности его безотказной работы в предположении, что отказы разных возможных видов независимы друг от друга, может быть рассчитана при безотказных результатах испытаний по формуле

$$P_H(t) = \min[P_{H1}(t), \dots, P_{Hj}(t), \dots, P_{Hw}(t)], \quad (3)$$

где  $\min[P_{H1}(t), \dots, P_{Hj}(t), \dots, P_{Hw}(t)]$  — минимальная из нижних границ  $P_{H1}(t), \dots, P_{Hj}(t), \dots, P_{Hw}(t)$  вероятностей отсутствия отказов по  $w$  возможным их видам.

Чтобы следить за эффективностью мероприятий по обеспечению надежности, проводимых в процессе отработки конструкции, желательно оценивать, хотя бы грубо, значение нижней границы вероятности безотказной работы машины по результатам испытаний при наличии отказов. Для этого пригодна формула [1]:

$$P_H(t) \approx \min[P_{H1}(t), \dots, P_{Hj}(t), \dots, P_{Hw}(t)] \times \frac{P_1(t) \times \dots \times P_j(t) \times \dots \times P_w(t)}{\min[P_1(t), \dots, P_j(t), \dots, P_w(t)]},$$

где  $\min[P_1(t), \dots, P_j(t), \dots, P_w(t)]$  — наименьшая из точечных оценок  $P_1(t), \dots, P_j(t), \dots, P_w(t)$ ;  $P_j(t) = 1 - n_j/N_j$  — точечная оценка;  $n_j$  — число отказов  $j$ -го вида у  $N_j$  испытанных изделий.

Если рассматривать в качестве объектов машины, которые перед сдачей в эксплуатацию обычно подвергаются приработке, то основной причиной их выхода из строя в эксплуатации являются деградационные отказы. Для описания деградационных отказов чаще всего используют функции  $F(x)$  распределения случайной величины  $X$  — нормальную, логарифмически нормальную и Вейбулла (функция распределения характеризует вероятность события  $X < x$ , где  $x$  — некоторая текущая переменная).

В качестве характеристики рассеяния случайной величины при нормальном ее распределении часто используют коэффициент вариации — отношение среднего квадратического отклонения  $S_x$  случайной величины  $X$  к ее среднему значению  $x_0$ :

$$v(x) = S_x/x_0.$$

Если рассматривать вместо функции  $F(x)$  нормального распределения функцию  $F_0(ux)$ , математическое ожидание которой равно нулю, а среднее

Таблица 1

Нормальная функция распределения случайной величины с математическим ожиданием 0 и средним квадратическим отклонением 1

$u_p$	$F_0(u_p)$	$u_p$	$F_0(u_p)$	$u_p$	$F_0(u_p)$	$u_p$	$F_0(u_p)$
0,000	0,5000	0,842	0,8000	1,800	0,9641	2,652	0,996
0,100	0,5398	0,900	0,8159	1,881	0,9700	2,700	0,9965
0,126	0,5500	1,000	0,8413	2,000	0,9772	2,748	0,9970
0,200	0,5793	1,036	0,8500	2,054	0,9800	2,800	0,9974
0,253	0,600	1,100	0,8643	2,100	0,9821	2,878	0,9980
0,300	0,6179	1,200	0,8849	2,170	0,985	2,900	0,9981
0,385	0,6500	1,282	0,9000	2,200	0,9861	3,000	0,9987
0,400	0,6554	1,300	0,9032	2,300	0,9893	3,090	0,9990
0,500	0,6915	1,400	0,9192	2,326	0,9900	3,291	0,9995
0,524	0,700	1,500	0,9332	2,400	0,9918	3,500	0,9998
0,600	0,7257	1,600	0,9452	2,409	0,9920	3,719	0,9999
0,674	0,7500	1,645	0,9500	2,500	0,9938	3,890	0,9999
0,700	0,7580	1,700	0,9554	2,576	0,9950	3,891	1,0000
0,800	0,7881	1,751	0,9600	2,600	0,9953	4,000	1,0000

квадратическое отклонение — единице, то она будет зависеть от одного параметра  $u_p$ , называемого квантилью нормального распределения. Функция  $F_0(u_p)$  приведена в табл. 1. Чтобы от функции  $F(x)$  перейти к функции  $F_0(u_p)$ , необходимо сделать подстановку

$$u_p = \frac{x - x_0}{S} \quad (4)$$

Из формулы (4) следует, что квантиль нормального распределения — это разность значений случайной величины и ее математического ожидания в долях среднего квадратического отклонения.

В теории надежности пользуются функциями  $P(x)$  надежности, которые связаны с функциями  $F(x)$  распределения выражением

$$P(x) = 1 - F(x).$$

При пересчете оценок с большего времени  $t_n$  испытаний на меньшее — заданный ресурс  $t$ , можно пользоваться функциями надежности для отдельных видов отказов (табл. 2) и характеристиками рассеяния ресурса, установленными обобщением статистических данных по отказам [2].

Как правило, ресурс машины зависит от уровня возникающих в деталях напряжений, температуры ее узлов и других факторов. Если характер этой зависимости изучен, то длительность испытаний можно сократить в  $k_y$  раз с времени  $t_n$  до времени  $t_{cp}$  форсированием их режима:

$$k_y = t_{cp}/t_{cp.ф},$$

где  $k_y$  — коэффициент ускорения;  $t_{cp}$ ,  $t_{cp.ф}$  — средние наработки до отказа в нормальном и форсированном режимах.

Значения  $k_y$  вычисляют по зависимостям [1], связывающим ресурс с форсирующими факторами. Знание функций надежности для отдельных видов

отказов и характеристик их рассеяния позволяет предложить формулы (табл. 3) для пересчета оценок вероятности отсутствия отказа с времени  $t_n$  испытаний на назначенный ресурс  $t$ .

В табл. 3 введены обозначения:  $v_t$  — коэффициент вариации ресурса;  $P(t_n)$  — вероятность отсутствия отказов в течение времени испытаний;  $u_{pн}$  — квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности  $P(t_n)$ ;  $t_{ф}$  — время испытаний, режим которых может быть или номинальным, или форсированным.

Для отказов, не связанных с выработкой ресурса (заклинивание вследствие температурных деформаций, хрупкое разрушение детали при отрицательной температуре и др.), сокращения объема испытаний следует добиваться выявлением запаса по определяющему работоспособность параметру (температуре и др.), проводя испытания в форсированном по этому параметру режиме. При этом оказываются достаточными краткосрочные испытания. Соотношение между предельным  $x_{пр}$  и действующим  $x_d$

Таблица 2

Функции надежности для отдельных видов отказов и характеристики рассеяния ресурса

Функция надежности и характеристика рассеяния ресурса	Вид отказа	Характеристика рассеяния ресурса при вращающемся моменте на валу, Н · м	
		до 0,2	свыше 0,2
Нормальная, $v(t)$	Предельный износ деталей	0,40	0,30
	Предельный износ щеток электрических машин	0,40	0,35
	Короткое замыкание в обмотках электродвигателей	0,80	0,40
	Усталостное разрушение резины	0,40	0,40
Логарифмически нормальная, $S_{lgr}$	Усталостные разрушения металлических деталей	0,30	0,30
	Отказы вследствие ползучести материалов	0,30	0,30
	По старению жидкого смазочного материала, пропитывающего металлокерамические подшипники скольжения	0,40	0,40
	По старению пластичного смазочного материала подшипников качения	0,40	0,33
	Эрозии электрических контактов	0,40	0,40
Вейбулла, $M$	Усталостные повреждения подшипников, изготовленных из обычной подшипниковой закаленной стали	1,10	
	Усталостные повреждения подшипников, изготовленных из стали, выплавленной с помощью метода вакуумной дегазации или в вакууме	1,50	

Таблица 3

## Формулы для пересчета

Функция надежности или зависимость	Формула
Нормальная для ресурса	$u_P = \frac{(t - t_{и})}{v_{t_{и}}} + \frac{u_{P_{и}} t}{k_y t_{ф}}$
Логарифмически нормальная для ресурса	$u_P = \frac{\lg t - \lg(k_y t_{ф})}{S_{\lg t}} + u_{P_{и}}$
Вейбулла для ресурса	$\ln[P(t)] = \left(\frac{t}{k_y t_{ф}}\right)^M \ln[P(t_{и})]$
Нормальная для параметра, определяющего работоспособность	$u_P = \frac{x_d - x_{д.ф}}{S_x} + u_{P_{и}}$
Линейное изменение во времени параметра, определяющего работоспособность	$t_i = t_{ф} \frac{x_{н.i} - x_{пред.i}}{x_{н.i} - x_i}$

значениями параметра в предположении их нормальных распределений, приведенное в работе [2], позволяет получить формулу пересчета параметра  $x$  с форсированного режима на номинальный (см. табл. 3), где  $S_x = (S_{пр}^2 + S_{д}^2)^{0,5}$ ;  $S_{пр}$ ,  $S_{д}$  — средние квадратические отклонения параметров  $x_{пр}$ ,  $x_{д}$ ;  $x_{0пр}$ ,  $x_{0д}$  — средние значения параметров  $x_{пр}$ ,  $x_{д}$ .

Если параметр измерен перед испытаниями ( $x_{нi}$ ) и после их окончания ( $x_i$ ) и, кроме того, известно предельное значение  $x_{пред.i}$  параметра, то ресурс  $t_i$  по  $i$ -му возможному виду отказа можно прогнозировать (см. табл. 3) в предположении линейного изменения этого параметра во времени [1].

**П р и м е р.** Машина с вращающим моментом на валу более  $0,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$  предназначена для работы в диапазоне температур  $\theta$  от  $+20$  до  $-40$  °С. Она отличается от прототипов, зарекомендовавших себя безотказными, тем, что ее подшипниковые щиты изготовлены из алюминия, а в подшипники заложен пластичный смазочный материал иного типа. В машине установлены шарикоподшипники 7А180506 (допуск на величину начального радиального зазора  $\Delta\delta = 14$  мкм), имеющие внутренний диаметр 30 мм (допуск на внутренний диаметр подшипника  $\Delta_{вн} = 12$  мкм) и наружный диаметр 62 мм (допуск на наружный диаметр подшипника  $\Delta_{нар} = 13$  мкм). Вал под подшипник обработан с допуском  $k6$  (допуск  $T_d = 13$  мкм), а отверстие в подшипниковом щите выполнено с допуском  $H7$  (допуск  $T_D = 21$  мкм). Коэффициент температурного расширения стали  $\alpha_{ст} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ . Коэффициент температурного расширения алюминия  $\alpha_{ал} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ . Заданный ресурс составляет  $t = 200$  ч. Требуется минимизировать объем испытаний, необходимых для подтверждения вероятности безотказной работы машины  $P_H(t) = 0,95$  с доверительной вероятностью  $\alpha = 0,7$ .

**Р е ш е н и е.**

Для подтверждения  $P_H(t) = 0,95$  (этой вероятности согласно табл. 1 соответствует квантиль нор-

мального распределения  $u_P = -1,645$ ) с доверительной вероятностью  $\alpha = 0,7$  согласно формуле (2) было бы достаточно в течение заданного ресурса испытать 24 изделия при условии отсутствия отказов за это время. Но на этапе испытаний опытных образцов обычно выделяют для испытаний не более  $2 \div 3$  изделий.

По опыту работы подобных машин известно, что машина может отказать или из-за защемления подшипников при отрицательной температуре, или из-за старения пластичного смазочного материала в подшипниках. Первая причина отказа связана с разными температурными деформациями подшипников и вала машины, изготовленных из стали, и алюминиевого подшипникового щита. Согласно формуле (3)  $P_H(t)$  для машины в целом будет подтверждено, если будут проведены испытания отдельно по защемлению подшипников и по старению пластичного смазочного материала (испытания предполагаются безотказными), а по каждому виду отказа будут получены нижние границы вероятности отсутствия отказа  $P_{н.заш}(t)$  и  $P_{н.см}(t)$  не ниже этого значения, т. е.  $P_H(t) = \min[P_{н.заш}(t), P_{н.см}(t)]$ . Поэтому будем планировать испытания по каждому из двух возможных видов отказа.

Принимаем число испытываемых изделий  $N = 2$ . По результатам испытаний такой выборки в случае отсутствия отказов согласно формуле (2) будет подтверждена следующая нижняя граница вероятности безотказной работы машины в течение времени испытаний:

$$P_H(t_{и}) = \sqrt[N]{1 - \alpha} = \sqrt[2]{1 - 0,7} = 0,55,$$

что соответствует квантили нормального распределения (см. табл. 1)  $u_{P_{и}} = -0,126$ .

Чтобы избежать защемления, в подшипниках собранной машины должен иметь место радиальный зазор между телами качения и кольцами. Разброс рабочего радиального зазора подшипников в собранной машине зависит от разбросов: начального зазора, диаметра вала, диаметра внутреннего кольца подшипника, диаметра наружного кольца подшипника, диаметра отверстия в подшипниковом щите. Учитывая, что каждый из них составляет приблизительно шесть средних квадратических отклонений соответствующих случайных величин, путем квадратичного суммирования последних получаем выражение для оценки среднего квадратического отклонения радиального зазора подшипников в собранной машине:

$$S = \sqrt{\left(\frac{\Delta\delta}{6}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_{вн}}{6}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_{нар}}{6}\right)^2 + \left(\frac{T_d}{6}\right)^2 + \left(\frac{T_D}{6}\right)^2} = \\ = \sqrt{\left(\frac{14}{6}\right)^2 + \left(\frac{12}{6}\right)^2 + \left(\frac{13}{6}\right)^2 + \left(\frac{13}{6}\right)^2 + \left(\frac{21}{6}\right)^2} = 5,5 \text{ мкм.}$$

Распределение отказов по температуре  $\theta$  окружающей среды предполагаем нормальным. Учитывая, что изменение  $\Delta D$  размера на диаметре  $D = 62$  мм, возникающее вследствие температурной деформации, связано с перепадом температур  $\Delta\theta$  зависимостью  $\Delta D = (\alpha_{ал} - \alpha_{ст})D \cdot \Delta\theta$ , можно вычислить среднее квадратическое отклонение  $S_\theta$  температуры, соответствующее среднему квадратическому отклонению рабочего зазора подшипника:

$$S_\theta = \frac{S}{(\alpha_{ал} - \alpha_{ст})D} = \\ = \frac{0,0055}{(20 \cdot 10^{-6} - 12 \cdot 10^{-6})62} = 11 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Зная  $S_\theta$ , по формуле из табл. 3 находим отрицательную температуру  $\theta_\Phi$  окружающей среды, при которой необходимо провести краткосрочные испытания двух изделий, позволяющие в случае отсутствия заземлений считать  $P_{н.заш}(t) = 0,95$  с доверительной вероятностью  $\alpha = 0,7$  при температуре  $\theta \geq -40$   $^\circ\text{C}$ :

$$\theta_\Phi = \theta - (u_P - u_{P_H})S_\theta = \\ = -40 - (-1,645 + 0,126)11 = -57 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Эта формула дала возможность связать запас по температуре с запасом по рабочему зазору, а тот, в свою очередь, — пересчитать в вероятность отсутствия заземления.

Принимаем отказы из-за старения пластичного смазочного материала распределенными во времени логарифмически нормально со средним квадратическим отклонением логарифма ресурса  $S_{\lg t} = 0,33$ . Формула из табл. 3 позволяет вычислить необходимую длительность  $t_\Phi$  испытаний на долговечность пластичного смазочного материала:

$$t_\Phi = \frac{10^{\lg t - (u_P - u_{P_H})S_{\lg t}}}{k_y} = \\ = \frac{10^{2,3(-1,645 + 0,126)0,33}}{1} = 633 \text{ ч.}$$

Таким образом, для подтверждения  $P_H(t) = 0,95$  с доверительной вероятностью  $\alpha = 0,7$  могут оказаться достаточными безотказные испытания двух машин в двух режимах: сначала краткосрочные при температуре  $-57$   $^\circ\text{C}$ , а затем длительностью 633 ч при температуре  $20$   $^\circ\text{C}$ .

При возникновении отказа по заземлению возможны два варианта оценки результатов испытаний. Если отказ возник при отрицательной температуре окружающей среды выше  $-40$   $^\circ\text{C}$ , то результаты считают отрицательными. В этом случае

требуется доработка подшипникового узла (например, подшипники нормальной группы радиального зазора следует заменить на подшипники 7 группы радиального зазора (повышенного)). Если же отказ возник при температуре ниже  $-40$   $^\circ\text{C}$ , то имеет место неопределенность в трактовке результатов испытаний, которую можно устранить увеличением их объема.

При возникновении отказов по старению смазочного материала необходимо уточнение наработки до отказа  $t_{отк}$ . Если  $t_{отк} \leq t$ , то требуется доработка машины (например, замена типа смазочного материала). Если же  $t_{отк} > t$ , то результаты испытаний не позволяют утверждать, что конструкция ненадежна, хотя и нет оснований признать результаты испытаний положительными. В этом случае следует увеличить объем испытаний до уточнения ситуации.

Отметим, что для сокращения объема испытаний использована информация о запасах по определяющим работоспособность параметрам. Чем больше запасы, тем существеннее можно сократить объем испытаний. Но при проектировании конструкторы стремятся снизить массу машины до минимальной. В этом случае запасы по определяющим работоспособность параметрам могут оказаться незначительными. В такой ситуации нельзя утверждать, что конструкция ненадежна, однако использовать изложенный метод обеспечения заданных показателей надежности сложнее. Например, для сокращения объема испытаний по оценке вероятности отсутствия заземлений подшипников требуется перед испытаниями обмерять машины с целью установления значений имеющего место в их подшипниках рабочего радиального зазора.

Итак, сформулирован метод минимизации объема испытаний на надежность невозстанавливаемых машин на стадии их разработки путем: 1) оценки вероятностей отсутствия отказов отдельных видов; 2) увеличения длительности испытаний по сравнению с назначенным ресурсом для выявления вероятностей деградиационных отказов; 3) ускорения испытаний форсированием их режима; 4) прогнозирования изменения в процессе испытаний параметра, определяющего работоспособность, для выявления вероятностей недеградационных отказов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Иванов А. С. Испытания машин на надежность при их разработке // Вестник машиностроения. 2019. № 10. С. 13—17.
2. Иванов А. С. Функции надежности для отдельных видов отказов машин // Вестник машиностроения. 2020. № 1. С. 3—9.

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, В. А. РАКОВ, канд. техн. наук, Н. Э. ДЫМОВ (Вологодский ГУ),  
e-mail: vyacheslav.rakov@mail.ru

## Определение механических потерь в ДВС

Предложен способ определения механических потерь в ДВС, принципиальным отличием которого является вращение вала двигателя сжатым воздухом. Данный способ обеспечивает высокую достоверность результатов по снижению расхода топлива и выбросов вредных веществ.

**Ключевые слова:** ДВС, механические потери, испытания, сжатый воздух.

A method for determining of mechanical losses in an internal combustion engine is proposed, the principal difference of which is the rotation of the engine shaft with compressed air. This method provides high reliability results on reduction of fuel consumption and emissions of harmful substances.

**Keywords:** ICE, mechanical losses, tests, compressed air.

Одним из факторов, существенно влияющих на энергетические характеристики двигателя внутреннего сгорания (ДВС), является величина удельных механических потерь в цилиндро-поршневой группе и кривошипно-шатунном механизме. В двигателестроении известны [1–4] два способа экспериментального определения механических потерь в ДВС: первый — определение мощности, необходимой для прокручивания двигателя от постороннего источника механической энергии; второй — поочередное отключение отдельных цилиндров и сопоставление развиваемой при этом мощности двигателя с его мощностью при работе всех цилиндров.

При использовании первого способа не учитывается увеличение механических потерь в цилиндро-поршневой группе и кривошипно-шатунном механизме в результате дополнительного нагружения при совершении рабочих ходов. Неточности определения механических потерь при использовании второго способа возникают в связи с тем, что при работе ДВС с одним отключенным цилиндром существенно изменяются условия протекания газодинамических процессов в остальных (работающих) цилиндрах.

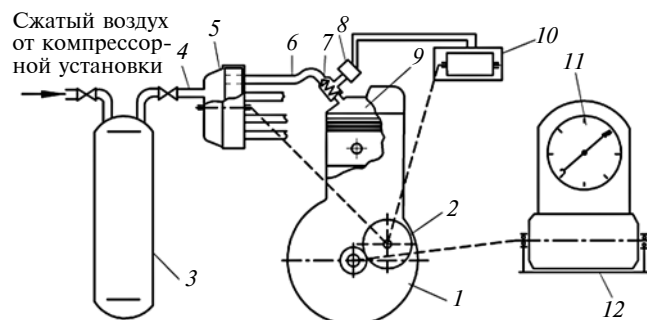
Способ [5], предложенный кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства Вологодского государственного университета, исключает указанные недостатки и повышает точность измерения механических потерь в двигателе.

Суть способа заключается в том, что двигатель нагружают стандартным тормозным устройством, а прокручивание ДВС осуществляют от внешнего источника сжатого воздуха. При этом перед впус-

ком в цилиндры параметры сжатого воздуха стабилизируют по температуре и давлению, значения которых подбирают в соответствии с параметрами рабочего тела нагруженного двигателя, регистрируют изменяющееся давление сжатого воздуха в цилиндрах, рассчитывают индикаторную мощность двигателя и сравнением ее с эффективной мощностью на валу двигателя определяют величину механических потерь.

Использование сжатого воздуха, стабилизированного по давлению и температуре, для прокручивания двигателя под нагрузкой обеспечивает достоверность измерения давления по цилиндрам двигателя, а следовательно, и получение стабильных значений среднего индикаторного давления. Это дополнительно повышает точность измерений, значения которых в данном случае не зависят от неравномерности работы топливной аппаратуры и процессов сгорания в цилиндрах.

Схема реализации способа определения механических потерь ДВС представлена на рисунке. Установка включает испытуемый двигатель 1, нагрузочное устройство 12, воздушный баллон 3, соединенный трубопроводом 4 с распределителем 5 дискового типа. Распределитель 5 соединен трубопроводом 6 с впускным (обратным) клапаном 7, установленным на двигателе 1 вместо свечи зажигания или форсунки. Для регистрации мгновенного значения давления в цилиндре 9 двигателя 1 установлен датчик 8, сигнал от которого поступает на записывающее устройство 10. Создание необходимой нагрузки на двигатель, контроль ее величины и частоты вращения вала двигателя 1 осуществ-



**Схема установки для определения механических потерь в ДВС:**

1 — испытуемый двигатель; 2 — распределительный вал двигателя; 3 — воздушный баллон; 4 — трубопровод; 5 — распределитель дискового типа; 6 — трубопровод; 7 — впускной (обратный) клапан; 8 — датчик давления; 9 — цилиндр двигателя; 10 — записывающее устройство; 11 — весовое устройство нагрузителя; 12 — нагрузочное устройство; штриховые линии — кинематические связи

**Относительные механические потери  
при отключении цилиндров и прокручивании двигателя  
под нагрузкой сжатым воздухом**

Номер цилиндра	Метод испытания	
	Отключение цилиндров	Прокручивание двигателя под нагрузкой сжатым воздухом
1	0,82	0,82
2	0,80	0,82
3	0,72	0,20
4	0,76	0,83
5	0,84	0,82
6	0,86	0,82
7	0,70	0,83
8	0,71	0,82

вляется тормозным устройством 12. Стабилизация давления и температуры воздуха обеспечивается компрессорной установкой (на схеме не показана).

Стендовая установка работает следующим образом. Сжатый воздух, стабилизированный по температуре и давлению, из воздушного баллона 3 по трубопроводу 4 поступает к распределителю 5. Своевременную подачу воздуха в соответствующий цилиндр двигателя 1 осуществляет вращающийся диск распределителя 5. Воздух в каждый цилиндр подается в строго определенный момент, когда впускной и выпускной клапаны закрыты (рабочий ход) и поршень находится вблизи верхней мертвой точки (ВМТ). От распределителя 5 сжатый воздух поступает к впускному клапану 7, открывающемуся при определенном давлении воздуха, а далее попадает в цилиндр 9 и, воздействуя на поршень, прокручивает двигатель 1. Датчик 8 регистрирует изменения давления в цилиндре 9. Нагрузка на двигатель контролируется по величине реактивного момента, измеряемого весовым устройством 11 нагрузателя 12.

Механический КПД двигателя рассчитывают по известной [3, 4] зависимости

$$\eta_m = N_e/N_i = M_e\omega/M_i\omega = M_e/M_i, \quad (1)$$

где  $N_e$  и  $N_i$  — эффективная и индикаторная мощности двигателя, кВт;  $M_e$  и  $M_i$  — эффективный и индикаторный моменты двигателя, кН·м;  $\omega$  — частота вращения двигателя, с<sup>-1</sup>.

Индикаторную мощность двигателя определяют по формуле

$$N_i = p_i V_h i n / (30\tau), \quad (2)$$

где  $p_i$  — среднее индикаторное давление, МПа;  $V_h$  — рабочий объем цилиндров, л;  $i$  — число цилиндров;  $n$  — частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $\tau$  — коэффициент тактности.

Рабочий объем цилиндров определяется по формуле

$$V_h = \frac{\pi D_{ц}^2}{4} 2R = \frac{\pi D_{ц}^2}{2} R, \quad (3)$$

где  $D_{ц}$  — диаметр цилиндра, дм;  $R$  — радиус кривошипа, дм.

В целях упрощения методики расчета на основании равенств (2) и (3) формулу (1) представим в виде

$$\eta_m = M_e / (p_i K_d), \quad (4)$$

где  $K_d$  — константа для данного двигателя.

Согласно уравнению (4) методика определения механического КПД с использованием запатентованного способа сводится к расчету эффективного момента, который определяется обычным способом на тормозном стенде, и среднего индикатор-

ного давления, что также осуществляется на основании штатных методик и приборов. Эти два обстоятельства упрощают реализацию способа и обеспечивают возможность его широкого практического применения.

Существенным преимуществом предложенного способа является то, что для индицирования ДВС исключается необходимость в специальном технологическом отверстии в камере сгорания под датчик давления. В результате после испытаний полностью сохраняется конструкция двигателя и его можно использовать далее по основному назначению.

Для определения механических потерь провели испытания дизельного двигателя грузового автомобиля при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup> и нагрузке на электрическом тормозе  $P = 95$  кг (таблица). Испытания показали хорошую корреляцию предлагаемого метода с другими существующими методами.

Использование сжатого воздуха в качестве рабочего тела при испытании ДВС является также несомненным экологическим преимуществом, так как практически устраняется загазованность помещения для испытаний.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стефановский Б. С.** Испытание двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.
2. **Двигатели** внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учеб. для вузов / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 2005. 400 с.
3. **Дьяченко Н. Х.** Теория двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, 1974. 456 с.
4. **Дьяченко В. Г.** Теория двигателей внутреннего сгорания: Учебник. Харьков: ХНАДУ, 2009. 500 с.
5. **А. с. 1774209 А1.** МПК G01M 15/00, G01L 23/22. Способ определения величины механических потерь двигателя внутреннего сгорания.

А. С. ГУСЕВ, д-р техн. наук, С. А. СТАРОДУБЦЕВА, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),  
В. И. ЩЕРБАКОВ, канд. техн. наук (Московский политехнический университет), e-mail: sopr@mami.ru

## Вероятностное прогнозирование долговечности и остаточного ресурса элементов конструкций

Предложен метод расчетного прогнозирования долговечности и остаточного ресурса элементов конструкций по результатам анализа отказов на малом начальном интервале времени их работы.

**Ключевые слова:** прогнозирование, долговечность, остаточный ресурс, отказ, элемент конструкции, надежность.

The method of computational forecasting of durability and residual life of structural elements based on the results of failure analysis at a small initial time interval of their operation is proposed.

**Keywords:** forecasting, durability, residual life, failure, structural element, reliability.

Одна из актуальных проблем современного машиностроения — надежное прогнозирование долговечности и остаточного ресурса элементов машин и конструкций. Расчеты элементов на усталость, трещиностойкость и живучесть на стадии их проектирования в силу ряда неопределенностей по характеристикам прочности и условиям эксплуатации дают лишь приближенную оценку ожидаемой их долговечности [1, 2]. Более точный прогноз долговечности можно дать по результатам первых отказов натуральных объектов в реальных условиях их эксплуатации [3—7].

Поэтому воспользуемся наблюдениями за работой большого числа  $N$  однотипных объектов. Предположим, что ни один из объектов к моменту вре-

мени  $t_0$  не вышел из строя, а вышли из строя  $n_1$  объектов к моменту времени  $t_1$  и  $n_2$  ( $n_1 < n_2 < N$ ) объектов — к моменту времени  $t_2$  (рисунок).

Задача — определить для рассматриваемых объектов законы распределения вероятностей  $F(t)$  для времени  $t$  долговечности и  $F(t_*)$  для времени  $t_*$  остаточного ресурса. На рисунке зафиксированные моменты времени отказов отмечены точками, а искомые плотности распределения вероятностей —  $f(t)$ ,  $f_1(t_*)$  при  $t_1$  и  $f_2(t_*)$  при  $t_2$ .

Интегральную функцию  $F(t|\alpha, \beta)$  распределения вероятностей долговечности для времени  $t$  считаем известной с точностью до значений двух ее параметров  $\alpha$  и  $\beta$ , подлежащих определению по результатам проведенных исследований, т. е. решению системы уравнений:

$$\begin{cases} F(t_1|\alpha, \beta) = \frac{n_1}{N}; \\ F(t_2|\alpha, \beta) = \frac{n_2}{N}. \end{cases} \quad (1)$$

Если долговечность для времени  $t$  следует закону Вейбулла с функцией распределения вероятностей, определяемой по формуле

$$F(t|\alpha, \beta) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < t_0; \\ 1 - \exp(-\beta(t - t_0)^\alpha) & \text{при } t \geq t_0, \end{cases} \quad (2)$$

то из решения уравнений системы (1) с учетом условий (2) при заданном времени  $t_0$  получим:

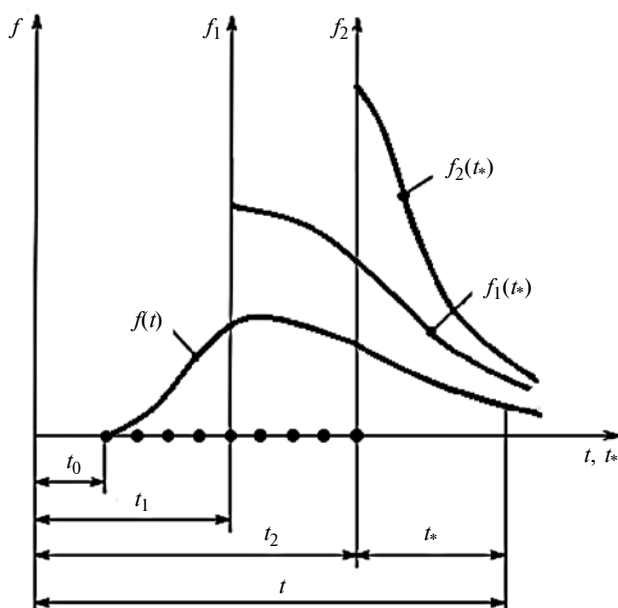
$$\begin{cases} \alpha = \frac{\ln a - \ln b}{\ln(t_1 - t_0) - \ln(t_2 - t_0)}; \\ \beta = -a(t_1 - t_0)^{-\alpha} = -b(t_2 - t_0)^{-\alpha}, \end{cases} \quad (3)$$

где  $a = \ln\left(1 - \frac{n_1}{N}\right)$ ;  $b = \ln\left(1 - \frac{n_2}{N}\right)$ .

Для остаточного ресурса при времени  $t_*$  и работе без отказа при времени  $t_2$  функция распределения вероятностей определяется по формуле [4]

$$F(t_*|\alpha, \beta) = 1 - \exp(-\beta(t_* + t_2 - t_0)^\alpha - \beta(t_2 - t_0)^\alpha).$$

В обосновании возможности использования распределения (2) вероятностей Вейбулла для решения поставленной задачи вероятность отказа на



интервале времени  $(t, t + \Delta t)$  можно определить по формуле

$$P(t \in \Delta t) = k(t)\Delta t, \quad (4)$$

где  $k(t) = \alpha\beta(t - t_0)^{\alpha - 1}$  — множитель, отражающий деградиационные процессы в металле, нарастающие со временем в геометрической прогрессии,  $\alpha \geq 1$ ,  $\beta > 0$ ,  $t_0 \geq 0$ .

При  $\alpha = 1$  вероятность (4) не зависит от времени наработки  $(t - t_0)$  и поток отказов относится к модели "редких событий" [4]; при  $\alpha > 1$  вероятность (4) со временем возрастает, что обусловлено механическим изнашиванием, накоплением усталостных повреждений, ростом трещин и другими деградиационными факторами.

На основании теоремы о произведении вероятностей вероятность  $P(t + \Delta t)$  того, что долговечность превысит значение  $(t + \Delta t)$ , можно определить по формуле

$$P(t + \Delta t) = P(t)P(\Delta t|t), \quad (5)$$

где  $P(t)$  — вероятность безотказной работы на интервале времени  $(0, t)$ ;

$$P(\Delta t|t) = 1 - P(t \in \Delta t) = 1 - k(t)\Delta t \quad (6)$$

— условная вероятность безотказной работы на интервале времени  $\Delta t$  при времени  $t$  наработки.

Из соотношений (5) и (6) получим:

$$\frac{P(t + \Delta t) - P(t)}{P(t)} = -k(t)\Delta t. \quad (7)$$

Переходя в равенстве (7) к пределу при  $\Delta t \rightarrow 0$ , для определения вероятности  $P(t)$  получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dP}{P} = -k(t)dt, \quad (8)$$

где  $P(0) = 1$ .

Из уравнения (8) определим

$$P(t) = \exp\left(-\int_0^t k(z)dz\right) = \exp(-\beta(t - t_0)^\alpha),$$

т. е. вероятность рассеяние долговечности следует закону Вейбулла с параметрами  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $t_0$ .

В качестве основного примера рассмотрим определение закона распределения вероятностей для долговечности подшипников качения трансмиссий мобильных машин [6].

Наблюдения вели за числом подшипников  $N = 2000$ . К моменту времени  $t_0 = 4000$  ч ни один из подшипников не вышел из строя, к моменту времени  $t_1 = 5000$  ч из строя вышло подшипников  $n_1 = 20$ , а к моменту времени  $t_2 = 6000$  ч из строя вышло подшипников  $n_2 = 200$ .

Получили следующие параметры распределения (2) вероятностей Вейбулла:

$$t_0 = 4000 \text{ ч}; \quad \alpha = 3,31; \quad \beta = 0,01 \cdot 10^{-3\alpha}.$$

Ожидаемая долговечность составила

$$\bar{t} \approx t_0 + \beta^{-\frac{1}{\alpha}} = 7900 \text{ ч}.$$

Из соотношений (3) следует, что с вероятностью  $\gamma$  остаточный ресурс подшипников при наработке времени  $t_2$  без отказа определится по формуле [4]

$$T_\gamma = \beta^{-\frac{1}{\alpha}} (\beta t_2^\alpha - \ln \gamma)^{\frac{1}{\alpha}} - t_2.$$

Для нашего случая получили остаточный ресурс, тыс. ч:

$$T_\gamma \approx 4(2 - \ln \gamma)^{0,3} - 5,$$

т. е.  $T_\gamma = 0$  при  $\gamma = 1$ ;  $T_\gamma = 300$  ч при  $\gamma = 0,5$ ;  $T_\gamma = 6175$  ч при  $\gamma = 0,1$ .

Таким образом, получено эффективное решение задачи о вероятностном прогнозировании долговечности деталей машин по информации об их отказах на начальном этапе работы. При этом можно определить ожидаемый остаточный ресурс деталей при заданном времени их безотказной работы.

Определенное уточнение можно получить для расчетных схем, учитывающих замену поврежденных деталей новыми, эффективно используя понятие о вероятностных сочетаниях случайных величин так, как это показано в работе [4].

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Болотин В. В.** Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990. 448 с.
2. **Махутов Н. А.** Критериальная база прочности, ресурса, надежности, живучести машин и человеко-машинных комплексов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 5. С. 23—26.
3. **Гусев А. С.** Сопrotивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. М.: Машиностроение, 1984. 245 с.
4. **Гусев А. С.** Вероятностные методы в механике машин и конструкций. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 224 с.
5. **Кузнецов К. А.** Методы, модели и средства повышения эффективности оценки технического состояния и остаточного ресурса технических устройств // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 1. С. 37—43.
6. **Гусев А. С., Щербakov В. И.** Расчет усталостной долговечности конструкции при плоском напряженном состоянии и случайном нагружении // Вестник машиностроения. 2015. № 2. С. 40—43.
7. **Cusev A. S., Shcherbakov V. I., Starodubtseva S. A.** Fatigue life of structures under Random loads // Russian Engineering Research. 2016. V. 36. N. 3. P. 179—183.
8. **Кучерявый В. И.** Статистическое моделирование ресурса подшипников качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1995. № 2. С. 101—104.



М. Н. ЕРОХИН, О. А. ЛЕОНОВ, доктора технических наук, Н. Ж. ШКАРУБА, Ю. В. КАТАЕВ, Ю. Г. ВЕРГАЗОВА, кандидаты технических наук (Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: metr@rgau-msha.ru

## Процентная взаимозаменяемость посадок с натягом

Дано теоретическое обоснование метода относительной взаимозаменяемости в цилиндрических соединениях с натягом. Приведены примеры соединения валов с исправимым браком и деталей с отверстиями с неисправимым браком и, наоборот, при сохранении требуемой точности соединения по предельному натягу.

**Ключевые слова:** взаимозаменяемость, допуск, размер, посадка, натяг, исправимый и неисправимый брак.

The theoretical substantiation of the method of relative interchangeability in cylindrical joints with preload is given. Examples of connection of shafts with a repairable defect and parts with holes with an irreparable defect and on the contrary at maintaining of required accuracy of joint on limiting preload are given.

**Keywords:** interchangeability, tolerance, size, fit, preload, repairable and irreparable defect.

Гарантийный запас работоспособности соединений можно обеспечить созданием износостойких поверхностей, разработкой новых смазочных материалов и грамотным нормированием точностных параметров. Исследования проблем обеспечения норм точности и взаимозаменяемости при изготовлении, эксплуатации и ремонте машин являются неотъемлемой частью проектирования узлов и механизмов современной техники [1–3].

Мелкосерийное машиностроительное и ремонтное производства ввиду их большой трудоемкости и малой рентабельности оснащены, как правило, старым и изношенным металлорежущим оборудованием, которое по главному технологическому параметру — зоне рассеяния размеров, не всегда обеспечивает заданную точность деталей и соединений. В этой ситуации возможны или покупка нового высокоточного оборудования, или применение селективной сборки.

В работе [4] для посадок с зазором рассматривается способ сборки методом процентной взаимозаменяемости, который предполагает использование недостаточно точного оборудования, но при этом "...валы, оказавшиеся в браке (неисправимом или исправимом), могут так же, как годные, быть соединены с соответствующими бракованными отверстиями, причем требования по точности к соединению будут удовлетворять всем условиям...".

Применение метода процентной взаимозаменяемости для соединений с натягом иллюстрирует

рис. 1. Надежность соединений [5] обеспечит точность сборки при выполнении условий равенства натягов.

1. Равенство минимальных натягов  $N_{\min 1} = N_{\min}$ . Выразим натяг через предельные отклонения соединяемых деталей:

$$N_{\min} = ei - ES; \quad N_{\min 1} = ei - EI - T_{d1},$$

где  $ES$  и  $EI$  — верхнее и нижнее отклонения отверстия;  $es$  и  $ei$  — верхнее и нижнее отклонения вала;  $T_{d1}$  — дополнительный допуск размера вала.

Получим  $ei - ES = ei - EI - T_{d1}$ .

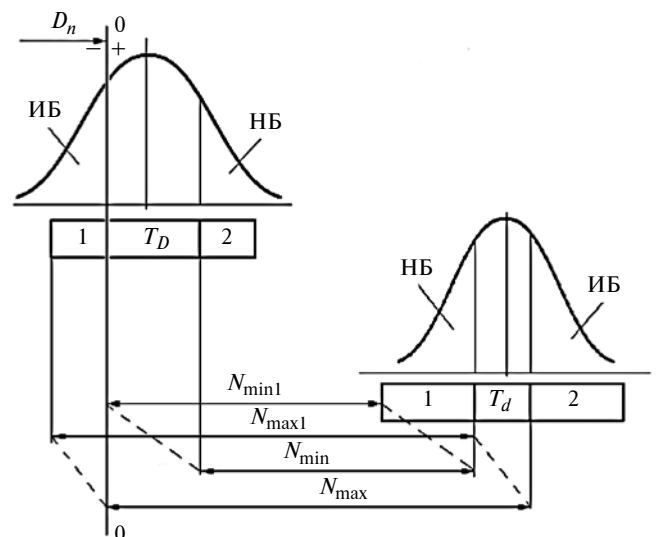
После упрощения получим  $T_{d1} = ES - EI$ , откуда определим

$$T_{d1} = T_D. \quad (1)$$

Таким образом, дополнительный допуск  $T_{d1}$  размера вала равен основному допуску  $T_D$  отверстия. Аналогично можно определить равенство между дополнительным допуском  $T_{d2}$  вала и допуском  $T_D$  отверстия.

2. Равенство максимальных натягов  $N_{\max 1} = N_{\max}$ . Выразим натяг через предельные отклонения соединяемых деталей:

$$N_{\max} = es - EI; \quad N_{\max 1} = ei - EI + T_{D1}.$$



**Рис. 1. Способ сборки деталей методом процентной взаимозаменяемости:**

$N_{\max}$  — наибольший натяг в соединении;  $N_{\min} = N_{\min 1}$  — наименьший натяг в соединении;  $T_D$  — допуск отверстия;  $T_d$  — допуск вала

Получим  $ei - EI + T_{D1} = es - EI$ .

После упрощения получим  $T_{D1} = es - ei$ , откуда определим:

$$T_{D1} = T_d \quad (2)$$

Зависимости (1) и (2) показывают, что дополнительные допуски справа и слева от основного (обозначены цифрами 1 и 2) равны основному допуску сопрягаемой детали (см. рис. 1), т. е. требуемая точность посадки не нарушается и соблюдаются предельные натяги в соединении.

Данный метод позволяет валы с неисправимым браком (НБ) соединять с отверстиями с исправимым браком (ИБ) и наоборот. Это дает экономию на исправлении брака и потерях при отправке неисправимого брака в лом.

Использование данного метода сборки для посадок с натягом условно расширяет технологические возможности оборудования. Равенства (1) и (2), исходящие из условий соблюдения заданной точности, подтверждают возможность дальнейшего использования старого, но работоспособного металлорежущего оборудования.

На первый взгляд, метод процентной взаимозаменяемости похож на метод селективной сборки, но имеет ряд отличий. Цель селективной сборки — уменьшение допуска посадки при необходимости соблюдения заданных пределов эксплуатационных показателей и запаса точности. Например, эксплуатацию соединения "поршень — цилиндр" двигателя внутреннего сгорания необходимо начинать при наименьших зазорах, в то время как зона рассеяния станков и, следовательно, допуски на обработку — большие [6]. Такое соединение может обеспечить селекцию. Процентная взаимозаменяемость имеет другую цель — сохранить точность сборки соединения и снизить потери от брака. С другой стороны, групповые допуски отверстия и вала при селективной сборке в подавляющем большинстве случаев равны между собой, а групп может быть 2, 3, 4 и т. д. Процентная взаимозаменяемость подразумевает наличие только двух дополнительных допусков, которые, как правило, не равны основному, так как стандартные и предпочтительные посадки чаще всего имеют допуск отверстия больше допуска вала на один квалитет [7].

Недостатком метода процентной взаимозаменяемости является наличие незавершенного производства, а также увеличение трудоемкости и стоимости контроля. Однако незавершенное производство валов или отверстий, не подходящих для соединения, можно уменьшить незначительным смещением центра настройки станка в соответствующую сторону. Таким образом, регулируется число деталей с допусками, находящимися справа или слева от основного поля допуска, при этом неза-

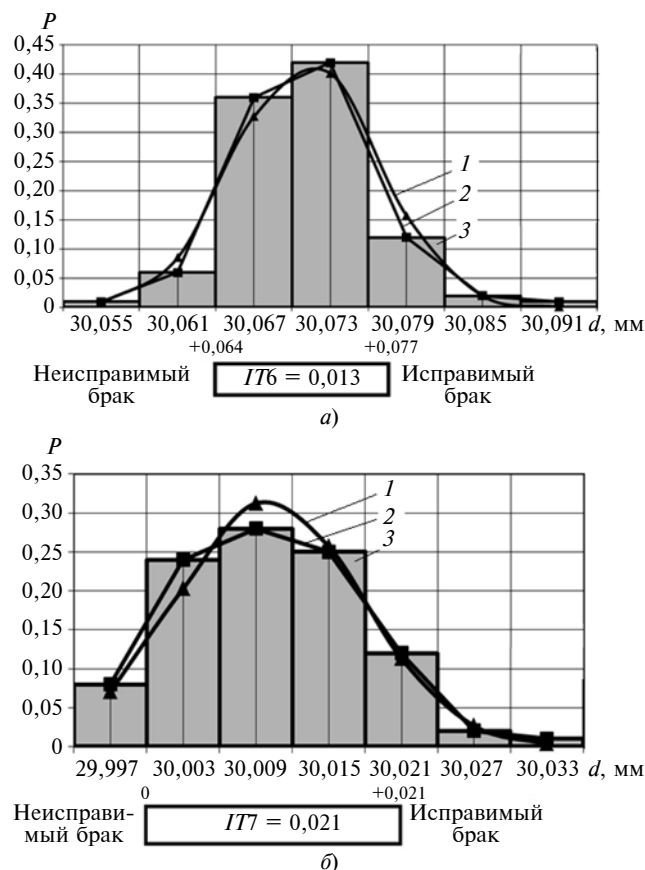


Рис. 2. Рассеяния диаметров валов  $\varnothing 30x6$  ( $+0,077$ / $+0,064$ ) под звездочки (а) и отверстий  $\varnothing 30H7$  ( $+0,021$ ) в звездочках (б): 1 — теоретическая кривая; 2 и 3 — полигон и гистограмма эмпирического распределения

вершенное производство сводится практически к нулю. Преимущество метода процентной взаимозаменяемости — возможность сохранения требований по точности к основной посадке, причем допуски справа и слева будут ограничиваться такими же предельными зазорами или натягами, как и в базовом соединении.

Рассмотрим точность сборки цилиндрических поверхностей шпоночных соединений унифицированных редукторов, выпускаемых заводом АО "Моссельмаш" и широко применяемых в сельскохозяйственном машиностроении [8].

Ввиду значительного преобладания цепных передач в сельскохозяйственной технике выходные валы редукторов марки Н 090.20 чаще всего изготавливают под посадку звездочек. Для контроля диаметров валов и сопрягаемых с ними отверстий звездочек выбрали средства измерений по методикам работ [9, 10].

В результате анализа рассеяния наружных диаметров валов  $\varnothing 30x6$  ( $+0,077$ / $+0,064$ ) (рис. 2, а) и внутренних диаметров отверстий звездочек  $\varnothing 30H7$  ( $+0,021$ )

(рис. 2, б) установлены показатели точности (табл. 1). Полученные данные выявили недостаточную точность технологического оборудования как завода-поставщика звездочек, так и завода, производящего редукторы. Судя по всему, завод-поставщик звездочек ориентируется на поле допуска отверстия  $\varnothing 30H8(+0,033)$ , именно при таком варианте не будет неисправимого брака вообще и коэффициент точности  $K_T$ , определяемый как отношение допуска к зоне рассеяния, составит 0,72. Однако такой допуск неприемлем для данной посадки. В свою очередь, коэффициент настроенности  $K_C$ , который определяется как разность между средним размером  $D_{cp}$  и средним значением рассеяния  $\bar{X}$  размеров, отнесенная к удвоенному допуску,

$$K_C = \frac{D_{cp} - \bar{X}}{2T},$$

при финишной обработке деталей достаточно мал, что свидетельствует о хорошей настройке станков.

Для обеспечения посадки  $\varnothing 30 \frac{H7}{x6} \left( \begin{matrix} +0,021 \\ +0,007 \\ +0,064 \end{matrix} \right)$  необ-

ходимо новое высокоточное металлорежущее оборудование, которого нет на АО "Моссельмаш". На

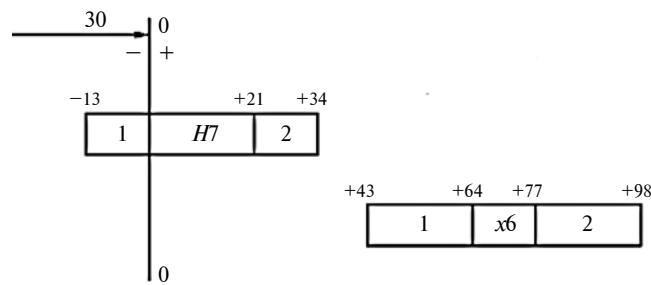


Рис. 3. Допуски и отклонения при реализации метода процентной взаимозаменяемости в посадке  $\varnothing 30H7/x6$

ремонтных предприятиях отсутствие хорошего технологического оборудования еще больше, и не помогает даже ужесточение требований к метрологическому обеспечению контроля [11].

В мелкосерийном производстве данную проблему можно решить, используя способ сборки методом процентной взаимозаменяемости. На основании рис. 1 составим схему расположения полей допусков посадки  $\varnothing 30H7/x6$  с учетом дополнительных групп допусков (рис. 3), которые рассчитываются по формулам (1) и (2) для допусков справа и слева от основных. В табл. 2 приведены размерные группы для сборки деталей, образующих посадку  $\varnothing 30H7/x6$ , по методу процентной взаимозаменяемости.

Согласно данным табл. 2 технологический допуск обработки отверстия  $T_{Dt} = 47$  мкм, а вала  $T_{dt} = 55$  мкм. Таким образом, применение метода процентной взаимозаменяемости позволило увеличить допуск отверстия в 2,24 раза, а вала — в 4,23 раза, что существенно расширяет технологические возможности оборудования и уменьшает потери от брака.

При применении расширенных допусков увеличиваются коэффициенты точности технологических процессов:

для отверстий звездочек  $K_T = 1,03$  — брака нет, точность — хорошая;

для валов  $K_T = 1,65$  — брака нет, точность — отличная, есть определенная возможность смещения центра настройки оборудования для значительного снижения незавершенного производства.

Число годных и бракованных деталей, которые можно соединить и процент деталей, не соединяемых при сборке, приведены в табл. 3 (Г — годные детали). Полученные результаты показали, что 8 % исправимого брака по отверстиям можно соединить с 7 % неисправимого брака по валам, и лишь 1 % отверстий нельзя соединить с валами.

В основной группе 83 % годных отверстий можно соединить с 82 % годных валов, и 1 % отверстий не найдет свою пару. Во второй группе можно соединить 9 % отверстий и 11 % валов, а 2 % валов окажутся лишними.

Таблица 1  
Показатели точности размеров деталей, образующих соединение

Параметр	Значение параметра для диаметра	
	отверстия в звездочке	вала
Номинальный размер $d_n$ с отклонениями, мм	$\varnothing 30H7(+0,021)$	$\varnothing 30x6 \left( \begin{matrix} +0,077 \\ +0,064 \end{matrix} \right)$
Среднее значение рассеяния $\bar{X}$ размеров, мм	30,01014	30,07108
Среднеквадратическое отклонение $S$ , мм	0,00757	0,00562
Критерий согласия Пирсона	1,797	3,56
Вероятность согласия с законом нормального распределения	0,78	0,48
Коэффициент технологического процесса:		
точности $K_T$	0,4	0,39
настроенности $K_C$	0,009	0,022
Число годных изделий, %	83	82
Число исправимого брака, %	8	11
Число неисправимого брака, %	9	7

Таблица 2

Комплектовочная таблица для сборки соединения  $\varnothing 30H7/h6$  по методу процентной взаимозаменяемости

Группа	Диаметр с отклонениями	
	отверстия в звездочке	вала
1 (ИБ <sub>D</sub> + НБ <sub>d</sub> )	30 <sub>-0,013</sub>	30 <sup>+0,064</sup> <sub>+0,043</sub>
Основная	30H7 <sup>+0,021</sup>	30h6( <sup>+0,077</sup> <sub>+0,064</sub> )
2 (НБ <sub>D</sub> + ИБ <sub>d</sub> )	30 <sup>+0,034</sup> <sub>+0,021</sub>	30 <sup>+0,098</sup> <sub>+0,077</sub>

Таблица 3

Расчет незавершенного производства

Группа	Соединяемое число деталей и вид брака, %		Незавершенное производство, %	
	по отверстиям	по валам	по отверстиям	по валам
1	8 ИБ	7 НБ	1	—
Основная	83 Г	82 Г	1	—
2	9 НБ	11 ИБ	—	2

Таким образом, общее незавершенное производство составит 4 %, что вполне допустимо и является хорошим показателем при реализации процентной взаимозаменяемости.

#### Выводы

Для цилиндрических соединений с натягом теоретически обоснован и практически применен метод процентной взаимозаменяемости, позволяющий соединять валы с исправимым браком с отверстиями с неисправимым браком и, наоборот, при сохранении требований к точности соединения, когда дополнительные допуски справа и слева ограничиваются такими же предельными зазорами или натягами, как и в базовой посадке.

Для цилиндрических соединений со шпонкой  $\varnothing 30H7/h6$ , широко используемых в сельскохозяйс-

твенной технике, применение метода процентной взаимозаменяемости позволило повысить допуск по отверстиям в 2,24 раза, а по валам — в 4,23 раза. При этом общее незавершенное производство составило 4 %, что позволило полностью исключить брак, который составлял 18 % по валам и 17 % по отверстиям.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Leonov O. A., Shkaruba N. Zh.** A Parametric Failure Model for the Calculation of the Fit Tolerance of Joints with Clearance // Journal of Friction and Wear. 2019. V. 40. N. 4. P. 332—336.

2. **Бондарева Г. И.** Изменения в стандарте единой системы допусков и посадок // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 39—42.

3. **Calculation of fits for cylindrical connections with key for reducers in agricultural machinery / M. Erohin, O. Leonov, U. Kataev, U. Vergazova // Engineering for rural development. 2019. P. 469—474.**

4. **Леонов О. А.** Взаимозаменяемость унифицированных соединений при ремонте сельскохозяйственной техники: Монография. М.: МГАУ, 2003. 166 с.

5. **Ерохин М. Н.** Взаимосвязь точности и надежности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2006. № 2. С. 22—25.

6. **Антонова У. Ю.** Совершенствование селективной сборки соединения "цилиндр — поршень" для условий мелкосерийного ремонтного производства // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. 2019. № 2. С. 60—67.

7. **Белов В. М.** Метрология, стандартизация, квалиметрия. Стандартизация норм взаимозаменяемости. М.: МГАУ, 1999. 140 с.

8. **Вергазова Ю. Г.** Расчет посадок соединений со шпонками для сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2014. № 2. С. 13—15.

9. **Антонова У. Ю.** Метрологическое обеспечение контроля гильз цилиндров при ремонте дизелей // Вестник Барановичского государственного университета. Серия: Технические науки. 2018. № 6. С. 104—109.

10. **Бондарева Г. И.** Влияние погрешности средств измерений на потери при ремонте сельхозтехники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2007. № 11. С. 27—29.

11. **Бондарева Г. И.** Входной контроль и метрологическое обеспечение на предприятиях технического сервиса // Сельский механизатор. 2017. № 4. С. 36—38.

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**



В. Е. АРХИПОВ, А. Ф. ЛОНДАРСКИЙ, кандидаты технических наук, Г. В. МОСКВИТИН, д-р техн. наук, М. С. ПУГАЧЕВ (ИМАШ РАН), e-mail: vearkhi pov@mail.ru

## Структура и свойства покрытия на основе частиц меди и цинка, нанесенного газодинамическим напылением

Показано наличие процесса диффузии меди в цинк при газодинамическом напылении покрытия на основе смеси частиц меди и цинка с формированием  $\eta$ -фазы. Последующая термическая обработка в печи при температуре  $405\div 415$  °С сопровождается формированием покрытия "многокомпонентной латуни" на основе  $\beta$ -фазы CuZn и  $\gamma$ -фазы  $Cu_5Zn_8$  твердостью до  $\approx 290$  HV и  $\alpha$ -твердого раствора твердостью до  $\approx 120$  HV.

**Ключевые слова:** газодинамическое напыление, покрытие, структура, твердость, фазы, электронное соединение, латунь.

The presence of the process of diffusion of copper into zinc during gas-dynamic spraying of a coating based on a mixture of copper and zinc particles with the formation of the  $\eta$  phase is shown. Subsequent heat treatment in the furnace at temperature  $405\div 415$  °C is accompanied by the formation of a "multicomponent brass" coating based on  $\beta$ - phase CuZn and  $\beta$ - phase  $Cu_5Zn_8$  phases with hardness up to  $\approx 290$  HV and  $\alpha$ -solid solution with hardness up to  $\approx 120$  HV.

**Keywords:** gasdynamic spraying, coating, structure, hardness, phases, electronic connections, brass.

Медь и ее сплавы (латунь, бронза) широко используют в машиностроении, в частности, для изготовления подшипников трения скольжения. Для получения металлов и сплавов применяют металлургические процессы с последующей механической и пластической обработкой полуфабрикатов до получения конечных изделий [1]. В настоящее время в России и за рубежом уделяют большое внимание исследованию структуры и свойств покрытий из меди, латуни и их композиций, нанесенных на изделия из железоуглеродистых сплавов газодинамическим напылением (ГДН) [2].

Китайские ученые изучали свойства порошковых покрытий, нанесенных ГДН, из меди разной зернистости. Порошки из частиц меди, полученных криопомолом и распылением расплава в газо-

вой среде, напыляли на алюминиевую подложку. Изучали трибологические свойства нанокристаллических слоев меди и сравнивали их с покрытиями из меди, полученными напылением порошков традиционных размеров. При напылении порошков меди после криопомола получали плотные покрытия повышенной твердости и износостойкости с зернами порядка 30 нм.

В ряде работ исследовали трибологические показатели в режиме сухого трения двух покрытий, полученных методом ГДН: из Cu и композитное покрытие на основе Cu—MoS<sub>2</sub>. Было установлено, что небольшая добавка MoS<sub>2</sub> ( $1,8 \pm 0,99$  мас. %) существенно уменьшает коэффициент трения: для меди  $f = 0,7$ , для композитного покрытия  $f = 0,14$ . При этом интенсивность изнашивания в начале скольжения была высокой; за первые 100 циклов износ составил  $8,61\div 12,8$  нм. За каждый последующий цикл изнашивалось  $0,12\div 0,22$  нм, что объясняется притиркой и постепенным выделением MoS<sub>2</sub> на изношенных участках [2, 3].

Часто повышения эксплуатационных показателей покрытий добиваются оптимизацией технологических режимов. Так, были оптимизированы режимы ГДН при нанесении медных покрытий и покрытий из Cu + Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> при концентрациях оксида алюминия в смеси  $C = 10; 20; 30$  мас. %. Добавление Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> позволило получить покрытия с небольшим повышением твердости и более высокой износостойкостью по сравнению с покрытиями из чистой меди [4].

Интересные исследования покрытий из латуни проведены японскими и другими учеными по оценке возможности использования ГДН для напыления латуни сложного химического состава [2].

Производители оборудования ДИМЕТ, используемого для ГДН покрытий разного назначения, предлагают для получения покрытия механическую смесь из частиц меди, цинка и оксида алюминия (корунда) [5].

Испытания в ванне с маслом покрытия, нанесенного ГДН с использованием механической сме-

си частиц меди и оксида алюминия, показали, что при нагрузке 30÷60 МПа коэффициент трения составляет  $f = 0,07 \div 0,08$ . Интенсивность изнашивания покрытий из меди в условиях жидкого и консистентного смазывания сопоставима с изнашиванием стали ШХ15 после азотирования в тлеющем разряде. При этом качество поверхности контртела в паре с медью повышается, что обусловлено эффектом массопереноса [6].

Сравнительные испытания покрытий на основе меди и механической смеси частиц меди и цинка (латуни) в условиях сухого трения выявили, что интенсивность изнашивания покрытия латуни в несколько раз ниже, чем покрытия меди, а изнашивание контртела в паре с латунью на порядок ниже [7]. Это объясняется массопереносом меди и цинка на поверхность контртела, что и приводит к высокой износостойкости сопряжения [8]. Однако повышение температуры испытания до 250 °С приводит к резкому повышению изнашивания образца с покрытием из «латуни» и контртела, что может быть обусловлено изменением фазового состава и механических свойств покрытия. В целом результаты показывают перспективность использования технологии ГДН для нанесения покрытий триботехнического назначения.

Цель настоящей работы — исследование структуры и свойств покрытия на основе меди и цинка, полученного ГДН, после напыления и последующей термической обработки.

Покрытие на подложку из стали 40Х напыляли на установке ДИМЕТ-404 при температуре  $T = 450$  °С и скорости перемещения сменного сопла относительно поверхности образца 10 мм/с. Ширина нанесенного слоя покрытия при перемещении сопла в одну сторону не превышает 5,6 мм. Поэтому напыление на всю поверхность подложки осуществляется последовательным смещением сопла относительно ранее нанесенного слоя металла на 3 мм (перекрытие  $\approx 50$  %). Механическую смесь меди, цинка и оксида алюминия (С-01-11) применяли в состоянии поставки при соотношении компонентов по объему: 35 % Cu, 35 % Zn, 30 % Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> [7]. Покрытие обрабатывали шлифовальной бумагой разной зернистости и далее на полировальном станке с использованием эмульсии до получения поверхности необходимого качества.

Твердость покрытия измеряли методом Виккерса (ГОСТ 2999—75) при нагрузке 490,3 мН и времени выдержки  $t = 10$  с на твердомере SHIMADZU НМV-2. Исследование проводили по двум структурным составляющим, имеющим красный (медь) и светлый (цинк) оттенки в исходном состоянии и после термической обработки. Ввиду значительного разброса значений твердости для каждого структурного составляющего выполняли по 15—19 изме-

рений после напыления и термической обработки образцов с покрытием в печи с выдержками 3,5; 10; 20; 40; 60; 180 мин, что обеспечивало получение статистически достоверных результатов.

Металлографические исследования покрытия осуществляли на полированных шлифах с использованием металлографического микроскопа В-600 МЕТ (увеличение  $\times 1000$ ).

Термическую обработку (ТО) покрытия с подложкой проводили в лабораторной печи СНОЛ при температуре ниже точки плавления цинка ( $T = 405 \div 415$  °С) с выдержками  $t = 3; 5; 10; 20; 40; 60; 180$  мин.

Фазовый состав покрытий системы Cu—Zn исследовали на многофункциональном рентгеновском дифрактометре Rigaku Ultima IV с использованием CuK $\alpha$ -излучения и параллельного пучка, для формирования которого применяли рентгеновскую оптику — многослойное параболическое зеркало. Дифрактограммы снимали в симметричном режиме; диапазон сканирования  $2\theta = 20 \div 120$ ° с шагом 0,05°; минимальная скорость детектора 3°.

Рентгенофлуоресцентный анализ осуществляли на спектрометре Rigaku Primus II с использованием в качестве источника рентгеновского излучения рентгеновской трубки с Rh-анодом в вакууме; диапазон химических элементов от Са до U. Количественный анализ проводили после записи и расшифровки экспериментальных спектров исследуемых образцов с помощью программы фирмы Rigaku ZSX методом фундаментальных параметров SQX (без использования эталонных образцов).

Напыленное на стальную подложку покрытие имеет незначительный красноватый оттенок, а после термической обработки приобретает желтый оттенок, насыщенность которого возрастает при увеличении времени термической обработки.

В структуре покрытия наблюдаются участки красного и светлого оттенков (частицы меди и цинка), расположение которых в целом носит регулярный характер. Однако в структуре покрытия также присутствуют и скопления частиц меди с незначительным вкраплением светлых участков и наоборот (рис. 1, а, см. обложку). Также в структуре наблюдаются поры (темные участки), которые образовались при механической обработке поверхности в результате отделения (выкрашивания) корунда из поверхности металлической матрицы. В некоторых порах можно наблюдать частицы корунда незначительного размера.

При таком неравномерном распределении исходных компонентов процессы, проходящие в покрытии при термической обработке, могут способствовать формированию структур с сочетанием исходных составляющих и фаз, присущих латуни, например, электронных соединений.

Массовые доли меди и цинка в покрытии составляют соответственно 64,8 и 35,0 %, что значительно отличается от соотношения компонентов в исходном составе смеси порошков (табл. 1). Если смесь металлов в данном соотношении расплавить, то в результате металлургического процесса должен получиться сплав по механическим свойствам близкий к двойной латуни Л68 [1].

В исходной структуре покрытия твердость красных участков варьируется от 58,3 *HV* (что близко к твердости меди) до 105 *HV*. Средняя твердость красной структурной составляющей (меди)  $\approx 88$  *HV*.

При напылении покрытия на основе смеси частиц меди с корундом при  $T = 450$  °С твердость нанесенного слоя составляет  $\approx 140$  *HV* [6]. Высокая твердость газодинамического покрытия обусловлена деформацией частиц металла при соударении с подложкой и частицами корунда, искажением решетки с повышением микродеформаций. При минимальной температуре напыления (180 °С) микродеформации и твердость имеют максимальные значения. При повышении температуры напыления нагретый поток воздуха повышает температуру наносимого слоя металла и при нагревании покрытия до температуры рекристаллизации, например меди, в структуре происходят изменения (процессы возврата, т. е. отдыха), при которых микродеформации снижаются в 2 раза, что влияет на твердость покрытия [6].

При одинаковой температуре напыления более низкая твердость меди в покрытии на основе Cu—Zn обусловлена наличием цинка в механической смеси порошков, который снижает скорость и энергию потока частиц и тем самым приводит к другим условиям деформации частиц меди. Экспериментально установлено, что давление потока частиц меди на поверхность при аналогичных параметрах напыления выше, чем потока частиц цинка [6].

Измерения твердости светлых участков также показали значительный разброс результатов (от 94 до 120 *HV*). Твердость данной структурной компоненты составила 105 *HV*, что выше твердости покрытия, напыленного только с использованием цинка; при аналогичной температуре напыления его твердость не превышает 70 *HV* [6].

Таблица 1

Содержание химических элементов в покрытии Cu—Zn

Химический элемент	Интенсивность линий	C, %
Хром	0,1070	0,0435
Железо	0,9679	0,1630
Никель	0,2134	0,0278
Медь	359,2806	64,8000
Цинк	247,6064	35,0000

Рентгеноструктурный фазовый анализ позволяет выявить в исходной структуре покрытия наличие меди, цинка и твердого раствора на основе цинка с параметрами решетки: 0,361, 0,266 и 0,275 нм соответственно.

В твердом состоянии в сплавах меди и цинка могут образоваться шесть фаз:  $\alpha$ -твердый раствор Zn в Cu;  $\beta'$ -твердый раствор электронного типа на базе соединения CuZn;  $\gamma$ -твердый раствор электронного типа на базе  $\text{Cu}_5\text{Zn}_8$ ;  $\varepsilon$ -твердый раствор электронного типа на базе  $\text{CuZn}_3$ ;  $\delta$ -твердый раствор (природа не установлена);  $\eta$ -твердый раствор Cu в Zn. При нормальной температуре применяемые на практике латуни могут быть однофазными и состоят из  $\alpha$ -твердого раствора или  $\beta'$ -фазы, а также могут быть двухфазными на основе  $\alpha$ - и  $\beta'$ -фаз [9].

Таким образом, можно утверждать, что в процессе напыления покрытия на основе смеси частиц меди и цинка при  $T = 450$  °С в наносимом слое металла происходят начальные процессы диффузии, что приводит к формированию  $\eta$ -твердого раствора Cu в Zn и соответственно оказывает влияние на твердость светлой структурной составляющей.

Процесс диффузии и формирование новой фазы за короткий промежуток времени напыления можно объяснить повышением в наносимых металлах числа вакансий в результате их деформации [6].

Покрытие в процессе напыления нагревается до температуры, близкой к температуре потока воздуха ( $\approx 450$  °С) с незначительным понижением к подложке [6]. В таком случае частицы цинка должны находиться в расплавленном состоянии. Однако времени (0,6 с), при котором покрытие находится под непосредственным воздействием потока воздуха, недостаточно для расплавления цинка, и он находится в состоянии близком к расплавлению. Известно, что при повышении температуры энергия атомов значительно повышается, амплитуда колебаний возрастает, а связи между атомами ослабевают. Узлы решетки освобождаются от атомов, что приводит к значительному повышению числа вакансий [10]. Так, у меди равновесная концентрация вакансий при температуре несколько ниже температуры плавления (1060 °С) и составляет  $16 \cdot 10^{-5}$  [11]. Такое состояние металлов двухкомпонентного покрытия может способствовать эффективному прохождению диффузии по вакансионному механизму [12].

При исследовании структуры и свойств двухкомпонентного покрытия на основе алюминия и цинка был выявлен эффект переноса микрообъемов цинка частицами корунда и внедрения их в частицы алюминия. При сканировании зондом ( $\leq 5$  мкм) по частицам алюминия обнаружено наличие локальных зон, в которых массовая доля цинка составляет от 8 до 78 ат. %. [6]. При напылении покрытия на

основе меди и цинка нельзя исключить наличие такого же механизма переноса цинка частицами корунда и внедрения его в частицы меди, что должно способствовать увеличению границ соприкосновения металлов и соответственно диффузии.

Незначительная (3 мин) выдержка покрытия на основе меди и цинка сопровождается началом формирования твердого раствора на основе меди с периодом, отличающимся от периода чистой меди ( $\alpha$ -фаза; 0,372 нм), уменьшением содержания чистого цинка (до 7 %) и отсутствием твердого раствора на основе цинка ( $\eta$ -фаза). Кроме того, рентгеноструктурный фазовый анализ показал наличие электронного соединения —  $\gamma$ -фазы  $\text{Cu}_5\text{Zn}_8$ , массовая доля которого составляет 44 % (табл. 2). Из диаграммы состояния медь—цинк видно, что при нормальной температуре область существования этого электронного соединения соответствует содержанию цинка 50÷78 ат. % ( $\beta' + \gamma$ ,  $\gamma$ ,  $\gamma + \varepsilon$ ) [9]. В этом случае после термической обработки покрытия в течение 3 мин формируется четырехфазная структура на основе меди ( $\approx 48$  %), цинка ( $\approx 7$  %),  $\gamma$ -фазы ( $\approx 44$  %) и  $\alpha$ -фазы ( $\approx 1$  %).

Термическая обработка покрытия в течение 5 мин сопровождается уменьшением содержания меди с 48 до 38 % и повышением содержания твердого раствора на основе меди до 14 %. Количество  $\gamma$ -фазы не изменяется, но появляется оксид цинка (4 %) (см. табл. 2). Газодинамическое покрытие из меди или цинка имеет открытую пористость (3÷4 %), что может способствовать окислению цинка по глубине нанесенного слоя металла при нагревании в печи [6].

Увеличение времени термической обработки исходного покрытия до 10 мин приводит к дальнейшему снижению содержания меди с 38 до 26 % и незначительному повышению количества твердого раствора на основе меди (до 16 %). За это же время выдержки содержание  $\gamma$ -фазы снижается в 2 раза (22 %) при повышении количества оксида цинка до 8 %. При этом рентгеноструктурный фазовый ана-

лиз показывает наличие нового электронного соединения  $\beta$ -фазы  $\text{CuZn}$  (28 %) (см. табл. 2).

Таким образом, термическая обработка в течение 10 мин при температуре ниже температуры плавления цинка позволяет в результате диффузии получить многофазную структуру на основе меди,  $\alpha$ -фазы, оксида цинка и двух электронных соединений —  $\gamma$ - и  $\beta$ -фазы. Покрытие, нанесенное газодинамическим напылением с использованием смеси из меди и цинка, приобретает золотистый оттенок (см. рис. 1, б, см. обложку).

Дальнейшее повышение времени выдержки покрытия в печи с 20 до 180 мин сопровождается уменьшением содержания меди (до 1 %) и повышением содержания  $\alpha$ -фазы (до 58 %) (см. табл. 2). Содержание  $\beta'$ - и  $\gamma$ -фаз соответственно снижаются с 22 до 14 % и с 28 до 15 %. За то же время содержание оксида цинка увеличивается с 8 до 12 %. Период решетки структурных составляющих остается без изменений за исключением меди, размер которой при выдержке в течение 180 мин увеличивается с 0,362 до 0,387 нм.

Можно предположить формирование еще одного твердого раствора цинка в меди. В структуре покрытия наблюдается небольшое количество ( $\leq 1$  %) красноватых участков, границы которых не имеют четкого контура, с твердостью 95 *HV*, в то время как остальная поверхность имеет большую твердость (122 *HV*) (рис. 1, г, см. обложку).

Термическая обработка покрытия в течение 3 мин сопровождается незначительным повышением твердости структурной составляющей красного оттенка (до 95 *HV*) (рис. 2). При увеличении времени выдержки в печи твердость повышается до 108 *HV*, что может быть обусловлено началом формирования  $\alpha$ -фазы. Дальнейшая термическая обработка приводит к повышению твердости до 122 *HV*, что связано с увеличением содержания цинка в твердом растворе ( $\alpha$ -фазы). При этом покрытие имеет цвет, характерный для двойных латуней (см. рис. 1, б, в, см. обложку).

Таблица 2

Фазовый состав химических соединений покрытия на основе меди и цинка при разном времени выдержки, %

ТО, мин	Cu	$\alpha$ -фаза	$\beta'$ -фаза	$\gamma$ -фаза	Zn	ZnO	$\eta$ -фаза
0	58	—	—	—	23	—	19
3	48	1	—	44	7	—	—
5	38	14	—	44	—	4	—
10	26	16	28	22	—	8	—
20	26	17	29	20	—	8	—
40	19	30	27	14	—	10	—
60	22	34	17	17	—	10	—
180	1	58	15	14	—	12	—



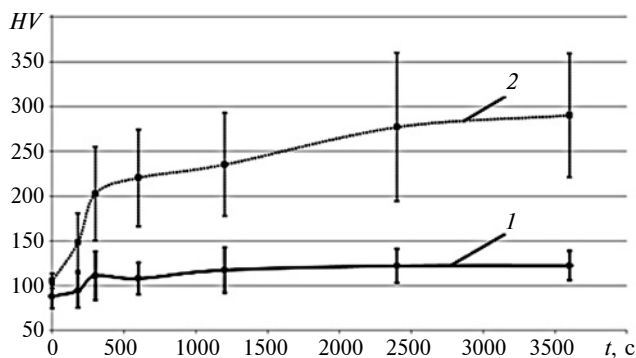


Рис. 2. Зависимости изменения твердости  $HV$  покрытия на основе меди и цинка от времени  $t$  выдержки для красных (1) и светлых (2) участков

Твердость светлых участков при выдержке в печи в течение 3÷5 мин увеличивается с 105 до 203  $HV$ , что обусловлено формированием электронного соединения  $\gamma$ -фазы (см. рис. 2).

Дальнейшая термическая обработка покрытия приводит к повышению твердости до 280  $HV$  (см. рис. 2). При термической обработке в течение 10 мин количество  $\gamma$ -фазы сокращается в 2 раза, но за это время выдержки формируется 28 %  $\beta'$ -фазы (см. табл. 2). Увеличение времени термической обработки до 40 мин практически не влияет на ее содержание, поэтому повышение твердости светлых структурных составляющих можно отнести к формированию  $\beta'$ -фазы.

Твердость светлой структуры, измеренная по всей площади покрытия, имеет значительный разброс (от 152 до 421  $HV$ ). При этом есть отдельные участки, на которых измерение твердости сопровождается полным или частичным разрушением поверхности и образованием трещин вокруг отпечатка. Эти участки имеют твердость 250  $HV$  и ниже. Однако измерение твердости аналогичных по цвету участков показывает большую твердость (300÷400  $HV$ ), при этом поверхность не разрушается. Можно предположить, что в одном случае процесс диффузии прошел полностью по всей частице цинка, окруженной частицами меди, из-за ее незначительного размера с формированием  $\beta'$ -фазы, имеющей высокую твердость и повышенную хрупкость. Во втором случае в значительных формированиях (по размерам) частиц цинка процесс диффузии не мог завершиться полностью, и при наличии градиента концентрации меди присутствуют промежуточные структуры превращения в соответствии с правой частью диаграммы медь—цинк, что и определяет механические свойства покрытия.

В соответствии с принятыми терминами структуру, формируемую при напылении покрытия с использованием частиц меди и цинка, нельзя обозначать как латунь из-за наличия меди и цинка. При

обозначении покрытия целесообразно использовать термин покрытие типа «латуни». Только после термической обработки, в результате которой все исходные компоненты напыления (медь и цинк) не выявляются при исследовании покрытия, а фиксируются только фазы, присущие латуни как сплаву, можно утверждать о получении покрытия «многофазной латуни». В данном случае термин «многофазная латунь» можно использовать для покрытия, полученного после термической обработки при температуре 405÷415 °С с выдержкой 180 мин.

Выявленную структуру покрытия на основе частиц меди и цинка можно обозначить как градиентную по фазовому составу и твердости, что при наличии в покрытии оксида цинка и пор может обеспечить поверхности высокие триботехнические свойства [13].

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов В. Н.** Словарь-справочник по литейному производству. М.: Машиностроение, 1990. 384 с.
2. **Биргер Е. М., Архипов В. Е., Поляков А. Н.** Триботехнические и коррозионно-стойкие покрытия на основе меди и цинка: Состояние технологии газодинамического напыления и основные свойства покрытий // Упрочняющие технологии и покрытия. 2019. № 4 (172). С. 166—173.
3. **Tribological behavior of a cold-sprayed Cu—MoS<sub>2</sub> composite coating during dry sliding wear / Yinyin Zhang, J. Shockley, Vo Michael et al. // Tribology Letters. 2016. Vol. 62. Is. 1. P. 1—12.**
4. **Wear and corrosion characteristics of copper-based composite coatings / Calli Cagdas, Tazegul Onur, Sabri Eyup Kayali // Industrial Lubrication and Tribology. 2017. Vol. 69. Is. 2. P. 300—305. <https://doi.org/10.1108/ILT-07-2016-0146>.**
5. **ДИМЕТ.** Применение технологии и оборудования: <http://www.dimet-r.narod.ru>.
6. **Газодинамическое напыление: Структура и свойства покрытий / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, Г. В. Москвитин, М. С. Пугачев.** М.: КРАСАНД, 2017. 240 с.
7. **Модифицирование** поверхностей трибосопряженных напылением металлических покрытий как средство повышения их фреттингостойкости: Металлофизическое исследование кинетики фрикционного массопереноса напыленных мягких металлов антифрикционного назначения / Б. Я. Сачек, В. Е. Архипов, А. М. Мезрин и др. М.: Ленанд, 2018. С. 409—420.
8. **Ефремов Б. Н.** Латунь. От фазового строения к структуре и свойствам. М.: ИНФРА-М, 2016. 314 с.
9. **Лахтин Ю. М., Леонтьева В. П.** Материаловедение. М.: Издательский дом Альянс, 2009. 528 с.
10. **Портной В. К., Новиков А. И., Головин И. С.** Дефекты кристаллического строения металлов и методы их анализа. М.: МИСиС, 2015. 242 с.
11. **Бокштейн Б. С.** Диффузия в металлах. М.: Металлургия, 1978. 248 с.
12. **Триботехническое материаловедение и трибология / Н. Е. Денисова, В. А. Шорин, И. Н. Гонтери и др. П.: Пензенский ГУ, 2006. 286 с.**

Д. М. БЕРДИЕВ, д-р техн. наук, А. А. ЮСУПОВ (Ташкентский ГТУ, Узбекистан), e-mail: ravshan\_iqtisod@mail.ru

## Повышение износостойкости зубьев зубчатых колес циклической закалкой с индукционным нагреванием

Выполнены исследования по циклической термической обработке стальных образцов на разных температурных режимах для повышения их абразивной износостойкости. Установлено, что циклическое нагревание деталей из стали 65Г до температуры 450 °С повышает их износостойкость на 40 % в сравнении с традиционной индукционной закалкой.

**Ключевые слова:** абразивное изнашивание, термическая обработка, циклическое нагревание, индукционная закалка, плотность дислокаций, твердость, малолегированная сталь.

Studies on cyclic heat treatment of steel samples at different temperature conditions were performed to increase their abrasive wear resistance. It was found, that cyclic heating of parts made of steel 65G to a temperature of 450 °С increases their wear resistance by 40 % in comparison with traditional induction hardening.

**Keywords:** abrasive wear, heat treatment, cyclic heating, induction hardening, dislocation density, hardness, low alloy steel.

Предприятия сельскохозяйственного машиностроения Республики Узбекистан постоянно увеличивают выпуск хлопкоуборочных машин. При эксплуатации данной техники в результате абразивного изнашивания выходят из строя такие детали, как зубчатые колеса и вал-шестерни, в результате чего ежегодно расходуется большое количество металла для изготовления запасных частей. С каждым годом машиностроительная техника становится более сложной, и для обеспечения ее эффективного использования необходима мощная ремонтная база.

Работоспособность зубчатых колес во многом определяет долговечность их зубьев. Зубчатые колеса, как правило, изготавливают из низкоуглеродистой стали (содержание углерода  $0,1 \pm 0,25$  %) и подвергают их термической обработке — цементация, закалка и низкий отпуск. Сокращение времени обработки обеспечивает цементация в газовой среде. При этом расходуется много электроэнергии и газообразного углекислого газа.

В последующие годы исследователями были предложены разные варианты термической обработки зубчатых колес, включая многократные нагревания и охлаждения, в основном выше точки фазового превращения. Такую обработку назвали термоциклической обработкой. Ее используют для измельчения зерна и снятия внутренних напряжений, что обеспечивает повышение прочности и вязкости стали.

Износостойкость сталей, как правило, во многом зависит от твердости и плотности дислокаций в объеме материала.

Было установлено, что есть возможность дополнительного повышения износостойкости сталей использованием нестандартных режимов термообработки, которая заключается в создании благоприятных сочетаний структурных параметров материала при уже достигнутой для них максимальной твердости. По данным работы [1] циклической закалкой можно существенно изменить плотность дислокаций в материале, что будет способствовать повышению износостойкости и изменению других показателей его механических свойств.

Эксперименты показали, что после трех циклов термообработки образцов изменилась микроструктура стали, появились микроскопические кластеры и субмикроскопические сфероиды цементита в матрице мартенсита [2].

Настоящая работа направлена на повышение абразивной стойкости сталей, работающих в условиях абразивного изнашивания, путем циклической закалки с индукционным нагреванием токами высокой частоты, т. е. многократными нагреваниями и охлаждениями стали с целью формирования новой структуры для повышения механических свойств.

В экспериментах использовали образцы из стали 65Г, химический состав которой приведен в табл. 1.

Образцы с размерами  $20 \times 20 \times 7$  мм обрабатывали, используя разные термические режимы. Контрольным являлся образец, прошедший традиционное индукционное нагревание до температуры 900 °С, охлаждение в масле и отпуск при температуре 180 °С [3]. Исследуемые образцы нагревали до температур  $T = 450, 570$  и  $700$  °С; наибольшее число циклов достигало 7. Температуру нагревания выбирали исходя из существующих режимов термоциклической обработки. После каждого нагревания выполняли охлаждение на воздухе под вытяжкой (традиционный способ охлаждения на

Таблица 1  
Химические составы исследуемой стали 65Г и контрольной 18ХГТ

Сталь	Химический элемент, % мас.						
	C	Si	Mn	Cr	Ti	S	P
65Г	0,68	0,25	1,15	—	—	0,03	0,03
18ХГТ (контрольный образец)	0,31	0,29	1,00	0,98	0,1	0,02	0,02

Таблица 2

Изменение показателей свойств стали 65Г после циклирования с последующим охлаждением на воздухе

Нагревание до температуры, °С	Число циклов	<i>HV</i>	$\beta_{\text{ср}}$ , $10^{-3}$ рад
450	1	269	9,87
	2	269	9,87
	3	269	9,87
	4	269	9,87
	5	269	9,87
550	1	241	9,1
	2	241	9,1
	3	241	9,1
	4	241	9,1
	5	241	9,1
700	1	229	9,88
	2	229	9,88
	3	229	9,88
	4	229	9,88
	5	229	9,88

промышленных предприятиях). После последнего нагревания до температуры 950 °С образец закачивали в масле и осуществляли отпуск при температуре 180 °С. Для регистрации структурных изменений при обработке часть образцов не проходили окончательную закалку и отпуск. Для термической обработки использовали современную установку ВЧГ2-100/066 для индукционного нагревания.

Для равномерного прогревания образцов изменение температуры составляло 110÷120 °С/с. Для оценки температурно-временного фактора при циклической закалке к образцу припаивали термопару, подсоединенную к быстродействующему потенциометру для регистрации температуры.

Для сравнения производственных данных на АО «Агрегатный завод» выбранные образцы из стали 18ХГТ (см. табл. 1) подвергали цементации в шахтных печах вместе с садкой из зубчатых колес. Цементацию зубьев колес выполняли при температуре  $T = 900 \div 950$  °С в течение 8÷10 ч.

Испытания на изнашивание выполняли трением скольжения по незакрепленному абразивному материалу на установке ПВ-7 [4]. Абразивным материалом являлся пылевидный кварцевый песок, который подавали порциями с помощью дозатора на поверхность образца и полиуретанового шнека. Выбор установки и способа испытания на абразивное изнашивание был обусловлен предыдущими исследованиями, которые показали, что испытания на износостойкость на машине ПВ-7 близки к изнашиванию в полевых условиях уплотнителя сошника хлопковой сеялки на полях Узбекистана — совпадали расположения материалов и значения относительной износостойкости [5]. Последнее определяли сравнением потерь массы  $Q$  износа контрольного образца, который взвешивали до и после испытаний на аналитических весах

ВЛА-200М (точность до 0,1 мг); повторяемость опытов составила 5.

Для исследования структуры использовали металлографический и рентгеноструктурный анализы. Металлографические исследования проводили на микроскопе МИМ8-М (кратность увеличения 100÷1000). Травление шлифов выполняли 3 %-ым раствором  $\text{HNO}_3$  в этиловом спирте. Травление границ аустенитных зерен на закаленной стали выполняли в насыщенном водном растворе пикриновой кислоты с добавлением моющих веществ [6].

Рентгеноструктурные исследования осуществляли на установке ДРОН-2,0. Определяли физическую ширину  $\beta_{\text{ср}}$  рентгеновской линии (220), которую приняли в качестве меры несовершенства кристаллической решетки. По физическому уширению рентгеновских интерференций рассчитывали плотность дислокаций [7].

Циклическое нагревание образцов из стали 65Г с последующим охлаждением на воздухе способствовало сфероидизации исходной пластинчатой структуры стали. Особенно четко это наблюдалось при нагревании стали до температур 450, 570 и 700 °С (табл. 2).

Дефектность кристаллического строения стали 65Г после циклической обработки в интервале докритических температур мало зависит от температуры  $T$  и числа  $N$  циклов. Только нагревание выше критической температуры ( $A_{c1}$ ) с последующим охлаждением на воздухе позволило сформировать менее равновесную структуру и повышенную кристаллическую дефектность.

Несколько иные результаты имели место при окончательной индукционной закалке и низком отпуске. При разных вариантах термической обработки образцы имели одинаковую микроструктуру, величину зерен и твердость (59÷60 *HV*), отличались они степенью кристаллической дефектности. Положительный эффект наблюдается при 2—5 циклах нагревания образцов до температуры 450 °С (рис. 1). При температурах 550 и 700 °С кристаллическая дефектность или ниже, или этот эффект не стабилен. Это можно объяснить микропластической деформацией в результате значительных температурных

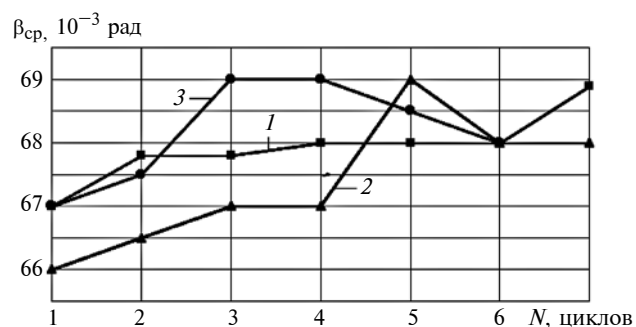


Рис. 1. Зависимости изменения физической ширины  $\beta_{\text{ср}}$  рентгеновской линии от числа  $N$  термических циклов и температуры нагревания  $T = 450$  (1), 570 (2) и 700 °С (3)

перепадов. Наличие второй фазы также способствует микропластической деформации из-за разницы термического расширения фаз.

Таким образом, развивается дислокационная структура, а повышенная температура способствует ее полигонизации, при этом высокая кристаллическая дефектность не наблюдается, однако имеет место высокая термическая стабильность. При повторном нагревании выше точки фазового превращения полигонизованные структуры обеспечивают появление структур с высокой плотностью дислокаций.

Циклическая обработка при температуре более 450 °С приводит к интенсивной рекристаллизации, полигональные структуры не образуются. Однако индукционная закалка после предварительной циклической обработки при температуре 450 °С не дает существенного повышения плотности дислокаций по сравнению с традиционной индукционной закалкой. При одной твердости разница физической ширины рентгеновской линии достигает  $\beta_{\text{ср}} = 5 \cdot 10^{-3}$  рад (см. рис. 1).

Результаты испытаний на изнашивание согласуются с данными микро- и субмикроисследований образцов. Это же показали и испытания на абразивное изнашивание при незакрепленном абразивном материале (рис. 2).

Циклическая термическая обработка стали 65Г создает структуру с более высокой плотностью кристаллических дефектов. Оптимальным режимом обработки следует считать режим с предварительным циклическим нагреванием до температуры 450 °С.

Микроструктурный анализ показал, что все образцы имели мартенситную структуру (в стали 18ХГТ в сердцевине наблюдались участки нижнего бейнита). При высокой твердости материала для сохранения необходимой вязкости требуется мелкое аустенитное зерно, наличие которого определяли травлением (ГОСТ 5639–65).

Контрольный образец из стали 18ХГТ имел аустенитные зерна со средним диаметром  $d_{\text{ср}} = 0,02736 \div 0,03315$  мм (7, 8 баллов). Сталь 65Г после оптимального режима циклической закалки имела  $d_{\text{ср}} = 0,055$  мм (5, 6 баллов), а вершина зуба —  $d_{\text{ср}} = 0,0927 \div 0,0729$  мм (4, 5 баллов), что соответствует началу перегрева.

Таблица 3

Результаты термической обработки стали 65Г

Сталь	Обработка	НВ	Q, мг	$\beta_{\text{ср}}, 10^{-3}$ рад
65Г	Индукционная закалка	578÷600	2,14	63,2
	Индукционная закалка на оптимальном режиме	600÷620	1,20	69,0
18ХГТ	Цементация, закалка	514÷534	1,70	64,4

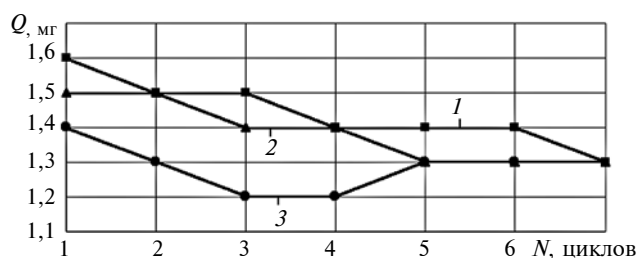


Рис. 2. Зависимости изменения массы Q абразивного износа образцов из стали 65Г от числа N термических циклов и температуры нагрева T = 450 (1), 570 (2) и 700 °С (3)

Микроанализ и определение твердости показали, что наибольшие твердость и плотность дислокаций имеют образцы из стали 65Г, прошедшие оптимальную циклическую закалку (табл. 3).

В настоящее время на АО «Агрегатный завод» и кафедре «Обработка металлов давлением» механического факультета Ташкентского ГТУ им. Ислама Каримова продолжаются научно-исследовательские работы в этом направлении.

Циклическая термическая обработка стали 65Г может создать структуру с более высокой плотностью кристаллических дефектов. Оптимальным вариантом следует считать режим, включающий в себя предварительное циклическое нагревание до температуры 450 °С.

Таким образом, оптимальный режим циклической термической обработки стали 65Г обеспечивает повышение абразивной износостойкости на 30 %, что в 2 раза больше по сравнению с повышением износостойкости образцов из стали 18ХГТ после индукционного нагревания до температуры 900 °С. Это позволяет существенно экономить электроэнергию и газообразный углеводород.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Евдокимов А. И., Зелин М. Г., Короткое В. А. Циклическая закалка стали ХВГ // МиТОМ, 2002. № 9. С. 33–34.
- Alok Mishra, Joydeep Maity. Structure-property correlation of AISI 1080 steel subjected to cyclic quenching treatment // Materials Science and Engineering. 2015. Vol. 646. P. 169–181.
- Бердиев Д. М. Повышение абразивной износостойкости сталей // Техника и технологии машиностроения // VI Междунар. конф. Омск. 2017. С. 3–8.
- Тененбаум М. М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 267 с.
- Мухамедов А. А., Тилабов Б. К. Повышение износостойкости деталей с твердосплавными покрытиями термической обработкой // Изв. вузов. Черная металлургия. 2003. № 12. С. 35–37.
- Батаев В. А., Батаев А. А., Алхимов А. П. Методы структурного анализа материалов и контроля качества деталей. М.: Наука, 2007. 224 с.
- Горелик С. С., Скаков Ю. А., Расторгуев Л. Н. Рентгенографический и электронно-оптический анализ М.: МИСИС, 1994. 328 с.

М. А. ТАМАРКИН, д-р техн. наук, Э. Э. ТИЩЕНКО, А. В. ВЕРЧЕНКО, кандидаты технических наук, С. А. НОВОКРЕЩЕНОВ (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: tehn\_rostov@mail.ru

## Формирование качества поверхностного слоя при гидроабразивной резке

Исследован процесс гидроабразивной резки листовых материалов и получаемых обработанных поверхностей. Получена зависимость для определения шероховатости получаемых поверхностей, адекватность которой подтверждена экспериментально. Даны рекомендации по технологическому проектированию и внедрению данной обработки в производство.

**Ключевые слова:** гидроабразивная резка, деталь, шероховатость поверхности.

The process of waterjet cutting of sheet materials and the obtained treated surfaces is studied. A dependence for determining the roughness of the obtained surfaces is derived, the adequacy of which is confirmed experimentally. Recommendations on technological design and implementation of this processing in production are given.

**Keywords:** waterjet cutting, part, surface roughness.

Гидроабразивное резание — обработка, при которой разрезание материала осуществляется тонкой струей смеси воды и абразива, подаваемой под высоким давлением. Частицы абразива, имеющие высокую (сверхзвуковую) скорость, срезают микростружки с обрабатываемой заготовки, а вода удаляет их из зоны резания, т. е. происходит эрозионное разрушение.

В качестве абразива используют минералы, измельченные до частиц  $0,1 \div 0,3$  мм с острыми выступами. Подача абразива зависит от обрабатываемого материала и толщины заготовки и может составлять от 100 до 600 г/мин. Лучшим абразивом для гидроабразивной резки является гранатовый песок — природный минерал высокой прочности. Для этих целей используют зерна оливина и искусственные абразивные материалы, например, зерна электрокорунда.

Гидроабразивная резка является наиболее перспективным методом раскроя заготовок. Достоинства гидроабразивной резки: широкий диапазон толщин обрабатываемых заготовок, обработка различных материалов, высокая производительность, высокое качество обработанной поверхности, обработка деталей сложной конфигурации, обуславливает ее применение в машиностроении, судостроении, при производстве летательных аппаратов. Кроме того, при данной обработке исключается термическое воздействие на обрабатываемый материал, возникновение внутренних напряжений в зо-

не реза, для эрозионного разрушения достаточно небольшой силы резания.

Однако процессы, возникающие при гидроабразивной резке, недостаточно изучены, а на результат обработки влияет множество технологических факторов:

параметры заготовки и показатели обрабатываемого материала (толщина, физико-механические свойства);

параметры режущей струи (зернистость и форма абразива, количество абразива в режущей струе, прочность абразива, давление в струе, ее диаметр);

режимы резания (подача сопла режущей головки, угол наклона струи, расстояние от сопла до обработанной поверхности).

При проектировании технологического процесса важно определить оптимальные технологические параметры и режим, обеспечивающие заданное качество поверхностного слоя обработанной детали при наименьших затратах.

Гидроабразивная резка имеет и недостатки, обусловленные потерей струей режущей способности при прохождении через толщу материала, что во многом зависит от кинетической энергии и скорости струи. В зоне резания имеет место неравномерность распределения шероховатостей, так как на поверхности наблюдаются гладкие зоны и волнистые, плавно перетекающие друг в друга. Гладкая зона представляет собой равномерную гладкую поверхность с установившейся шероховатостью, а волнистая зона — волнистую поверхность с дугowymi выемками, направленными в обратную сторону относительно подачи режущей струи (рис. 1). При этом отношение ширины одной зон к ширине другой зависит от режима обработки. Установлено, что гладкая зона увеличивается с уменьшением подачи струи.

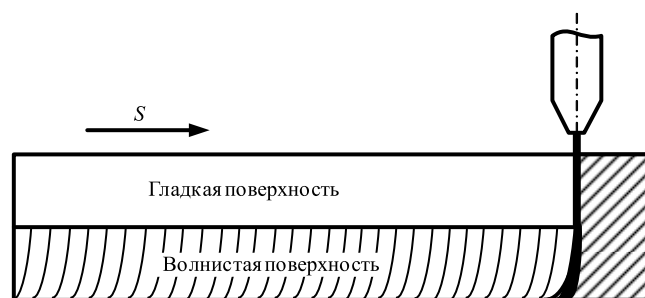


Рис. 1. Схема гидроабразивного резания

Каждая абразивная частица при контакте с обрабатываемым материалом создает пластические и упругие деформации, оставляя после себя царапину, ширина и глубина которой зависит от формы и размера частицы, угла ее внедрения в материал, скорости и траектории движения. Шероховатость поверхности складывается из совокупности этих царапин, часто пересекающихся и накладывающихся. Однако не все абразивные частицы, соударяясь с заготовкой, снимают слой материала. Число полезных соударений будет зависеть от концентрации абразивных частиц в режущей струе. При этом чем больше частиц в единицу времени соударяется в зоне резания, тем меньше будет шероховатость обработанной поверхности. При повышении подачи сопла уменьшается число воздействий абразивных частиц с материалом заготовки в единицу времени, так как формообразующий сектор быстрее перемещается относительно обрабатываемого материала. При повышении давления возрастает скорость струи, и шероховатость обработанной поверхности снижается. При увеличении размера абразивных частиц шероховатость обработанной поверхности возрастает, так как большие зерна оставляют более глубокие царапины, величина которых зависит от формы и размера абразива. Чем тверже обрабатываемый материал, тем сложнее абразивным частицам в него внедряться, что обуславливает высокую шероховатость обработанной поверхности при резании мягких материалов. Однако более твердый и прочный материал способствует быстрой потере энергии режущей струи. При соударении абразивных частиц без полезного воздействия (не прорезая царапин), они отскакивают от обрабатываемой поверхности, блокируя вновь поступающие частицы, т. е. происходит эффект отражения. Это объясняет то, что при обработке твердых материалов с увеличением подачи сопла волнистая зона на обработанной поверхности увеличивается значительно, чем при резании мягкого материала. Расстояние от сопла до режущей поверхности влияет на рассеяние струи. При контакте с воздухом возникает «факел» — струя теряет режущую форму и концентрацию. При этом возрастают углы атаки абразивных частиц относительно обрабатываемой поверхности, число воздействий снижается, повышается шероховатость обработанной поверхности.

Исследователи Р. А. Тихомиров, Е. Н. Петухов, В. Ф. Бабанин, Ю. С. Степанов, М. А. Бурнашев, В. Д. Шапиро, Г. В. Барсуков, А. П. Черепенько, А. А. Семерчан, И. З. Зайченко, В. С. Гуенко, В. А. Потапов, Ю. А. Понамарев, А. Momber, M. Hashish, H. Lous, D. Arola, M. Ramulu, Y. Zhang, J. Chao, J. Zeng изучали процессы гидроабразивной резки и получаемые в результате обработки шероховатости поверхностей. Однако полученные эмпирические модели для определения шероховатости

имеют ряд недостатков: они не учитывают влияние таких технологических параметров, как зернистость абразива, количество абразива в режущей смеси, формирование параметра профиля шероховатой поверхности. По известным зависимостям нельзя определить соотношение гладкой зоны и волнистой. Поэтому необходимо более детальное изучение процессов формирования поверхностей в зоне резания при гидроабразивной обработке.

Было установлено, что максимальное внедрение абразивной частицы можно определить по формуле [1, 2]

$$h_{\max} = DK_L \sin \alpha \sqrt{\frac{2P_{\text{дин}} \rho_{\text{ч}}}{3c \rho_{\text{см}} k_s \sigma_s}}, \quad (1)$$

где  $\rho_{\text{ч}}$  — плотность материала частиц, кг/м<sup>3</sup>;  $k_s$  — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности детали на площадь фактического контакта;  $P_{\text{дин}}$  — динамическое давление смеси;  $\rho_{\text{см}}$  — плотность рабочей смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $D$  — диаметр абразивной частицы;  $K_L$  — коэффициент потерь, учитывающий расстояние от сопла до поверхности обрабатываемой детали;  $c$  — коэффициент, учитывающий несущую способность контактной поверхности;  $\sigma_s$  — предел текучести материала.

На основании работ [1–3] получена формула параметра шероховатости поверхности при гидроабразивной резке:

$$Ra = 10,18 k_{\alpha} \sqrt{\frac{h_{\max} R}{\sqrt{\lambda}}}, \quad (2)$$

где  $k_{\alpha}$  — коэффициент, учитывающий угол падения струи;  $R$  — радиус абразивной частицы;  $\lambda$  — интенсивность потока событий (число взаимодействий частиц абразивной среды с поверхностью детали в единицу времени на площади квадрата упаковки частиц).

Подставив выражение (1) в формулу (2), получим формулу параметра шероховатости поверхности, учитывающую число  $\lambda$  воздействий в единицу времени на площади квадрата упаковки [4, 5]:

$$Ra = 10,18 k_{\alpha} \sqrt{2R^2 K_L \sin \alpha \sqrt{\frac{2P_{\text{дин}} \rho_{\text{ч}}}{3\lambda c \rho_{\text{см}} K_S \sigma_S}}}. \quad (3)$$

Очевидно, что  $\lambda$  — функция от подачи, количества абразива в режущей струе и глубины проникновения в обрабатываемый материал. Чем меньше подача сопла, тем большее число абразивных частиц участвует в формировании шероховатости обработанной поверхности. При увеличении числа абразива в режущей струе увеличивается число полезных соударений с материалом заготовки, следовательно, снижается шероховатость обработанной поверхности. Шероховатость по глубине получае-

мой резанием кромке неодинаковая и зависит от количества абразивных частиц и их энергии взаимодействия с обрабатываемым материалом. Чем глубже участок, тем больше шероховатость поверхности. Величина  $\lambda$  определена экспериментальным путем [3].

Экспериментальные исследования гидроабразивной резки выполняли на установке для пятиосевой гидроабразивной резки фирмы Flow, которая позволяет обрабатывать стальные заготовки толщиной до 300 мм и заготовки практически из любых материалов (металлы, неметаллы). Наличие пяти управляемых координатных осей обеспечивают обработку не только плоских деталей, но и деталей сложных форм.

В экспериментах использовали образцы из материалов, применяемых при изготовлении деталей летательных аппаратов. Кроме того, проверяли универсальность применения теоретических моделей, т. е. и для мягких, и для твердых материалов. Образцы изготовляли из стали 30ХГСА в состоянии поставки (твердость 20 HRC) и закаленной (30 HRC), а также из алюминиевого сплава Д16Т.

В качестве режущего материала использовали гранатовый песок, а в качестве технологической жидкости — водопроводную воду.

Для изменения расхода  $Q$  абразива применяли разные дозирующие кольца в виде шайб с центральным калиброванным отверстием, размер которого и определяет количественное поступление в зону резания абразива в единицу времени.

Образцы обрабатывали на разных режимах. Подача сопла режущей головки — важнейший параметр гидроабразивной резки. Было установлено, что при резке образуется дефект — неравномерная шероховатость обработанной поверхности, т. е. образование гладких и волнистых зон (рис. 2). Подачу изменяли ступенчато от 5 мм/мин до подачи, при которой прекращалось сквозное прорезание металла [3—5].

В ходе обработки незакаленной стали 30ХГСА с твердостью 20 HRC подачу сопла изменяли от 5 до 120 мм/мин с шагом 15 мм. При подаче 120 мм/мин сквозное резание металла прекратилось.

Были получены профилограммы характерных участков обработанных поверхностей на разной глубине:  $h = 0; 5; 10; 15; 20; 25; 30$  мм.

Получена многофакторная модель формирования шероховатости в зависимости от глубины измерения и подачи (рис. 3, см. обложку).

Следующую серию экспериментов выполняли на закаленной стали 30ХГСА толщиной 30 мм с твердостью 30 HRC. Видно, что для данных заготовок при увеличении подачи шероховатость поверхности возрастает значительно, высота волнистой зоны больше высоты гладкой зоны. Сквозное резание материала прекратилось при более низкой подаче. Это можно объяснить снижением энергии

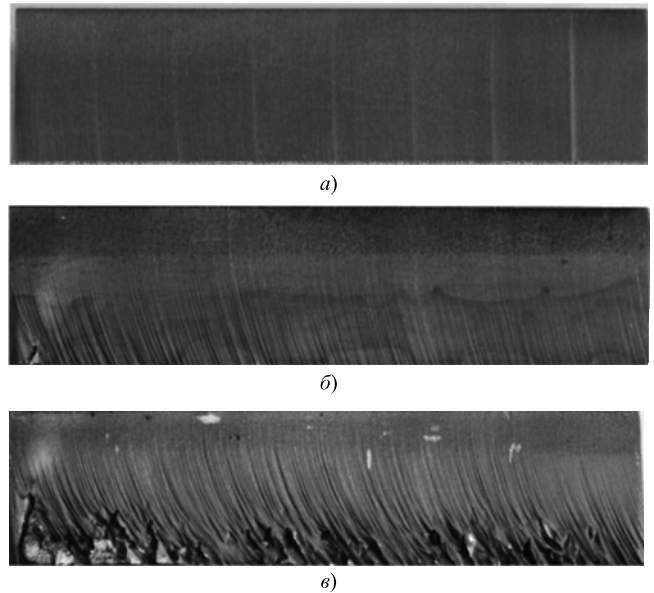


Рис. 2. Кромки разрезанных образцов из стали 30ХГСА толщиной 30 мм при изменении подачи  $S$  с 5 до 40 мм/мин (а), с 45 до 80 мм/мин (б), с 85 до 120 мм/мин (в)

струи и эффектом отражения. Соударяясь с более твердым материалом больше, абразивные частицы разрушаются, не осуществив срез микростружки, кроме того, больше частиц отскакивает, мешая другим попасть в зону резания.

Получена многофакторная модель формирования шероховатости в зависимости от подачи и глубины резания.

Также определяли влияние подачи на шероховатость обработанной поверхности на образцах из алюминиевого сплава Д16Т толщиной 30 мм.

Эксперименты показали, что ближе к поверхности (начало резания) шероховатость поверхности полученной резанием кромки больше, на ней имеются более глубокие царапины. Глубже шероховатость поверхности кромки будет меньше. Поток абразивных частиц стабилизируется, рассеяние частиц снижается. При увеличении подачи снижается число воздействий частиц с заготовкой, поэтому шероховатость повышается, на обработанной поверхности наблюдаются глубокие царапины. На более мягком материале и при малых подачах образуются более глубокие царапины, так как часть абразивных частиц отклоняется от направления резания и активнее взаимодействует с обрабатываемым материалом. При этом резание осуществляется интенсивнее, металл легче поддается абразивному изнашиванию, увеличение волнистой зоны происходит интенсивнее.

Полученные двухфакторные модели позволяют определить шероховатость обработанной поверхности в любом месте разреза, а также определить ширину гладких и волнистых зон.

Важным технологическим параметром, влияющим на шероховатость обработанной поверхности, является концентрация абразивных частиц в режущей смеси, которую можно определить по расходам в единицу времени воды и абразива. Эксперименты проводили на образцах из стали 30ХГСА толщиной 30 мм. Расход абразива меняли установкой шайб с отверстием разных диаметров, через которые подается абразив эжекционным способом.

Было установлено, что при повышении расхода абразива улучшается качество обработанной поверхности, уменьшается волнистая зона, поверхность становится более гладкой. Это можно объяс-

нить тем, что при одинаковой подаче при большем отверстии через сечение проходит большее число абразивных частиц. Большое количество частиц участвует в формировании шероховатости обработанной поверхности. Также возрастает и кинетическая энергия струи в результате увеличения режущей массы, поэтому уменьшается высота волнистой зоны. При этом в верхней части кромки среза шероховатость поверхности практически не изменяется. Глубже при уменьшении концентрации абразива шероховатость поверхности реза повышается. На это указывает зависимость качества обработанной поверхности от кинетической энергии струи. Чем больше расход абразива, тем больше концентрация абразивных частиц в струе, число их воздействий на обрабатываемую поверхность и кинетическая энергия струи (рис. 4, см. обложку).

Далее исследовали влияние толщины образцов на шероховатость обработанной поверхности. Разрезали образцы из стали 30ХГСА толщиной  $H = 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50$  мм с постоянной подачей сопла. По полученным данным построены зависимости, анализ которых показал характер изменения шероховатости обработанной поверхности от толщины заготовки (рис. 5, см. обложку).

До определенной толщины обрабатываемого материала образуется поверхность со стабильной равномерной шероховатостью. При увеличении толщины заготовки возникает волнистая зона. Ее высота увеличивается с увеличением толщины обрабатываемого материала, а шероховатость получаемой кромки среза повышается у основания.

Число  $\lambda$  полезных взаимодействий абразивных частиц в единицу времени определяли сравнением значений, полученных по регрессионным моделям, выведенных по экспериментальным данным и теоретической зависимости (3). Теоретическую шероховатость рассчитывали, приняв  $\lambda = 1$ .

Получены эмпирические зависимости числа соударений от подачи абразива, расположения на получаемой кромке, расхода абразива.

Установлено, что при повышении подачи число полезных соударений снижается. При внедрении абразивных частиц в материал их скорость снижается и уменьшается режущая способность.

При повышении расхода абразива увеличивается концентрация абразивных частиц в режущей струе. Таким образом, возрастает число активных взаимодействий частиц, которые учувствуют в формировании профиля обработанной поверхности.

Построены зависимости шероховатости поверхности от параметров режима обработки. Некоторые из них приведены на рис. 6–8. Сплошной линией показаны теоретические зависимости, построенные с использованием формулы (3). Результаты экспериментальных исследований показаны точками с доверительными интервалами (доверительная вероятность 95 %). Произведены сравнения теорети-

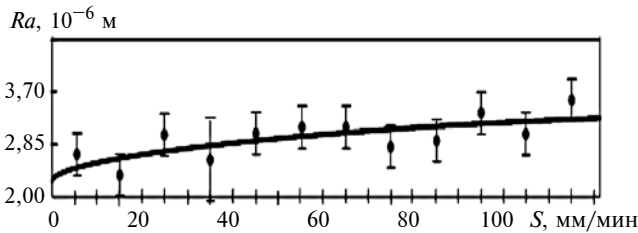


Рис. 6. Зависимость параметра  $Ra$  шероховатости обработанной поверхности образца из стали 30ХГСА до термообработки на глубине  $h = 5$  мм от подачи  $S$

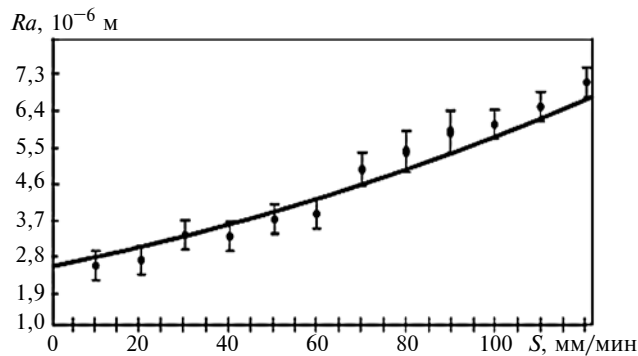


Рис. 7. Поле отклика параметра  $Ra$  шероховатости обработанной поверхности образца из стали 30ХГСА после термообработки на глубине  $h = 10$  мм от подачи  $S$

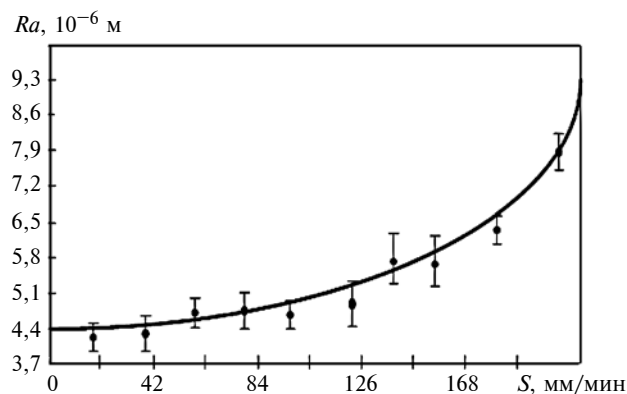


Рис. 8. Зависимость параметра  $Ra$  шероховатости обработанной поверхности образца из алюминиевого сплава Д16 на глубине  $h = 25$  мм от подачи  $S$



В. В. ГЛЕБОВ, канд. физ.-мат. наук, Ю. И. МАТВЕЕВ, д-р техн. наук (Волжский государственный университет водного транспорта, г. Н. Новгород), Г. В. ПАЧУРИН, д-р техн. наук, Н. А. КУЗЬМИН, д-р техн. наук, Т. В. НУЖДИНА, канд. техн. наук (НГТУ им. П. Е. Алексеева, г. Н. Новгород), e-mail: Vladimir\_vasg@rambler.ru

## Статистический анализ влияния ряда факторов на магнитомягкие характеристики стали типа 23X15H7M2

Исследовано влияние способа выплавки, термообработки и легирования на магнитомягкие свойства мартенсита отпуска стали 23X15H7M2. Установлено повышение магнитомягких свойств стали при выплавке в печи ДСП-1,5 по сравнению с печью ИСТ-0,16, а также повышение магнитной индукции и снижение коэрцитивной силы при термообработке и введении в состав стали кобальта.

**Ключевые слова:** аустенит, мартенсит отпуска, термическая обработка, легирование, магнитомягкие свойства, статистический анализ.

The influence of the method of smelting, heat treatment and alloying on the soft magnetic properties of martensite 23X15H7M2 tempering steel is investigated. An increase in the soft magnetic properties of steel during smelting in the ДСП-1,5 furnace compared to the ИСТ-0,16 furnace, as well as an increase in magnetic induction and a decrease in the coercive force during heat treatment and the introduction of cobalt into the steel is determined.

**Keywords:** austenite, tempering martensite, heat treatment, alloying, soft magnetic properties, statistical analysis.

Сталь 23X15H7M2 разрабатывали для получения магнитных заготовок деталей с заданным расположением магнитных и немагнитных участков, создаваемых локальной термообработкой [1]. Ра-

нее было установлено, что из стали 23X15H7M2 можно изготавливать монолитные валы для электродвигателей с магнитными и немагнитными участками вместо сварных, а также детали систем управления и защиты (СУЗ) реактора ВВЭР-1000. Однако несмотря на возможность снижения трудоемкости изготовления монолитных деталей для электрических машин из стали 23X15H7M2, ее широкое применение сдерживается недостаточно высокими физико-механическими свойствами мартенсита отпуска [2]. Поэтому в ходе исследований для повышения этих свойств возникла необходимость в корректировке химического состава [3], способа выплавки и режима термообработки [4].

Для исследований выполнили опытные плавки с введением в состав стали кобальта с заменой эквивалентного количества никеля (табл. 1). Экспериментально было установлено повышение проч-

Таблица 1

Химический состав, масс. %, опытных плавков стали 23X15H7M2

Плавка	C	Cr	Ni	Co	Si	Mo	V
126	0,19	15,3	4,4	2,3	0,41	1,83	1,01
328	0,18	16,5	6,4	—	0,27	2,22	0,5
330	0,20	16,0	4,54	2,5	0,27	1,91	0,66
333	0,24	15,04	6,48	—	0,33	1,78	0,62



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 53)

ческих результатов и экспериментальных исследований, расхождение не превысило 15 %.

Таким образом, полученные теоретические зависимости адекватно описывают процесс формирования шероховатой поверхности по всей глубине кромки среза и позволяют определить режим обработки, при котором нет волнистой зоны, а при ее появлении определить ее ширину.

Полученную зависимость (3) можно использовать для определения шероховатости поверхности кромки среза при гидроабразивной резке, составления рекомендаций по проектированию технологических процессов, а по данным о качестве получаемой поверхности определить припуск на дальнейшую чистовую обработку детали.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Тмаркин М. А. Теоретические основы оптимизации процессов обработки деталей свободными абразивами. Дис. ... д-ра техн. наук. Ростов-на/Д. 1995. 198 с.
2. Тмаркин М. А. Основы оптимизации процессов обработки деталей свободным абразивом. Saarbrücken/Jermany: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015. 133 с.
3. Верченко А. В. Повышение эффективности технологических процессов гидроабразивной резки деталей: Дис. ... канд. техн. наук: Ростов-на/Д. 2017. 128 с.
4. Тмаркин М. А., Верченко А. В., Кишко А. А. Повышение эффективности гидроабразивной резки толстолистовых авиационных материалов // Вестник МАИ. Т. 24. 2017. № 2. С. 104—114.
5. Тмаркин М. А., Верченко А. В. Исследование шероховатости поверхности реза при гидроабразивной резке // Вестник ДГТУ. 2017. № 2 (89). С. 116—130.

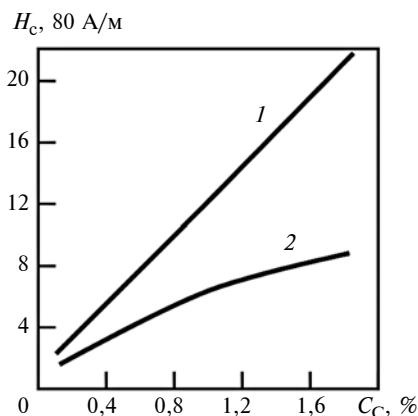


Рис. 1. Зависимости коэрцитивной силы  $H_c$  от содержания  $C_c$  углерода в стали с пластинчатым (1) и зернистым (2) цементитом [5]

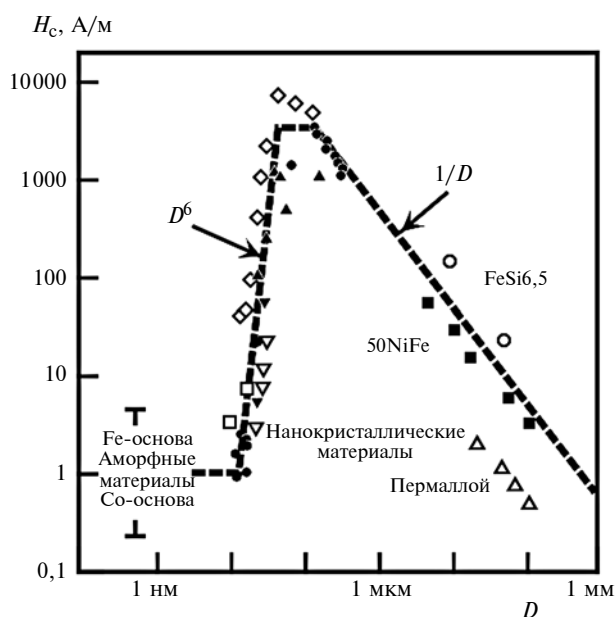


Рис. 2. Зависимости коэрцитивной силы  $H_c$  от размера  $D$  зерна для магнитомягких материалов [6]

ностных свойств стали в аустенитном состоянии в 1,5–2 раза по сравнению со сталью 12Х18Н10Т. Все плавки содержали 0,39÷0,57 % Mn и менее 0,025 % P и S.

Плавки 330, 333, 339 и 340 выполнены в индукционной печи ИСТ-0,16, плавка 126 — в дуговой основной электропечи ДСП-1,5. Плавки 330, 333, 339 и 340 провели без раскисления стали (метод переплава), плавку 126 — с раскислением стали, что обеспечило ее большую чистоту по неметаллическим включениям.

Известно, что значительное влияние на магнитомягкие свойства стали оказывает наличие в ее структуре оксидов, нитридов и частиц других соединений. Так, с увеличением доли частиц цементита повышается коэрцитивная сила (рис. 1), причем эта зависимость определяется их формой: для пластинчатых частиц цементита — зависимость линейная, для близких к сферическим —  $\alpha^{2/3}$ , где  $\alpha$  — объемная доля частиц цементита [5]. На величину коэрцитивной силы существенно влияет уровень внутренних упругих напряжений. Согласно дислокационной теории коэрцитивной силы  $H_c \approx \sqrt{\rho}$ , где  $\rho$  — плотность дислокаций, причем значение коэрцитивной силы ( $H_c$ ) зависит также и от размера  $D$  зерна (рис. 2) [6].

Для повышения магнитомягких характеристик стали необходимо увеличить магнитную индукцию  $B_s$  в полях напряженностью 50 и 100 эрстед ( $4 \cdot 10^3$  А/м и  $8 \cdot 10^4$  А/м) соответственно до  $B_{50} \geq 5000$  гс (0,5 Тл) и  $B_{100} \geq 8000$  гс (0,8 Тл), а также уменьшить коэрцитивную силу в этих же полях до  $H_c \leq 20$  эрс. С этой целью сталь целесообразно легировать кобальтом (Co) и гадолинием (Gd), которые имеют более высокий магнитный момент атома ( $\mu_B$ ), чем железо [7–10]: Fe —  $\mu_B = 2,22$ ; Co —  $\mu_B = 1,72$ ; Ni —  $\mu_B = 0,60$ ; Gd —  $\mu_B = 7,12$ . Известно, что легирование стали Co увеличивает намагниченность насыщения [5], а это позволяет повысить магнитную индукцию стали в полях 50 и 100 эрс.

Для получения максимального количества мартенсита и, соответственно, повышения магнитной индукции стали использовали два режима термической обработки:

режим 1 — предварительный отжиг при температуре 800 °С в течение 3 ч с охлаждением в воде

Таблица 2

Магнитные характеристики мартенсита отпуска опытных плавки стали 23Х15Н7М2

Плавка	Магнитные свойства образцов, термообработанных по режимам 1 (числитель) и 2 (знаменатель)			
	$B_{50}$ , гс	$H_{c50}$ , эрс	$B_{100}$ , гс	$H_{c100}$ , эрс
	тороидальных			
328	2352/—	26,2/—	5259/—	37/—
330	2835/—	17,5/—	7101/—	32,8/—
333	3890/4185	24,2/19,2	7951/8708	30,8/26
	цилиндрических			
126	12 400/12 590	28/29,9	12 498/12 642	28,8/29,5

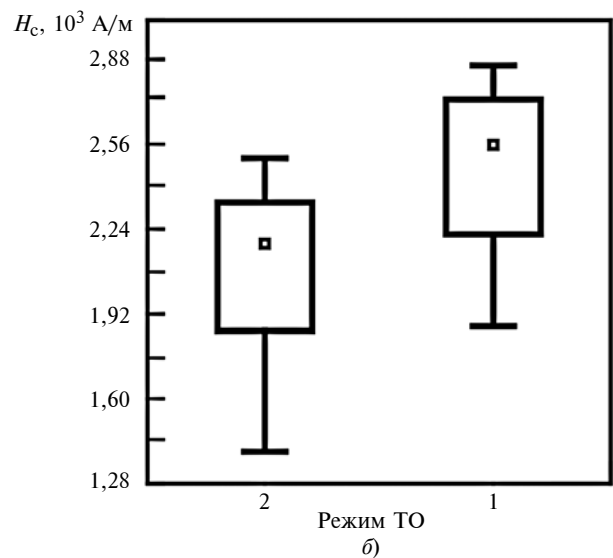
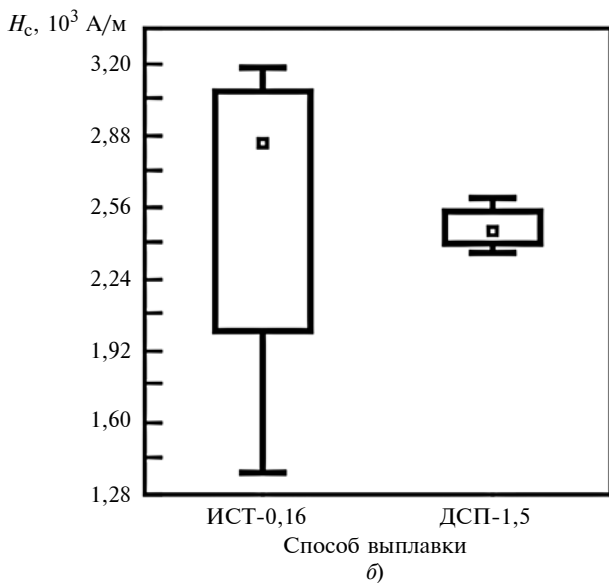
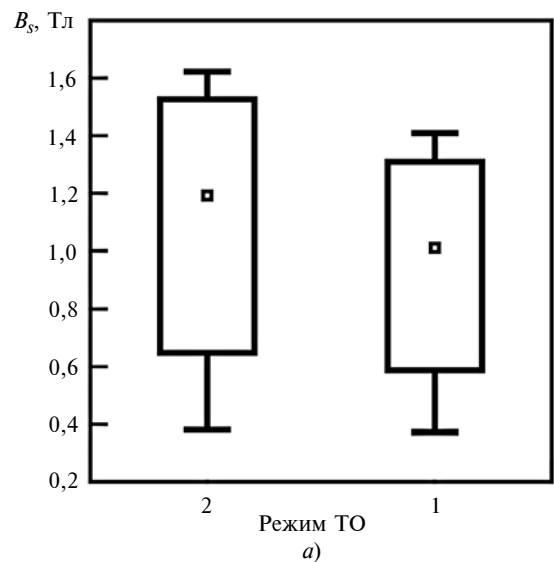
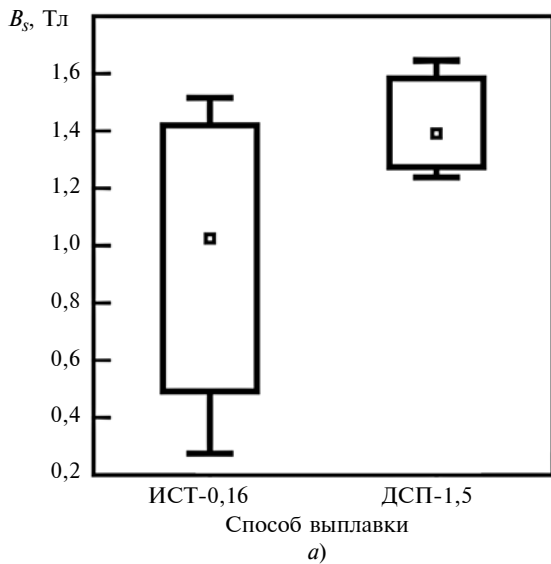


Рис. 3. Диаграммы размаха по влиянию способа выплавки (ИСТ-0,16, пл. 330; ДСП-1,5, пл. 126) на магнитную индукцию (а) и коэрцитивную силу (б)

Рис. 4. Диаграммы размаха по влиянию режима термообработки на магнитную индукцию  $B_s$  (а) и коэрцитивную силу  $H_c$  (б) (пл. 333)

3 ч; закалка при температуре 1070 °С, охлаждение в воде; термоциклическая обработка при 800 °С, 5 циклов по 1 ч, охлаждение в воде; отпуск при 400 °С, 10 ч, охлаждение на воздухе;

режим 2 — предварительный отжиг при температуре 800 °С, 3 ч, охлаждение в воде; закалка при 1070 °С, 3 ч, охлаждение в воде; термоциклическая обработка при 800 °С, 5 циклов по 0,5, 1, 2, 3 и 4 ч, охлаждение в воде; промежуточная закалка при 900 °С, 3 ч, охлаждение в воде; промежуточное старение при 750 °С, 10 ч, охлаждение в воде; отпуск при 400 °С, 10 ч, охлаждение на воздухе.

Магнитные свойства определяли на автоматизированном измерительном комплексе, разработанном в Институте прецизионных сплавов ЦНИИЧМ им. И. П. Бардина. Измерения выполняли на цилиндрических образцах с погрешностью  $\pm 2\%$  и на

тороидальных образцах с погрешностью  $\pm 15\%$ . Величины магнитной индукции и коэрцитивной силы определяли в полях 50, 100, 375 и 625 эрс, измерения проводили на трех образцах для каждого значения поля. Средние полученные значения приведены в табл. 2. Данные обработаны в программе "Statistica" v.7.

Для оценки влияния способа выплавки, режима термообработки и введения кобальта на магнитомягкие свойства стали построили диаграммы размаха (так называемые "ящики-усы"). Они визуализируют вариацию значений, что позволяет быстро оценить степень зависимости между группирующей и зависимой переменными [11].

Влияние способа выплавки на величины магнитной индукции  $B_s$  и коэрцитивной силы  $H_c$  для плавок 126 и 330 приведено на рис. 3, а, б.

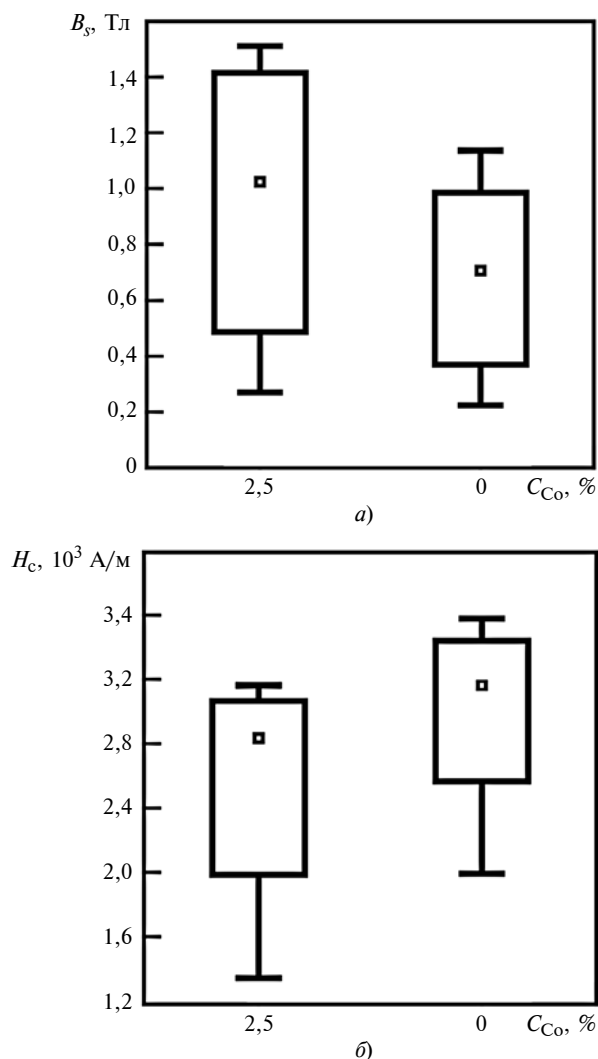


Рис. 5. Диаграммы размаха по влиянию содержания кобальта  $C_{Co}$  на магнитную индукцию  $B_s$  (а) и коэрцитивную силу  $H_c$  (б) (пл. 328 — без Co, пл. 330 — 2,5 % Co)

Очевидно, что раскисление стали при выплавке в печи ДСП-1,5 обеспечивает более низкое содержание неметаллических включений по сравнению с выплавкой в печи ИСТ-0,16. При этом меняются магнитомягкие свойства стали: магнитная индукция повышается на  $\sim 20 \div 40$  %, а коэрцитивная сила снижается на  $10 \div 15$  %.

На рис. 4 приведены диаграммы размаха по влиянию режимов 1 и 2 термообработки на величины магнитной индукции и коэрцитивной силы. Размах диаграмм показывает, что при термообработке по режиму 2 магнитная индукция повышается на  $\sim 15$  %, а коэрцитивная сила снижается на  $\sim 12$  %. Это объясняется повышением содержания мартенсита в стали после термообработки по режиму 2 по сравнению с режимом 1 [3]. На рис. 5 приведены диаграммы размаха по влиянию кобальта на величины магнитной индукции и коэрцитивной силы.

Замена  $2 \div 3$  % никеля в стали эквивалентным содержанием кобальта приводит к повышению маг-

нитной индукции на  $\sim 20 \div 30$  % и снижению коэрцитивной силы на  $\sim 10 \div 12$  %, что способствует увеличению магнитомягких свойств.

## Выводы

Результаты экспериментальных исследований позволили установить:

снижение содержания неметаллических включений в стали при выплавке в печи ДСП-1,5 по сравнению с выплавкой в печи ИСТ-0,16, что способствует повышению магнитомягких свойств стали;

термообработка по режиму 2 и введение в сталь кобальта обеспечивают повышение магнитной индукции и снижение коэрцитивной силы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Левин Ф. Л., Ульянин Е. А., Дмитриев В. А. Немагнитная сталь с магнитными зонами в заданных участках заготовки // Высокопрочные немагнитные стали; Отв. ред. О. А. Банных. М.: Наука, 1978. С. 205—208.
2. Глебов В. В., Блинов В. М., Репин Ф. Ф. Применение стали 23X15H7M2 для изготовления ответственных деталей судового машиностроения. Современные технологии в машиностроении / Сб. статей XIV Международ. науч.-практ. конф. Пенза, 2010. С. 6, 7.
3. Глебов В. В., Репин Ф. Ф., Ефремов С. Ю. Влияние легирования на механические и коррозионные характеристики стали 23X15H7M2 // Тр. конгресса международного форума "Великие Реки". 2014. Вып. 3. С. 53—57.
4. Глебов В. В., Репин Ф. Ф. Влияние легирования и термообработки на физико-механические характеристики стали типа 23X15H7M2 // Тр. конгресса международного форума "Великие Реки". 2016. Вып. 5. С. 1—4.
5. Кекало И. Б., Самарин Б. А. Физическое металловедение прецизионных сплавов. Сплавы с особыми магнитными свойствами. М.: Металлургия, 1989. 496 с.
6. Buschow K. H. J., de Boer F. R. Physics of magnetism and magnetic materials. Kluwer, N. Y. 2004. 191 p.
7. А. с. 1560613 СССР: Кл. С22 С38/54. Коррозионно-стойкая магнитомягкая сталь.
8. Вонсовский С. В., Изюмов Ю. А. Электронная теория переходных металлов. Ч. 1 // Успехи физических наук. Т. LXXVII. Вып. 3. 1962. С. 377—448.
9. Наумов В. И., Пачурин Г. В. Химические элементы и их роль в обеспечении технологических свойств металлов, сплавов и расплавов: Монография. Нижний Новгород: Нижегородский ГТУ, 2014. 254 с.
10. Наумов В. И., Пачурин Г. В., Филиппов А. А. Эффект примесей и лигатур на свойства металлов, сплавов и расплавов: Монография. Издатель LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Germany, 2018. 337 с.
11. Боровиков В. П. Statistica. Искусство анализа данных на компьютере. СПб.: Издательский дом "Питер", 2003. 688 с.

Л. С. БЕЛЕВСКИЙ, д-р техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова, г. Магнитогорск),  
М. А. ЛЕВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск),  
Р. Р. ДЕМА, канд. техн. наук, Л. В. ДЕРЯБИНА, Т. В. УСАТАЯ, кандидаты педагогических наук, О. Р. ЛАТЫПОВ  
(Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: demarr78@mail.ru

## Способы модификации поверхностей гибким инструментом и их практическое применение. Часть 2. Практическое применение фрикционного плакирования вращающимися проволочными щетками<sup>1</sup>

Исследовано влияние некоторых технологических факторов на упрочнение, восстановление и защиту поверхности нанесением покрытий фрикционным плакированием. Установлено, что электрический ток интенсифицирует процесс, при этом существенно увеличивается толщина покрытия и его пластичность.

**Ключевые слова:** фрикционное плакирование, гибкий инструмент, покрытие, износостойкость, зубчатые колеса, инструмент, электрофрикционное плакирование.

The influence of some technological factors on the hardening, restoration and protection of the surface by application of coating with friction cladding. It is established that the electric current intensifies the process, while significantly increasing the thickness of the coating and its plasticity.

**Keywords:** friction cladding, flexible tool, coating, wear resistance, gear wheels, tool, electro-friction cladding.

Нанесение антифрикционных покрытий на детали машин для повышения износостойкости осуществляли с помощью установки, которая крепится на суппорте токарного станка вместо резцедержателя, а обрабатываемая деталь — в патроне станка. Вместо установки можно использовать угловую шлифовальную машину (УШМ), которую закрепляют в резцедержателе с помощью простейшего приспособления. При использовании шлифовальных станков вместо шлифовального круга устанавливается вращающаяся проволочная щетка (ВПЩ). На установке крепится устройство для подачи металла покрытия в виде стержня к ВПЩ [1, 2].

Лабораторные исследования фрикционного плакирования (ФП) на образцах и деталях разных форм и размеров позволили установить оптимальные диапазоны значений основных факторов процесса ФП и условия его реализации. В связи с наблюдаемой

неустойчивостью процесса ФП при статическом прижатии слитка материала покрытия к ВПЩ разработаны способ и устройство для вращения слитка вокруг своей оси. Абсолютная скорость скольжения ВПЩ по поверхности детали должна составлять 25÷40 м/с. При скорости менее 25 м/с покрытие наносится плохо, а при скорости более 40 м/с сильно нагревается пятно контакта, что может привести к необратимым структурным превращениям в материале детали. Практика показала, что число проходов должно быть не более 9÷12, так как при дальнейшей обработке ничего не меняется или даже может ухудшиться качество нанесенного покрытия. Натяг должен составлять 0,5÷2 мм. Для устойчивого процесса усилие прижатия слитка покрытия к ВПЩ должно быть в пределах 5÷50 Н.

Для примера рассмотрим обработку группы деталей на оборудовании Магнитогорского металлургического комбината (ММК), контроль за эксплуатацией которого осуществлялся в течение двух лет.

1. Штоки гидроцилиндров длиной 3190÷5165 мм и диаметром 60÷90 мм механизма перемещения стола наждачно-зачистных станков прокатного цеха, изготовленные из стали 45 с последующей закалкой ТВЧ до твердости 50÷55 HRC. Шток работает в паре с бронзовыми втулками и резиновыми уплотнителями в режиме граничного трения в условиях сильной запыленности. Во время работы окалина вместе с абразивной пылью смешивается с маслом на штоке, вызывая его интенсивный износ. Штоки не ремонтируют и после наступления предельно допустимого износа выбраковывают. Все штоки обрабатывали по одному режиму: натяг — 1,5 мм; скорость скольжения — 37,7 м/с; подача — 0,5 мм/об; число проходов — 3; диаметр ворса — 0,25÷0,30 мм. Материал покрытия — медь М1. Испытания показали повышение стойкости в 1,4—3 раза.

2. Плунжеры механизма гидравлического уравновешивания рабочих валков клетей чистовой и черновой группы стана 2500 горячей прокатки.

Плунжеры изготавливали из стали 45 или 20ХГСНМ, термообработка — нормализация или закалка. Все обработанные плунжеры с нанесен-

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 11.2054.2017/ПЧ в рамках государственного задания на 2017—2019 гг. (номер проекта 11.2054.2017/4.6).

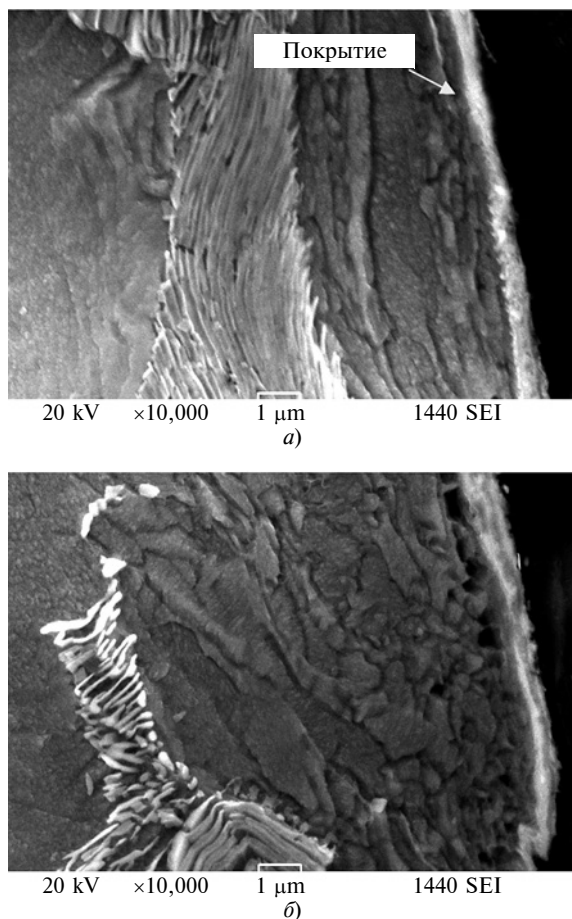


Рис. 1. Микроструктура поверхности зуба колеса

ным медным покрытием устанавливали в подушки рабочих валков. Несмотря на истирание покрытия в процессе работы интенсивного износа плунжеров не наблюдалось, рабочая поверхность не имела задиров, рисок и царапин. Стойкость поверхности повысилась в 1,4—3 раза.

3. Для обработки поверхностей нажимных винтов прокатных станков, червяков и других деталей с резьбовой поверхностью методом ФП разработали специальную технологию [3] и установку, монтируемую на токарно-винторезном станке. При нанесении покрытия необходимо, чтобы скорость взаимного скольжения инструмента и поверхности детали составляла  $2 \div 40$  м/с при частоте вращения детали  $0,1 \div 0,5$  мин<sup>-1</sup>. В связи с тем что минимальная частота вращения токарно-винторезных станков  $4$  мин<sup>-1</sup>, для снижения скорости до указанных пределов сконструировали новый привод вращения детали.

На зубчатые венцы цилиндрических колес и волновых передач электрических машин малой мощности (ЭМММ) покрытия наносили на специально разработанной установке. Модуль зацепления —  $0,15 \div 0,5$  мм. Диаметры торцевых и цилиндрических колес составляли соответственно  $40 \div 200$  мм и  $25 \div 100$  мм. Материал колес — стали 14X14H2,

X16H6, 20X13. Температура эксплуатации от  $-60$  до  $+200$  °С. Провели металлографические исследования поверхностных слоев зубьев с нанесенными покрытиями [4].

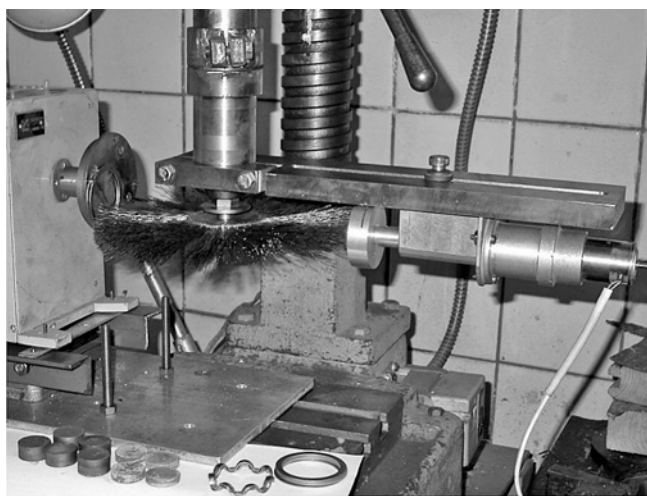
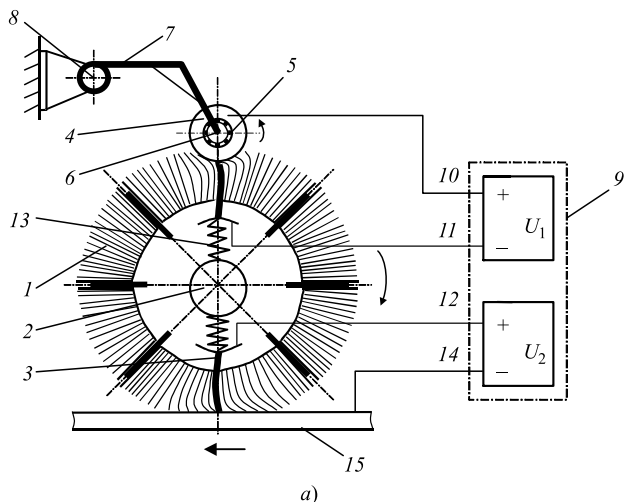
Микроструктура поверхности зуба цилиндрического колеса с медьсодержащим покрытием толщиной  $\approx 1$  мкм приведена на рис. 1, а. Под покрытием наблюдается деформированный слой с фрагментированным на более мелкие зерна ферритом и разрушенными пластинами цементита (рис. 1, б).

Торцевые зубья волновых передач изготавливали трапециевидальной формы, поэтому в зацеплении имеет место трение скольжения, вызывающее сильный износ зубьев. При работе со смазкой (смазка 274) в условиях очень низких температур имеют место отказы ЭМММ, что недопустимо по условиям эксплуатации изделия. Испытания 20 пар колес волновых передач проводили на стендах ВНИИМЭМ (г. Санкт-Петербург). Срок службы колес без смазки (сталь по стали) при температуре  $93 \div 110$  °С в коррозионной камере составил  $15 \div 30$  ч. Срок службы гибкого колеса с медьсодержащим покрытием составил 30 ч. Срок службы передачи торцевого колеса с покрытием из стали 20X13 увеличился до 160 ч. Наилучшие результаты получили при нанесении медьсодержащих покрытий на оба колеса, срок службы которых составил 200 ч.

Испытания деталей на ММК и ряде других предприятий показали, что пластическое поверхностное деформирование с одновременным нанесением антифрикционных медьсодержащих покрытий повышает срок службы разных деталей оборудования в 1,4—3 раза.

В объединенном институте машиностроения НАН Беларуси и Белорусском национальном техническом университете получены результаты сравнительной оценки коррозионной стойкости покрытий на основе хрома, сформированных методами гальванического осаждения и электрофрикционного плакирования (ЭФП) гибким инструментом. На рис. 2 показаны схема (а) и общий вид (б) установки для ЭФП.

Для формирования покрытий методом ЭФП использовали компактированные материалы в виде стержней, полученных спеканием смесей порошков хрома, цинка, меди, карбида вольфрама, гексагонального нитрида бора, терморасширенного графита и алмазно-графитной шихты УДАГ. Установлено, что образцы с плакированным хромовым покрытием имеют большую коррозионную стойкость по сравнению с образцом без покрытия, однако уступают по этому показателю хромовым покрытиям, полученным гальваническим осаждением. Поэтому применение плакированных хромовых покрытий более целесообразно для деталей, работающих при отсутствии или минимальном агрессивном воздействии солей, кислот и атмосферных



**Рис. 2. Принципиальная схема (а) и общий вид (б) установки для формирования покрытий методом ЭФП:**

1 — металлическая щетка с электрически изолированными секторами; 2 — вал привода вращения (на рисунке показан условно); 3 — пластины из нихрома; 4 — элемент из материала покрытия; 5 — упорный узел; 6 — ось; 7 — кронштейн; 8 — ось; 9 — генератор импульсов; 10—12 и 14 — выводы; 13 — токо-съемник; 15 — поверхность детали

осадков, например, для деталей гидроприводов металлорежущих станков. На рис. 3 показана установка для нанесения покрытия на рабочую поверхность штока гидроцилиндра.

Опытно-промышленная апробация и внедрение технологии ЭФП выполнены на ОАО "Минский завод автоматических линий им. П. М. Машерова" (ОАО "МЗАЛ"). Покрытия из хрома, легированного УДАГ, сформировали методом ЭФП на рабочих поверхностях штоков гидроцилиндров объемных гидроприводов станков (см. рис. 3). Испытания штоков с покрытием "хром + УДАГ", установленных в гидроцилиндрах, проводили в ОАО "МЗАЛ" на специализированном испытательном стенде. Было установлено, что опытные гидроцилиндры полностью соответствуют предъявляемым техничес-

ким требованиям и пригодны для эксплуатации в гидроприводах станков.

Способ ФП исследовали также в НТЦ ОАО "АвтоВАЗ" [5]. Для повышения износостойкости коленчатые валы и блокирующие кольца синхронизатора обрабатывали способом ФП, покрытия формировали из латуни Л63. Пара трения "блокирующее кольцо синхронизатора — конус шестерни коробки перемены передач" при работе должна обеспечивать нормированную силу трения при относительно малом износе. Это достигается применением специальной латуни, выбором трансмиссионного масла и оптимизацией шероховатости рабочих поверхностей. Оптимальную шероховатость  $Ra = 0,2$  мкм обеспечивает суперфинишная обработка, что установлено экспериментально. При шероховатости  $Ra > 0,2$  мкм износ возрастает в результате уменьшения фактической площади контакта, при шероховатости  $Ra < 0,2$  мкм износ увеличивается в результате уменьшения слоя смазки между поверхностями скольжения. Тем не менее износ блокирующих колец при шероховатости конуса шестерни  $Ra = 0,2$  мкм остается значительным, причем приработочный износ блокирующих колец составляет 30÷40 % от износа за весь период эксплуатации коробки передач.

Проблема приработки была решена применением триботехнологического процесса обработки поверхности конуса шестерни способом ФП с нанесением покрытия из латуни толщиной 5÷7 мкм. Время обработки составило менее 20 с. При этом шероховатость стальной основы под покрытием по форме и величине  $Ra$  соответствовала шероховатости поверхности конуса после 10 ч приработки в коробке передач. Ресурс исследуемой пары трения повысился на 40÷60 %.

В работе [6] рассматривалось повышение стойкости режущего инструмента нанесением композиционных антифрикционных покрытий. Режущий инструмент, применяемый, например, при производстве метизов, выходит из строя в основном в результате износа рабочих кромок. Известные спосо-



**Рис. 3. Формирование покрытия "хром + УДАГ" методом ЭФП на рабочей поверхности штока гидроцилиндра**

бы повышения стойкости инструмента направлены, как правило, на увеличение твердости поверхности режущих кромок. Однако для этого требуются достаточно сложное и дорогостоящее оборудование и оснастка. Поэтому предложен альтернативный подход — формирование на рабочих кромках тонких пленок мягких антифрикционных покрытий для оптимизации условий трения в контакте инструмента с заготовкой. При нанесении покрытий использовали способ ФП. На режущие кромки наряду с покрытием из цветных однородных металлов и сплавов наносили композиционные покрытия, состоящие из компонентов чистых металлов, входящих в состав бронзы БР ОЦС 5-5-5. Для получения таких покрытий использовали брусок материала покрытия, состоящий из пластин меди, олова и цинка. Эту композицию использовали и для производственного эксперимента. Такое покрытие наносили на метчики для производства метизов. После обработки стойкость метчиков с покрытием повысилась в 2 раза.

Установлено, что высокая стойкость композиционного покрытия обеспечивается его повышенной твердостью в сочетании с низким коэффициентом трения. Микротвердость композиционного покрытия достигает 2800 МПа, а при тех же режимах нанесения покрытие из литой бронзы имеет микротвердость 1880÷2000 МПа. Основная составляющая композиционного покрытия — медь, которая определяет упрочняющие свойства покрытия, а олово в качестве легкоплавкой составляющей является смазкой, уменьшающей трение при нарезании резьбы, что и приводит к существенному повышению стойкости режущего инструмента.

В работах [7, 8] дается оценка влияния функциональных покрытий на снижение генерируемого зубчатый зацеплением шума. Установлено, что эффективность применения технологии ФП для снижения шума конических зубчатых передач во многом зависит от рационального выбора состава покрытия. Покрытия на рабочем профиле зубьев колес в ряде случаев значительно меняют общий характер распределения звуковой энергии по частотам, снижая уровень шума на одних частотах и оставляя его неизменным или даже повышая на других. При этом лучшие результаты по снижению шума зубчатых передач во всем спектре частот обеспечило покрытие из бронзографита Бр 05С20Гр0 — с 2 до 4 дБ, а по отдельным спектрам — с 6 до 9 дБ.

## Выводы

Фрикционное плакирование вращающимися проволоочными щетками можно применять при нанесении антифрикционных покрытий на штоки гидроцилиндров, плунжеры механизма гидравлического уравнивания рабочих валков, на резь-

бовые поверхности, венцы зубчатых колес винтовых передач и другие детали.

Исследования коррозионной стойкости покрытий "хром + УДАГ" на основе хрома, сформированных методами гальванического осаждения и электрофрикционного плакирования (ЭФП) гибким инструментом, нанесенные на штоки гидроцилиндров, показали, что опытные гидроцилиндры полностью соответствуют предъявляемым техническим требованиям и пригодны для эксплуатации.

Нанесение композиционных антифрикционных покрытий, состоящих из компонентов чистых металлов, входящих в состав бронзы БР ОЦС 5-5-5 на метчики для производства метизов позволило повысить их стойкость в 2 раза.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Белевский Л. С.** Пластическое деформирование поверхностного слоя и формирование покрытия при нанесении гибким инструментом. Магнитогорск: Лицей РАН, 1996. 231 с.
2. **Ударно-фрикционная** комбинированная обработка гибким инструментом / Л. С. Белевский, И. В. Белевская, Ю. Ю. Ефимова, Н. В. Копцева // Вестник Магнитогорского ГТУ им. Г. И. Носова. 2014. № 4 (48). С. 53—57.
3. **Пат. 2362664 Рос. Федерация:** МПК В24В39/00. Способ обработки зубчатой поверхности цилиндрических деталей машин.
4. **Исследование** структуры, кристаллографической текстуры, микротопографии поверхности функциональных покрытий, нанесенных гибким инструментом, и некоторые области их применения. Часть 2. Исследование влияния функциональных покрытий, нанесенных гибким инструментом, на некоторые свойства материалов и области их применения / И. В. Белевская, Л. С. Белевский, Е. В. Губарев, Ю. Ю. Ефимова // Известия вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2018. № 1. С. 36—43.
5. **Зотов А. В., Чудинов Б. А.** Применение деформационного плакирования гибким инструментом для повышения износостойкости блокирующего кольца синхронизатора // Сб. статей XI Междунар. науч.-практ. конф. "Современные технологии в машиностроении". Пенза: АННОО "Приволжский дом знаний", 2007. С. 22—24.
6. **Повышение** стойкости режущего инструмента нанесением композиционных антифрикционных покрытий / В. П. Анцупов, А. Н. Завалишин, В. И. Кадошников, Р. Р. Дема // Технология машиностроения. 2003. № 4. С. 25, 26.
7. **Улучшение** триботехнических свойств и снижение шума зубчатых передач плакированием функциональных покрытий на рабочий профиль сопрягаемых зубьев / В. Л. Басинюк, М. А. Леванцевич, Н. Н. Максимченко, Е. И. Мардосевич // Трение и износ. 2013. Т. 34. № 6. С. 575—582.
8. **Леванцевич М. А., Максимченко Н. Н.** Улучшение эксплуатационных характеристик деталей поверхностным модифицированием методом плакирования гибким инструментом // Упрочняющие технологии и покрытия. 2015. № 10 (130). С. 16—20.



С. Ю. КАЙГОРОДОВ (Омский ГТУ), e-mail: Sergey7-2005@mail.ru

## Визуализация течения рабочей жидкости через резистивный гидродиод прямоугольного сечения

Приведены результаты экспериментального исследования течения рабочей жидкости в прямом и обратном направлениях через резистивный гидродиод прямоугольного сечения.

**Ключевые слова:** гидродиод, течение, жидкость, диодность.

The results of an experimental research of the flow of working liquid in the forward and reverse directions through a rectangular resistive hydrodiode are presented.

**Keywords:** hydrodiode, flow, liquid, diodity.

В работе [1] приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных параметров гидродиода на его диодность (отношение объемного расхода прямого потока жидкости к обратному или отношение потерь напора) без объяснения причин наблюдаемых явлений, что затрудняет проектирование гидравлических систем с гидродиодами. Для объяснения различий диодности гидродиодов разных конструкций создали стенд [2] (рис. 1), визуализирующий течение рабочей жидкости через гидродиод.

Экспериментальный стенд работает следующим образом. Вращением шкива 5 через кривошипно-шатунный механизм 4 и направляющую 3 приводится в движение поршень насоса 2 двустороннего действия, который перекачивает рабочую жидкость через гидродиод 1 в прямом и обратном направлениях. Гидродиод 1 выполнен с прозрачными боковыми стенками, что позволяет визуально наблюдать за потоками рабочей жидкости, проходящей через него. Наблюдения записывали на видео с помощью цифрового зеркального фотоаппарата Nikon D3200.

Опыты проводили при температуре воздуха 22 °С. Для наблюдений за вихрями потока жидкости, проходящей через гид-

родиод в прямом и обратном направлениях, использовали подкрашенную водопроводную воду. Для подкрашивания использовали поверхностно-активное вещество — алюминиевую пудру

ПАП-1. Для предотвращения "закрашивания" прозрачных элементов экспериментальной установки осадком на 1 г алюминиевой пудры добавляли 2 г стирального порошка и полученную смесь интенсивно размешивали в 1 л воды.

На рис. 2 схематично показаны визуальные наблюдения. Стрелками обозначены завихрения в потоке жидкости, проходящей через гидродиод в прямом и обратном направлениях, штриховкой отмечены области наиболее сильных завихрений. На рис. 2, а показано течение жидкости через резистивные гидродиоды прямоугольного сечения с разными углами наклона пластин, на рис. 2, б — с разным расстоянием между пластинами, на рис. 2, в — с разным углом наклона пластин.

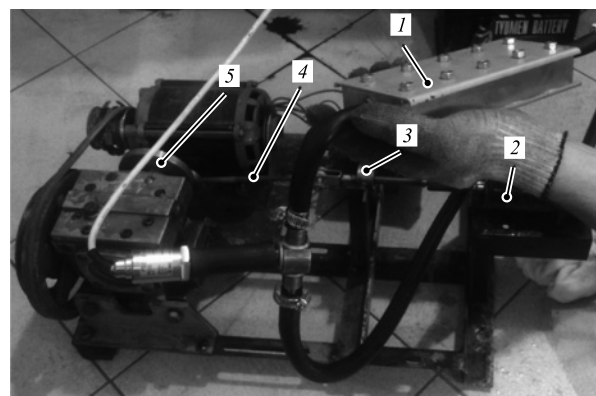
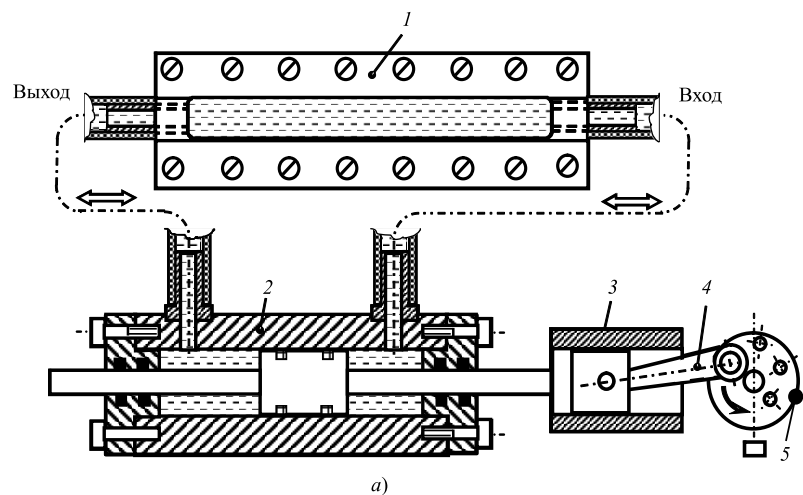
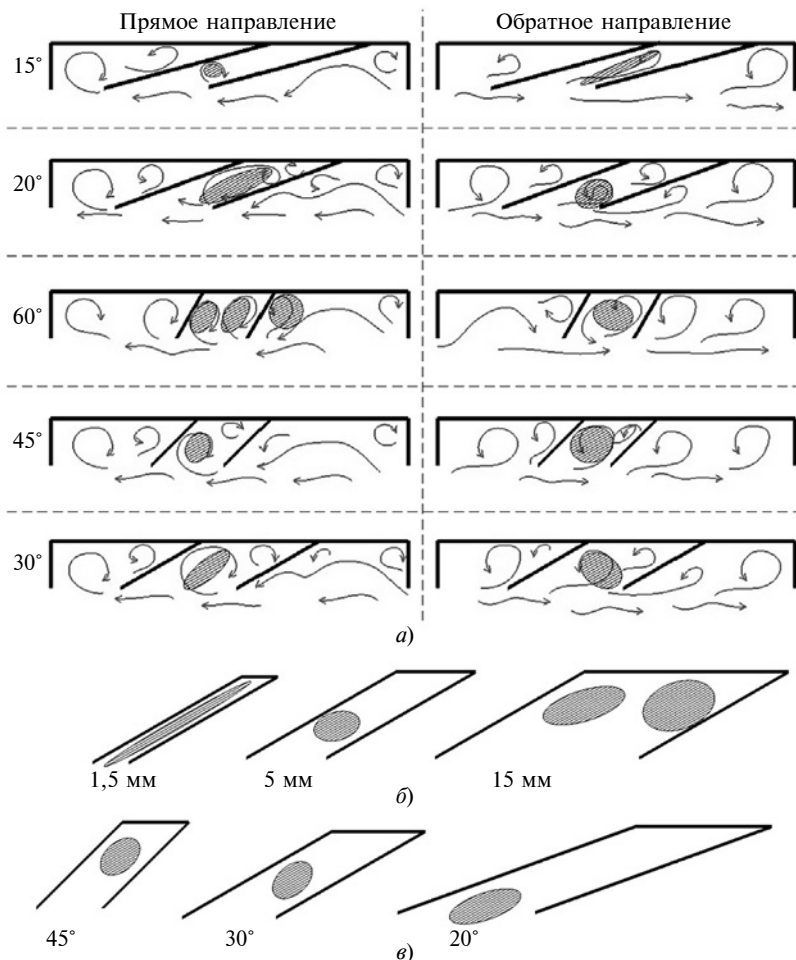


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и общий вид (б) экспериментального стенда для исследования проточных элементов машин объемного действия



**Рис. 2. Схемы течения жидкости через резистивный гидродиод прямоугольного сечения:**  
*a* — распределение вихрей в потоке рабочей жидкости; *б* и *в* — распределения областей с наиболее сильным завихрением при течении жидкости в обратном направлении (со стороны острого угла наклона пластин) соответственно с разным расстоянием между пластинами и разным углом наклона пластин

Полученные результаты позволили сделать следующие выводы.

При течении жидкости в обратном направлении через резистивные гидродиоды прямоугольного сечения наибольший вихрь между соседними парами пластин, действующий на поток жидкости в центре гидродиода, возникает при угле наклона пластин  $20^\circ$ . При уменьшении угла наклона до  $15^\circ$  это завихрение рассеивается по всему сечению между пластинами, а освободившаяся из вихря жидкость уже не имеет достаточной энергии для значительной деформации потока в центре, как при угле  $20^\circ$ .

При увеличении угла до  $45^\circ$  основной вихрь концентрируется между двумя соседними парами

пластин, занимая практически весь объем, но при этом его воздействие на поток жидкости в центре гидродиода минимально.

При угле  $60^\circ$  и течении жидкости в обратном направлении, наблюдается концентрация вихрей со стороны острого угла пластин около мест их крепления, а основной поток жидкости как бы огибает их, практически не встречая сопротивления. При движении жидкости в прямом направлении между соседними парами пластин концентрируется вихрь, который воздействует на поток жидкости в центре. Это объясняет данные, полученные в работе [1], где диодность гидродиода меньше единицы, т. е. перепад давления был больше при

течении рабочей жидкости в прямом направлении, чем при обратном.

При изменении расстояния между парами соседних пластин изменяется и характер вихрей. При очень малом расстоянии (порядка 1,5 мм), вероятно, большое значение имеют смачиваемость поверхностей жидкостью и силы трения, так как сечение между парами таких пластин как бы "забивается" и практически не оказывает сопротивление потоку жидкости в центре. При увеличении расстояния (10 мм и больше) наблюдаются концентрация вихрей ближе к стенке гидродиода и уменьшение их влияние на поток жидкости в центре.

Расстояние между парами соседних пластин резистивных гидродиодов и угол наклона пластин оказывают взаимное влияние и, прежде всего, в месте концентрации основного вихря между парами соседних пластин. При одном и том же расстоянии между пластинами и уменьшении угла наклона основной вихрь смещается ближе к центру. При одном и том же угле наклона пластин, но разном расстоянии между ними, при увеличении расстояния основной вихрь смещается в сторону стенки гидродиода.

Таким образом, приведенные наблюдения дают более объективный подход к проектированию устройств с гидродиодами с прямоугольным сечением канала для потока жидкости.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кайгородов С. Ю. Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность // Вестник машиностроения. 2018. № 12. С. 42, 43.
2. Кайгородов С. Ю., Пилюгин О. И., Гаврилов А. О. Стенд для исследования проточных элементов машин объемного действия // International Scientific Review. 2015. № 4 (5). С. 23—31.
3. Лебедев И. В., Трескунов С. Л., Яковенко В. С. Элементы струйной автоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.

Н. Д. ЮСУБОВ, д-р техн. наук, Г. М. АББАСОВА (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: Nizami\_Yusubov@mail.ru

## Управление обработкой при многоинструментной двухсуппортной наладке

Проанализирована точность двухинструментной обработки на токарных станках-автоматах. В исследованиях использовали полнофакторные модели искажений и полей рассеяния выполняемых размеров, учитывающие податливость технологической системы по шести степеням свободы, т. е. угловые перемещения в технологической системе. Рассмотрены возможности проектирования и управления двухинструментной наладкой.

**Ключевые слова:** токарная обработка, режим резания, двухинструментная наладка, полнофакторная модель, точность, угловые перемещения, управление, расчет.

The accuracy of two-tool machining on automatic lathes is analyzed. Full-factor models of distortions and scattering fields of the performed dimensions, taking into account the flexibility of the technological system on six degrees of freedom, i. e. angular displacements in the technological system, were used in the research. Possibilities of design and control of two-tool adjustment are considered.

**Keywords:** turning processing, cutting mode, two-tool setup, full-factor model, accuracy, angular displacement, control, calculation.

Важнейшим фактором повышения производительности технологического процесса является концентрация переходов, наибольшую эффективность которой обеспечивает многоинструментная наладка (МИН) [1]. Для организации МИН в настоящее время выпускается целая гамма специализированного оборудования. Наиболее представительной является группа токарных станков, поскольку именно токарная обработка имеет широкие возможности в этом направлении. Токарные станки-автоматы обеспечивают достаточную точность при полной обработке большинства деталей.

Анализ применения многоинструментной обработки (МИО) на машиностроительных заводах с данным оборудованием показал, что ее применяют, как правило, для одновременной обработки нескольких деталей, а не для одновременной обработки нескольких поверхностей. Это объясняется

отсутствием рекомендаций по проектированию и применению таких наладок.

Проектирование многоинструментных технологических операций с учетом размерной точности основывается на теории точности МИО [1]. Разработанная А. А. Кошиным теория точности МИО позволяет решать задачу управления обработкой только на параметрическом уровне, реализуемом на станках-автоматах с кулачковым командоаппаратом. Для проектирования МИО на станках с ЧПУ необходимо развитие данной теории до функционального управления. Поэтому была разработана матричная теория точности МИО [2, 3]. Поскольку базу теории точности МИО составляют математические модели точности размеров, выполняемых инструментами МИН, был разработан комплекс матричных моделей точности выполняемых размеров, включающий в себя модели искажения размеров и модели полей рассеяния размеров при обработке партии заготовок, в котором впервые учтена податливость технологической системы по всем координатным осям и допускается произвольное пространственное расположение инструментов наладки [2, 3].

Все модели погрешности обработки (искажения размеров, поля рассеяния размеров), сформированные в работах [1–7], учитывают лишь плоскопараллельные перемещения подсистем технологической системы вдоль координатных осей  $XYZ$  декартовой системы координат. Данный подход к моделированию образования погрешностей обработки допустим для деталей, имеющих габаритные размеры одного порядка по всем координатным направлениям. Однако на практике нередки случаи, когда на токарных операциях обрабатывают детали с габаритными размерами, существенно различающимися в разных направлениях, например, длинные валы (преобладающий линейный размер), диски и фланцы (преобладающий диаметральный размер). В этих случаях существенный вклад в погрешность обработки могут вносить повороты обрабатываемой заготовки, особенно по направлениям преобладающих размеров. Поэтому в работе [8] для построения единой теории точности обработки при учете возможных угловых перемещений подсистем

технологической системы разработаны полнофакторные модели искажения и полей рассеяния выполняемых размеров многоинструментной двухсуппортной обработки (МИДО).

### Прогнозирование точности обработки при многоинструментной двухсуппортной наладке

Разработанные в работе [8] полнофакторные модели полей рассеяния выполняемых размеров МИДО учитывают все основные факторы погрешности обработки: припуск (глубина резания  $t$ ), колебания  $\Delta t$  значений припуска; жесткости технологической системы ( $j_{xx}, j_{xy}, j_{xz}, j_{yx}, j_{yy}, j_{yz}, j_{zx}, j_{zy}, j_{zz}$ ) и их разброс  $\Delta j$ ; прочностные свойства обрабатываемого материала ( $C_x, C_y, C_z$ ) и их нестабильность  $v$ ; режимы резания: подачу  $S$ , скорость  $v$  резания; вид режущего инструмента, группу обрабатываемого материала, вид обработки ( $C_x, C_y, C_z, x_x, x_y, x_z$ ); а также матрицы  $a_{O_1}^1$  и  $a_{O_2}^2$ , задающие координирующие векторы точки  $A$  приложения силы  $\bar{P}$  соответственно для первого и второго тела; базовые точки  $O_1(x_0^1, y_0^1, z_0^1)$  и  $O_2(x_0^2, y_0^2, z_0^2)$  первого и второго тела (точки, относительно которых рассматриваются угловые перемещения остальных точек каждого тела).

Такое число и разнообразие учитываемых факторов делает модель мощным средством в анализе и прогнозировании точности обработки.

В теоретических исследованиях с моделями искажения выполняемых размеров в двухсуппортной наладке по отдельности рассмотрены зависимости плоскопараллельных перемещений и угловых поворотов вокруг базовых точек технологических подсистем от технологических параметров. Для этого, приняв сначала базовый вариант, для определения влияния на искажение диаметрального размера в разных вариантах были вычислены перемещения и построены графики сначала для плоскопараллельных перемещений технологической системы в зависимости от технологических и конструктивных факторов, затем для угловых перемещений вокруг базовых точек, и далее для суммарных перемещений (в совместном случае линейных и угловых перемещений).

Цель данного подхода — полное отражение технологического процесса полнофакторной моделью. В качестве полной характеристики податливости технологической системы были приняты экспериментальные значения [8]. Для принятого случая — наружное точение с продольного суппорта, подрезка торца с поперечного суппорта, силы резания рассчитывали в соответствующем порядке [9]. Расчет и графики выполняли с помощью программного пакета Maple-2016.

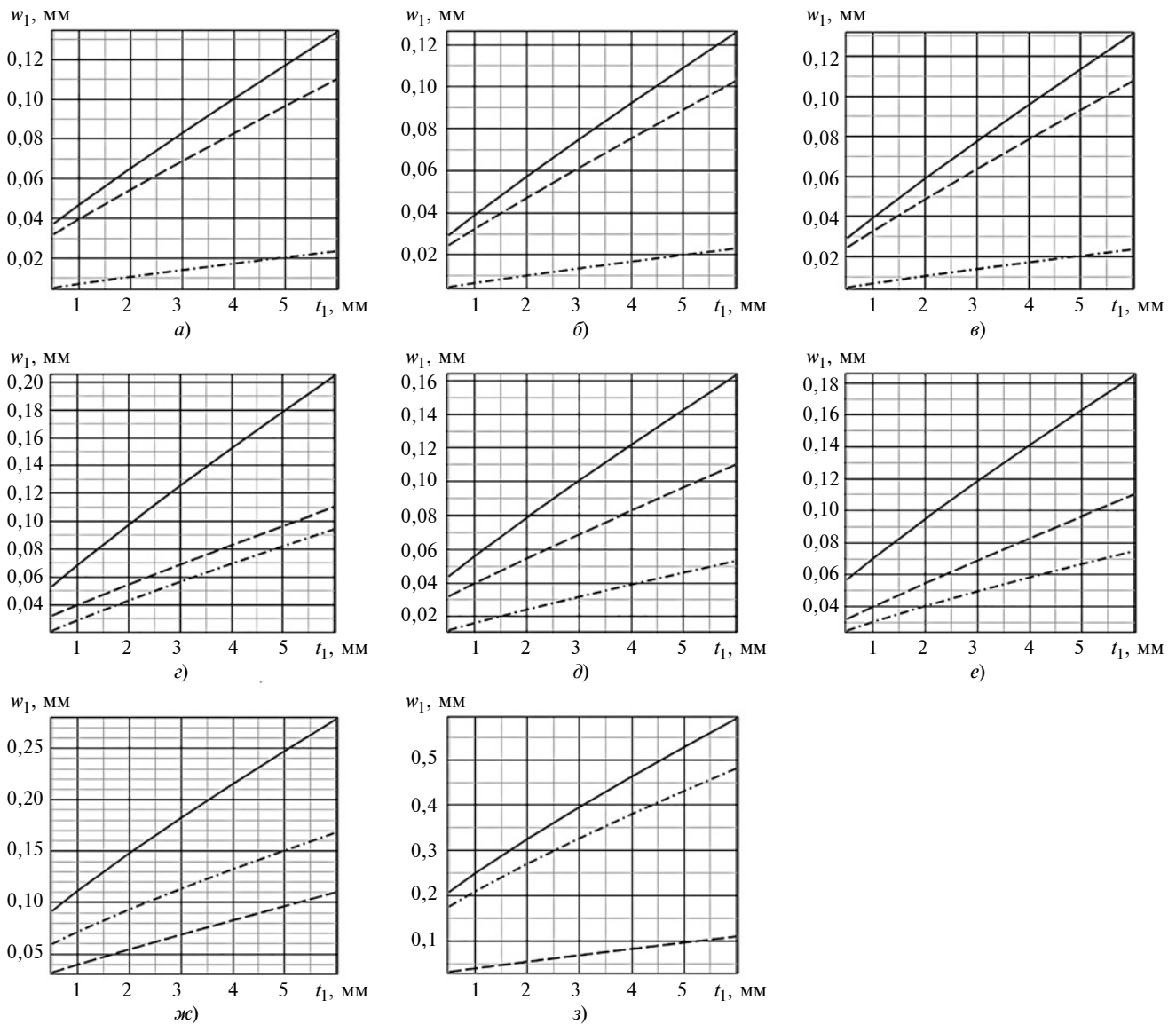
Базовый вариант: двухсуппортная обработка — продольный и поперечный суппорты; заготовка: сталь 45, режущая пластина — CNMG 120408 P04 4225 CogoKey. Размеры заготовки:  $D = L = 74,9$  мм, качество точности заготовки — 12, скорость резания 200 м/мин, подача 0,24 мм/об, координаты связующих векторов точек приложения сил и относительно базовых точек:  $X_0 = 74,9$  мм;  $Y_0 = 37,45$  мм;  $X_1 = 136$  мм;  $Y_1 = 130$  мм.

На рис. 1 показаны базовый вариант и варианты с измененными данными. При  $t_2 = 2$  наряду с искажениями выполняемого диаметрального размера при двухсуппортной наладке приведены плоскопараллельные и угловые перемещения вокруг базовых точек технологической системы, формирующие это значение в зависимости от технологических и конструктивных параметров, т. е. соотношения плоскопараллельных и угловых перемещений вокруг базовых точек технологической системы при искаженных значениях выполняемых размеров в конкретных случаях.

Если в базовом варианте (см. рис. 1, а) угловые перемещения составляют 17 %, а линейные — 83 %, то в других вариантах это соотношение меняется. Так, при уменьшении поперечной подачи (см. рис. 1, б) или при изменении поперечной подачи и силы резания (рис. 1, в) данное соотношение меняется незначительно (на 1 %), но относительно базового варианта значения изменяются на  $9 \div 13$  %.

Вызывают интерес остальные варианты (см. рис. 1, г—з) при искаженном значении выполняемого диаметрального размера при двухсуппортной наладке. Значительно изменяются угловые перемещения подсистем технологической системы вокруг базовых точек в зависимости от изменения расстояний по координатным осям этих точек. Так, при увеличении данных размеров в 2 (см. рис. 1, г) и 1,5 раза (см. рис. 1, д) угловые перемещения возрастают (соответственно 44 и 30 %), а линейные перемещения уменьшаются (соответственно 56 и 70 %), т. е. относительно базового варианта уменьшаются на 27 и 13 %, разницы этих вариантов относительно базового варианта составят соответственно +291 и +118 %.

Увеличения длины обрабатываемой детали относительно базового варианта в 2 раза (см. рис. 1, е), 3 раза (см. рис. 1, ж), 5 раз (см. рис. 1, з) приводят к увеличению угловых перемещений соответственно на 42; 63; 83 %, а линейные перемещения составят соответственно 58; 37; 17 %, т. е. относительно базового варианта линейные перемещения уменьшатся на 25; 46; 66 %, разницы этих значений относительно базового варианта составят соответственно +300; +748; +2364 %. Следовательно, при обработке нежестких деталей необходимо учитывать влияние угловых перемещений.



**Рис. 1.** Зависимости изменения плоскопараллельных (---), угловых (-·-) и суммарных (—) перемещений  $w_1$  от глубины резания  $t_1$ : а — базовый вариант; б —  $S_1 = 0,12$  мм/об; в —  $S_2 = 0,12$  мм/об,  $v_1 = 160$  м/мин,  $v_2 = 200$  м/мин; г —  $X_0 = 149,8$  мм,  $Y_0 = 74,9$  мм,  $X_1 = 272$  мм,  $Y_1 = 260$  мм; д —  $X_0 = 112,35$  мм,  $Y_0 = 56,175$  мм,  $X_1 = 204$  мм,  $Y_1 = 195$  мм; е —  $X_0 = 149,8$  мм; ж —  $X_0 = 224,7$  мм; з —  $X_0 = 374,5$  мм

Таким образом, разработанные в работе [8] модели можно использовать в качестве базовых для модели управления МИДО.

### Расчет режимов резания для МИН

Полнофакторные модели точности при обработке партии заготовок на станках для разных вариантов наладки позволяют на этапе проектирования определить погрешности для каждого выполняемого размера и выбрать лучший вариант [8]. Однако актуальнее обратная задача: назначение максимально допустимых параметров режима обработки (параметры управления) для обеспечения наивысшей производительности при заданной точности размеров.

Поскольку подача оказывает наибольшее влияние на составляющие сил резания, целесообразно в качестве основного параметра управления принять подачу  $S$ .

Для разработки модели управления достаточно из имитационной модели получить зависимость подачи (фактора управления) от требуемой точности и остальных параметров обработки [8]. При МИДО имеем два основных параметра управления: продольную подачу  $S_1$  и поперечную подачу  $S_2$  суппортов, т. е. в этом случае область допустимых подач по точности выполнения размеров будет многомерной.

Аналитически данную область можно задать в виде неравенства, которое ограничивает параметры управления и формируется из соответствующей модели точности обработки.

Для диаметральных размеров, выполняемых с продольного суппорта в двухсуппортной оппозитной наладке [1–6], получено выражение для области допустимых подач  $S_1$  и  $S_2$  [8]:

$$\Delta w_1 \geq \left\{ \begin{array}{l} \omega \left[ e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 \right] + \left[ e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] + \omega \left[ - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 \right] + \\ + \left[ - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] \\ \text{при } e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 + \left( - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 \right) + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 \geq \\ \geq \frac{e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} + \frac{(a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} \\ \left( \text{где } e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 + \left( - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 \right) + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 > 0 \right); \\ (1 + \omega/2) \left[ e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] + (1 + \omega/2) \left[ (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] \\ \text{при } - \frac{e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} - \frac{(a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} < \\ < e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 + \left( - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 \right) + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 < \\ < \frac{e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} + \frac{(a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2}; \\ - \omega \left[ e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 \right] + \left[ e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] - \omega \left[ - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 \right] + \\ + \left[ - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] \\ \text{при } e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 + \left( - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 \right) + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 \leq \\ \leq - \frac{e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} - \frac{(a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2}{2} \\ \left( \text{где } e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 - e_0 t_2 \bar{p}_t^2 + \left( - (a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0) t_1 \bar{p}_t^1 \right) + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 < 0 \right). \end{array} \right. \quad (1)$$

Здесь  $\Delta w_1$  — заданная допустимая часть поля допуска на выполняемый размер, которую можно выделить для динамических составляющих погрешности обработки;  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  — колебания глубин резания, зависящие от исходной погрешности заготовки;  $\bar{p}_t$  — вектор, характеризующий влияние глубины  $t$  резания;  $\bar{p}_{\Delta t}$  — вектор, определяющий влияние колебаний припуска  $\Delta t$ ;  $\omega = \varepsilon + \nu$  — суммарный разброс показателей технологической системы;  $e_0$  и  $\xi_0$  — матрицы плоскопараллельной и угловой податливостей тела 0;  $e_{01}$  — суммарная матрица плоскопараллельных податливостей контактирующих тел (подсистемы 0 и 1);  $\xi_0$ ,  $\xi_1$  и  $\xi_2$  — мат-

рицы угловых податливостей контактирующих тел;  $\bar{P}^1$  и  $\bar{P}^2$  — векторы сил, приложенные к первому и второму телу;  $a_{O_0}^0$ ,  $a_{O_1}^1$  и  $a_{O_2}^2$  — матрицы, задающие координирующие векторы точки приложения сил  $\bar{P}^1$  и  $\bar{P}^2$  относительно базовых точек  $O_0$ ,  $O_1$  и  $O_2$ , вокруг которых осуществляются угловые перемещения контактирующих тел;  $A_1$  и  $A_2$  — точки приложения сил  $\bar{P}^1$  и  $\bar{P}^2$ ;  $\bar{w}_1$  и  $\bar{w}_2$  — искажения размеров с учетом плоскопараллельных и угловых перемещений [1–8].

В выражениях (1) введены вспомогательные векторы:

$$\overline{p}_t^1 = \begin{pmatrix} C_{p_x^1} t_1^{p_x^1-1} S_1^{p_x^1} \nu_1^{p_x^1} \\ C_{p_y^1} t_1^{p_y^1-1} S_1^{p_y^1} \nu_1^{p_y^1} \\ C_{p_z^1} t_1^{p_z^1-1} S_1^{p_z^1} \nu_1^{p_z^1} \end{pmatrix}; \quad \overline{p}_t^2 = \begin{pmatrix} C_{p_y^2} t_2^{p_y^2-1} S_2^{p_y^2} \nu_2^{p_y^2} \\ C_{p_x^2} t_2^{p_x^2-1} S_2^{p_x^2} \nu_2^{p_x^2} \\ C_{p_z^2} t_2^{p_z^2-1} S_2^{p_z^2} \nu_2^{p_z^2} \end{pmatrix}. \quad (2)$$

$$\overline{p}_{\Delta t}^1 = \begin{pmatrix} x_{p_x^1} t_1^{p_x^1-1} C_{p_x^1} S_1^{p_x^1} \nu_1^{p_x^1} \\ x_{p_y^1} t_1^{p_y^1-1} C_{p_y^1} S_1^{p_y^1} \nu_1^{p_y^1} \\ x_{p_z^1} t_1^{p_z^1-1} C_{p_z^1} S_1^{p_z^1} \nu_1^{p_z^1} \end{pmatrix}; \quad \overline{p}_{\Delta t}^2 = \begin{pmatrix} x_{p_y^2} C_{p_y^2} t_2^{p_y^2-1} S_2^{p_y^2} \nu_2^{p_y^2} \\ x_{p_x^2} C_{p_x^2} t_2^{p_x^2-1} S_2^{p_x^2} \nu_2^{p_x^2} \\ x_{p_z^2} C_{p_z^2} t_2^{p_z^2-1} S_2^{p_z^2} \nu_2^{p_z^2} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Силу резания, как функцию от параметра  $t$ , определяет формула  $p_i = c_i t^{x_i} s^{y_i} \nu^{z_i}$ .

Аналогично получено выражение для области допустимых подач [8] для линейных размеров, выполняемых в оппозитной наладке с поперечного суппорта:

$$\Delta w_2 \geq \left\{ \begin{aligned} & \omega [e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1] + [e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 - e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] + \omega [-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1] + \\ & + [-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] \\ & \text{при } e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1 + (-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2) + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1 \geq \\ & \geq \frac{e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} + \frac{(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} \\ & (\text{где } e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1 + (-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2) + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1 > 0); \\ & (1 + \omega/2) [e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] + (1 + \omega/2) [(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] \\ & \text{при } -\frac{e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} - \frac{(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} < \\ & < e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1 + (-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2) + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1 < \\ & < \frac{e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} + \frac{(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2}; \\ & -\omega [e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1] + [e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] - \omega [-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1] + \\ & + [(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1] \\ & \text{при } e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1 + (-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2) + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1 \leq \\ & \leq -\frac{e_{02} \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} - \frac{(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) \Delta t_2 \overline{p}_{\Delta t}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 \Delta t_1 \overline{p}_{\Delta t}^1}{2} \\ & (\text{где } e_{02} t_2 \overline{p}_t^2 - e_{01} t_1 \overline{p}_t^1 + (-(a_{02}^2 \xi_2 a_{02}^2 + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0) t_2 \overline{p}_t^2) + a_{00}^0 \xi_0 a_{00}^0 t_1 \overline{p}_t^1 < 0). \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Здесь  $e_{02}$  — суммарная матрица плоскопараллельных податливостей контактирующих тел (подсистемы 0 и 2).

Выражения для линейных размеров, выполняемых с продольного и поперечного суппортов в двухсуппортной оппозитной наладке [1—8] имеют вид:

$$\Delta w_1 \geq \omega \left[ e_{01} t_1 \bar{p}_t^1 + e_{02} t_2 \bar{p}_t^2 \right] + \left[ e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 + e_{02} \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right] + \omega \left[ - \left( a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \right) t_1 \bar{p}_t^1 - a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_2 \bar{p}_t^2 \right] + \left[ - \left( a_{O_1}^1 \xi_1 a_{O_1}^1 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \right) \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 - a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 \right]$$

$$\Delta w_2 \geq \omega \left[ e_{02} t_2 \bar{p}_t^2 + e_{01} \bar{p}_t^1 \right] + \left[ e_{02} \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 + e_{01} \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 \right] + \omega \left[ - \left( a_{O_2}^2 \xi_2 a_{O_2}^2 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \right) t_2 \bar{p}_t^2 - a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 t_1 \bar{p}_t^1 \right] + \left[ - \left( a_{O_2}^2 \xi_2 a_{O_2}^2 + a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \right) \Delta t_2 \bar{p}_{\Delta t}^2 - a_{O_0}^0 \xi_0 a_{O_0}^0 \Delta t_1 \bar{p}_{\Delta t}^1 \right].$$

Так как подачи  $S_1$  и  $S_2$  являются основными параметрами управления, наибольший интерес в модели управления представляют области допустимых изменений именно этих параметров.

На рис. 2 приведены варианты областей допустимых подач. Базовый вариант: двухсуппортная обработка — продольный и поперечный суппорты; режущая пластина CNMG 120408 P04 4225

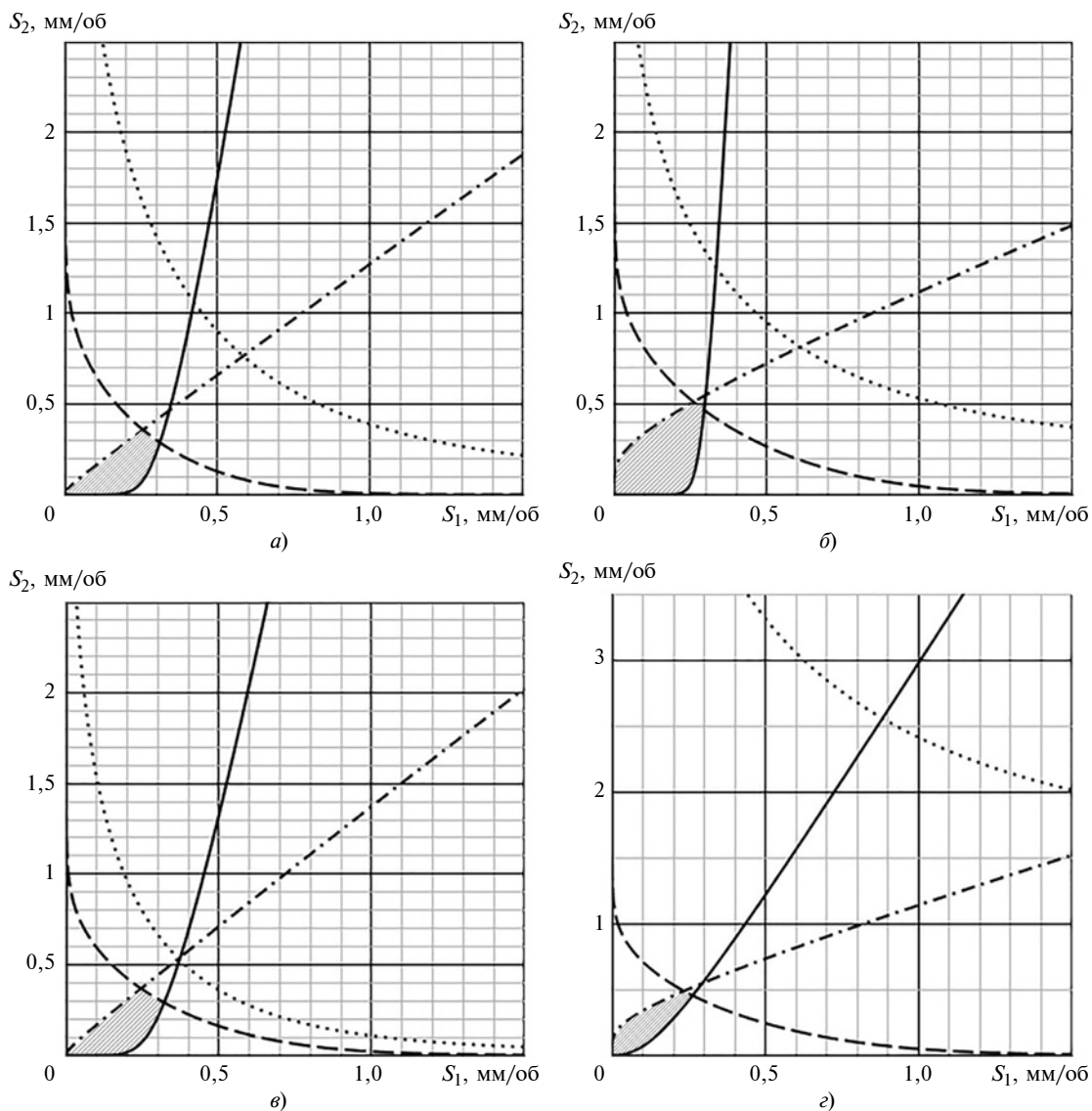


Рис. 2. Варианты областей допустимых подач при МИДО при ограничении по точности диаметральных размеров, выполняемых с продольного суппорта, с преобладанием влияния продольного (—) и поперечного (---) суппортов, а также при ограничении по точности линейных размеров (-·-), выполняемых с поперечного суппорта, и при сбалансированном влиянии суппортов (·····): а — базовый вариант; б —  $t_1 = t_2 = 4$  мм,  $ITP_2 = 13$ ; в —  $t_1 = 1$  мм; з —  $ITP_2 = 13$



СогоKey; заготовка из стали 45; размеры заготовки:  $D = L = 74,9$  мм; квалитеты точности заготовки  $ITP_1 12, ITP_2 12$ , скорости резания  $v_1 = v_2 = 200$  м/мин; подачи  $S_1 = S_2 = 0,24$  мм/об, координаты связующих векторов точек приложения сил  $\vec{P}^1$  и  $\vec{P}^2$  относительно базовых точек  $O_0$  и  $O_1$ :  $X_0 = 74,9$  мм;  $Y_0 = 37,45$  мм;  $X_1 = 136$  мм;  $Y_1 = 130$  мм.

На рис. 2 также приведены изменения для других вариантов.

Варируя исходные данные, в частности погрешность заготовки, глубину резания, параметры инструментов, можно управлять формой допустимой области и оптимизировать ее.

Таким образом, при проектировании МИДО можно определить допустимую область подач по точности выполняемого диаметального размера с продольного суппорта и допустимую область подач по точности выполняемого линейного размера с поперечного суппорта.

Данный подход позволяет прогнозировать точность обработки для заданных условий (структуру наладки, свойства технологической системы, условия обработки) и создавать методологическую базу САПР многоинструментной токарной обработки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кошин А. А. Теория точности и оптимизация многоинструментной токарной обработки / Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск. 1997. 35 с.

2. Юсубов Н. Д. Основы матричной теории точности многоинструментной токарной обработки. (Принципы и структура теории, проектирования и управления процессами многоинструментной обработки). Саарбрюккен, Германия: OmniScriptum GmbH & Co. KG / LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 216 с.

3. Юсубов Н. Д. Многоинструментная обработка на станках-автоматах токарной группы (Матричная теория точности многоинструментной обработки на современных станках с ЧПУ токарной группы). Саарбрюккен, Германия: AV Akademikerverlag GmbH & Co. KG / LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 256 с.

4. Юсубов Н. Д. Матричные модели точности обработки в многоинструментной токарной обработке // Технология машиностроения. 2013. № 1. С. 57–63.

5. Yusubov N. D. Matrix Models of the Accuracy in Multitool Two-Support Setup // Russian Engineering Research. 2009. Vol. 29. N. 3. P. 268–271.

6. Юсубов Н. Д. Алгоритмизация аналитической модели полей рассеяния размеров, выполняемых в многоинструментных многосуппортных наладках // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 54–56.

7. Кошин А. А., Юсубов Н. Д. Элементы матричной теории точности многоинструментной обработки в пространственных наладках // Вестник машиностроения. 2013. № 9. С. 13–17.

8. Юсубов Н. Д., Аббасова Х. М. Полнофакторные модели точности выполняемых размеров многоинструментной обработки на станках-автоматах токарной группы // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2019. Т. 19. № 1. С. 56–67.

9. Справочник технолога-машиностроителя. Т. 2 / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Сулова, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение-1, 2003, 944 с.

УДК 621.921.4

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-3-73-77

В. А. КИМ, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГУ), Ч. Ф. ЯКУБОВ, канд. техн. наук (Крымский индустриально-педагогический университет, г. Симферополь), e-mail: sinerg@mail.ru

## Влияние контактно-фрикционного взаимодействия при резании на качество обработки

Математическим моделированием установлено, что при точении в зоне вторичных пластических деформаций срезаемого слоя при повышении коэффициента трения увеличивается длина контакта стружки с передней поверхностью режущего клина. При этом в поверхностном слое формируются значительные остаточные напряжения.

**Ключевые слова:** резание, металл, режущий клин, коэффициент трения, стружка, качество, напряжение, остаточные напряжения.

By mathematical modeling it is determined, that when turning in the zone of secondary plastic deformations of the cut layer at increase of the friction coefficient, the length of the chip contact with the front surface of the cutting wedge increases. In this case, significant residual stresses are formed in the surface layer.

**Keywords:** cutting, metal, cutting wedge, friction coefficient, chip, quality, stress, residual stresses.

Процессы, сопутствующие резанию материалов, протекают в неравновесной системе, в которой возникают и функционируют пространственно-временные диссипативные структуры. В зоне первичной пластической деформации диссипативную структуру связывают с локализованной плоскостью сдвига, в которой происходит завершающий этап формирования стружки и выделяется большое количество теплоты в результате стружкообразования. В зоне вторичной пластической деформации или в зоне контактно-фрикционного взаимодействия диссипативная структура имеет более сложное строение. Она включает в себя упрочненный поверхностный слой режущего инструмента, покрытый сплошным материалом и островковыми наростами деформационно-упрочненного обрабатываемого материала, образовавшиеся в результате адгезионного схватывания, а также пленочные

структуры на их наружных поверхностях. Выделение теплоты в этом случае происходит в результате трения между сходящей стружкой и наружной поверхностью наростов и трения в нижних слоях срезаемого слоя и деформационно-упрочненной поверхности режущего клина. Кроме того, к диссипативным компонентам относят работу поверхностного разрушения режущего клина и поток продуктов изнашивания со значительным химическим потенциалом [1–3].

Функционирование диссипативных структур связано с обеспечением максимальной стабильности и устойчивости всех процессов, протекающих при резании, а также с минимизацией влияния внешних энергетических воздействий на них. Диссипативные структуры в зоне первичной и вторичной пластических деформаций образуют единую динамическую систему, определяющую работу всех составляющих звеньев системы резания и качество механической обработки [4, 5].

Важными параметрами качества обработанного изделия являются остаточные напряжения, определяющие структуру поверхностного слоя, его физико-механические и эксплуатационные свойства. Их возникновение обусловлено деформациями и изменениями температурных полей в срезаемом слое при внедрении асимметричного режущего клина [4, 5]. Поля напряжений и деформаций определяют функционирование диссипативных структур стружкообразования и контактно-фрикционного взаимодействия, влияющие на активность источников возникновения дефектов в обрабатываемом материале, срезаемом слое и поверхностных слоях режущего инструмента.

Математическое моделирование деформационных процессов в срезаемом слое и контактного взаимодействия стружки с передней поверхностью режущего клина осуществляли с помощью вычислительного комплекса DEFORM-2D на базе математического аппарата метода конечных элементов, который позволяет:

в автоматическом режиме разбивать рассматриваемые объекты на сетки конечных элементов и корректировать их форму при достижении деформационного искажения сетки определенной величины;

выбирать различные модели трения, изменяя условия контактного взаимодействия [6–8];

учитывать изменение сопротивляемости материала в зависимости от степени пластической деформации (деформационное упрочнение), температуры и перехода деформационного процесса из упругой области в пластическую;

учитывать изменения физико-механических и теплофизических свойств материала при изменении температуры и полиморфных превращениях;

вычислять напряжения, температуру и деформацию в любой точке рассматриваемого объекта на протяжении всего деформационного процесса.

Программа DEFORM-2D была разработана для решения технологических задач по обработке металлов давлением, а для моделирования процесса стружкообразования при резании материалов необходимо учитывать более высокие напряжения, деформации и их скорости. Поэтому были приняты некоторые упрощения и допущения.

При моделировании стружкообразования рассматривали схему ортогонального свободного резания, представляющую собой внедрение асимметричного режущего клина в твердое тело призматической формы, плоскость резания располагали параллельно наружной поверхности призмы. Асимметричный режущий клин рассматривали как абсолютно твердое тело с параметрами: передний угол  $\gamma = 0$ ; задний угол  $\alpha = 11^\circ$ , радиус скругления режущей кромки  $\rho = 0,015$  мм. Материалы режущего инструмента и заготовки выбирали из базы данных программного комплекса. Теплофизические свойства материала режущего клина соответствовали твердому сплаву ВК8, а механические и теплофизические свойства обрабатываемых материалов — титановому сплаву ВТ22 и конструкционной стали 45.

Вершину асимметричного режущего клина углубляли в срезаемый слой на 0,2 мм и перемещали со скоростью  $v = 1,0 \div 2,0$  м/с. Вокруг режущей кромки наводились поля напряжений и деформаций. При этом каждая точка поля характеризовалась тензором напряжений и деформаций, по которым вычисляли интенсивность напряжений и деформаций. Полученные значения данных показателей представляли в виде полей, наложенных на обрабатываемую заготовку и срезаемый слой [9].

Математическая модель стружкообразования описывала процессы, протекающие за определенное время, и включала в себя процессы врезания режущего клина в заготовку и перемещение срезаемого слоя по передней поверхности до формирования полноценного контакта. Момент завершения формирования контакта соответствовал отрыву стружки от передней поверхности в конечной точке пятна контакта. Максимальное время разбивали на 500 шагов. Для каждого шага предусмотрена возможность построения и вывода на экран дисплея изображения полей напряжений и деформаций.

Моделирование воздействия смазочной технологической среды осуществляли варьированием коэффициента  $f$  трения с 0,5 до 1,2 между скользящей стружкой и передней поверхностью режущего клина. При этом предполагалось, что коэффициент трения постоянен по всей длине контакта, что не соответствует реальному процессу и вносить определенные искажения в расчеты.

### Результаты моделирования и их анализ

При внедрении асимметричного режущего клина в обрабатываемый материал впереди режущей

кромки возникают поля напряжений и деформаций, которые можно объединить в мезомасштабный кластер с повышенной аккумуляцией внутренней энергии. Срезаемый слой набегает на переднюю поверхность режущего клина и, достигнув определенной пластической деформации, образует плоскость сдвига, переходя в стружку. В плоскости сдвига происходит завершающий этап пластической деформации обрабатываемого материала и наибольшее выделение теплоты, а также диссипация энергии, поглощенной срезаемым слоем [1, 2, 10].

Контактно-фрикционное взаимодействие также формирует диссипативную структуру, которая вместе с плоскостью сдвига генерирует диссипативный источник, связанный с трением [3, 10]. В результате возникает общий канал сброса поглощенной энергии срезаемым слоем обрабатываемого материала. По завершению формирования диссипативных структур границы полей напряжений, деформаций и температур охватывают наибольший объем, которые в дальнейшем стабилизируются и сохраняются.

С началом функционирования единого диссипативного канала возникает баланс между работой сил резания, энергией, поглощенной обрабатываемым материалом, теплотой, выделяемой в зонах сдвига и контактно-фрикционного взаимодействия, а также энергией, уносимой сходящей стружкой. Данный процесс представлен на рис. 1.

Напряженно-деформированное поле в обрабатываемом материале при резании можно представить как пространственный объект определенного объема, внутри которого располагается область с повышенной внутренней энергией. В него поступает энергетический поток, инициированный процессом резания и зависящий от режима резания и физико-механических свойств обрабатываемого материала. Из него вытекают три диссипативных энергетических оттока, обусловленные функционированием диссипативных структур и уходящей из зоны резания стружки.

Увеличение плотности диссипативных оттоков связано с повышением сопротивляемости обрабатываемого материала пластической деформации и повышением коэффициентов трения в контактно-фрикционной области. Это указывает на то, что для формирования полноценных диссипативных потоков необходимо прикладывать больше усилий, что приводит к расширению границ полей напряжений и деформаций, приводящих к повышению внутренней энергии в обрабатываемом материале.

При установившемся резании постоянство энергетических затрат на формирование полей напряжений и деформаций в срезаемом слое предполагает баланс между энергией, затрачиваемой на процесс резания, суммой диссипативных потоков и потока внутренней энергии, уносимой стружкой. Нарушение данного баланса приводит к измене-

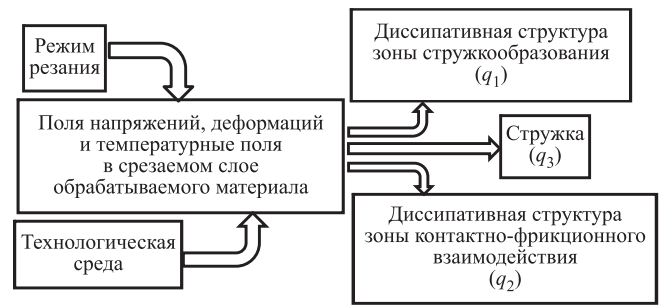


Рис. 1. Схема диссипативного процесса резания материалов

нию полей напряжений, деформаций и температур в срезаемом слое, а также границ их распространения. Следовательно, структура обработанной поверхности, абсолютные значения и градиент остаточных напряжений формируются при переходном процессе с начала внедрения режущего клина до формирования полноценных диссипативных структур и инициируемых ими устойчивых каналов отвода теплоты.

Технологическая среда влияет на поля напряжений, деформаций и температур в срезаемом слое, осуществляя обмен тепловых потоков между составляющими системы резания по разным каналам. Поверхностно-активные вещества, входящие в состав технологической среды, образуют на рабочих поверхностях режущего клина разные пленочные структуры, которые определяют коэффициент трения контактно-фрикционного взаимодействия и энергию трения, а также уменьшают длину контакта между сходящей стружкой и режущим клином [11, 12], что изменяет контактные напряжения, работу трения, а следовательно, и плотность диссипативного потока в зоне вторичной пластической деформации.

При резании поле упругопластических напряжений перемещается со скоростью резания, вовлекая новые области срезаемого слоя. Поле упругих напряжений связано только с возникновением упругих деформаций в кристаллической решетке, поэтому скорость распространения данного поля определяется скоростью звука в твердом теле. Составляющие скорости звука зависят от отношения модулей упругостей к плотности материала [13].

Поле пластических напряжений связано с полем пластических деформаций, которое, в свою очередь, зависит от плотности дислокаций и числом источников дислокаций. Перемещение поля пластических деформаций зависит от скорости скольжения дислокаций и процессов внутреннего трения [14, 15].

Уравнение энергетического баланса системы резания при остром режущем клине:

$$\bar{p}(t)\bar{v}t = G^* \rho(x, y, z, t)vt + q_1(t)t + q_2(t)t + q_3(t)t, (1)$$

где  $p(x, y, z, t)$  — проекция нормального давления на передней поверхности режущего клина на плос-

кость резания;  $v$  — скорость резания;  $G^*$  — оператор энергии дислокаций;  $\rho(x, y, z, t)$  — плотность дислокаций;  $q_1(t)$  и  $q_2(t)$  — плотность тепловых (диссипативных) потоков в зонах соответственно первичной и вторичной пластических деформаций;  $q_3(t)$  — плотность диссипативного потока, уносимого стружкой;  $t$  — время.

Повышение плотности  $q_1(t)$  теплового потока связано с увеличением сопротивляемости срезаемого слоя пластической деформации и разрушению, что вызвано повышением напряжений в зоне деформации срезаемого слоя и плоскости сдвига. Повышение потока  $q_2(t)$  связано с увеличением коэффициента трения в зоне контактно-фрикционного взаимодействия, которое происходит в результате более активных адгезионных процессов между сходящей стружкой и поверхностью режущего инструмента, и образованием устойчивых антифрикционных структур на наружных поверхностях наростов. Повышение  $q_1$  и  $q_2$  приводит к увеличению внутренней энергии в срезаемом слое и повышению  $q_3$ . Следовательно, повышение силовых параметров в зонах первичной и вторичной пластических деформаций увеличивает плотности дислокаций, градиент деформации и поле упругопластических напряжений в срезаемом слое.

На рис. 2 (см. обложку) приведены результаты математического моделирования полей упругопластических напряжений в обрабатываемом материале при точении конструкционной стали с разным коэффициентом трения в зоне контактно-фрикционного взаимодействия.

Зафиксирован завершающий этап формирования контакта стружки с передней поверхностью режущего клина и выход системы резания в стационарный режим. Черной линией показана траектория режущего лезвия (плоскость резания), ниже которой располагается обработанная поверхность.

После выхода из зоны резания поле напряжений в слое обрабатываемого материала, расположенного ниже плоскости резания, трансформируется в поле остаточных напряжений. В первом приближении остаточные напряжения можно определить как разницу между максимальными напряжениями вследствие резания и пределом упругости. Более точные значения остаточных напряжений можно вычислить по теореме Генки [14]. Для этого кроме уравнения полей напряжений необходимо использовать уравнения полей деформаций.

На рис. 3 (см. обложку) представлены результаты математического моделирования при точении титанового сплава. Особенности механических свойств титанового сплава обуславливают формирование более локализованных полей напряжений и деформаций в обрабатываемом материале, а также больший угол сдвига и меньшую длину контакта сходящей стружки с передней поверхностью режущего клина.

С повышением коэффициента трения поле напряжений в обрабатываемом материале увеличивается, как и глубина распространения данного поля в поверхностном слое.

На рис. 4 и 5 показаны эпюры распределения напряжений в обрабатываемой поверхности при разных коэффициентах трения в зоне контактно-фрикционного взаимодействия. Видно, что с повышением коэффициента трения глубина распространения полей напряжений увеличивается.

При точении титанового сплава глубина поля напряжений значительно меньше, чем при резании конструкционной стали. Следовательно, при точении титанового сплава в обработанном поверхностном слое формируются более высокие градиенты напряжений и остаточные напряжения.

Влияние коэффициента трения в зоне вторичных пластических деформаций проявляется значительно сильнее при точении конструкционной стали по сравнению с титановым сплавом. Так, изменение коэффициента трения с 0,5 до 1,0 увеличивает глубину залегания изобары 600 МПа в 4 раза. Аналогичное увеличение коэффициента трения при точении титанового сплава увеличивает глубину залегания этой изобары только в 1,5 раза. Это обусловлено

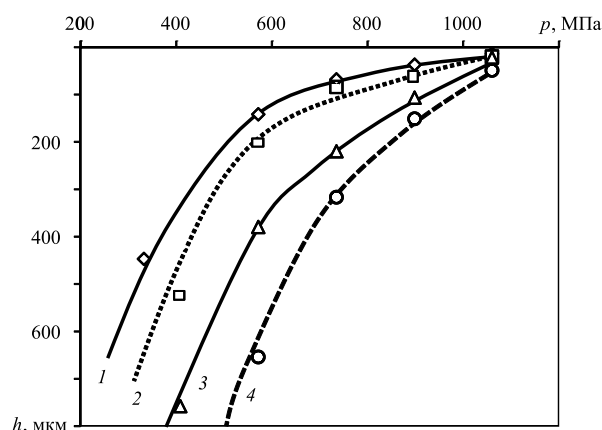


Рис. 4. Эпюра распределения напряжений в верхних слоях обработанной поверхности при точении конструкционной стали при  $f = 0,5$  (1); 0,8 (2); 1,0 (3); 1,2 (4)

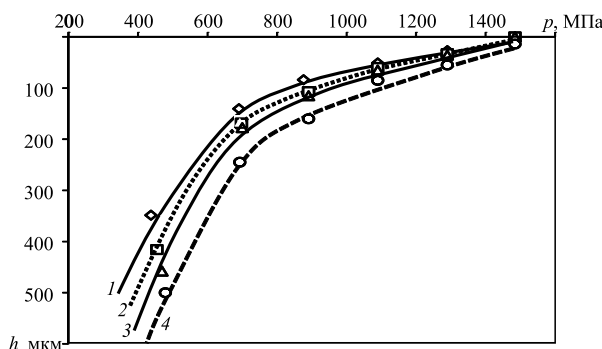


Рис. 5. Эпюра распределения напряжений в верхних слоях обработанной поверхности при точении титанового сплава при  $f = 0,5$  (1); 0,8 (2); 1,0 (3); 1,2 (4)

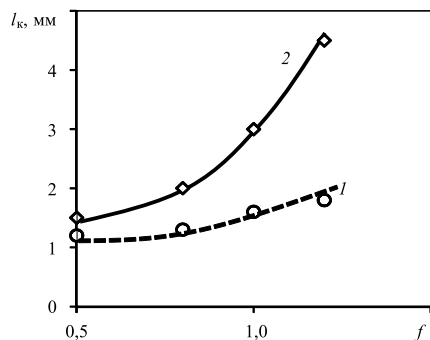


Рис. 6. Зависимости длины контакта от коэффициента  $f$  трения между сходящей стружкой и передней поверхностью режущего клина при точении титанового сплава (1) и конструкционной стали (2)

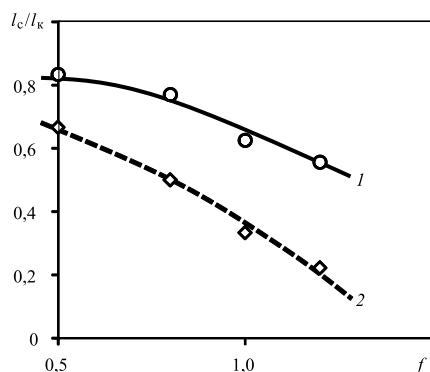


Рис. 7. Зависимости отношения длин  $l_c$  сплошного контакта к длине  $l_k$  общего контакта от коэффициента  $f$  трения между сходящей стружкой и передней поверхностью режущего клина при точении титанового сплава (1) и конструкционной стали (2)

особенностью контактно-фрикционного взаимодействия при резании титанового сплава.

При точении титанового сплава длина контакта стружки с передней поверхностью режущего клина значительно меньше, чем при резании конструкционной стали (рис. 6).

Кроме того, зона контакта, в которой имеют место максимальные нормальные напряжения, значительно больше (рис. 7).

Контактно-фрикционный процесс определяется повышением нормальной компоненты контактных напряжений, которые в основном и определяют силу резания, в отличие от касательных напряжений, связанных с коэффициентом трения, т. е. при точении титанового сплава следует ожидать меньшую зависимость модуля силы резания от коэффициента трения между стружкой и передней поверхностью режущего клина.

Активность диссипативных процессов в зоне первичных и вторичных пластических деформаций зависит от физико-механических свойств обрабатываемого материала. При резании конструкционной стали наблюдается более высокая активность диссипативных процессов контактно-фрикционного взаимодействия по сравнению с точением титанового сплава. Этим можно объяснить то, что при

резании конструкционных сталей основной износ режущего инструмента локализуется в виде лунки на передней поверхности, а при точении титановых сплавов — на задней поверхности в виде фаски.

Активность диссипативных процессов в зоне контактно-фрикционного взаимодействия можно изменять с помощью смазочно-охлаждающей технологической среды. Используя разные СОТС, т. е. изменяя коэффициент трения, можно управлять качеством обработанной поверхности. Влияние коэффициента трения в зоне фрикционного взаимодействия стружки с передней поверхностью режущего клина при резании разных материалов позволяет предположить, что применение СОТС с целью управления качеством механической обработки более эффективно при точении конструкционной стали по сравнению с титановыми сплавами.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ким В. А., Мокрицкий Б. Я., Якубов Ч. Ф. Анализ плоскости сдвига при стружкообразовании в процессе резания. Ч. 1 // *Металлообработка*. 2019. № 2 (110). С. 9—14.
2. Ким В. А., Мокрицкий Б. Я., Якубов Ч. Ф. Анализ плоскости сдвига при стружкообразовании в процессе резания. Ч. 2 // *Металлообработка*. 2019. № 2 (110). С. 15—21.
3. Ким В. А., Якубов Ч. Ф. Диссипативная структура контактно-фрикционного взаимодействия при резании металлов // *Вестник ИрГТУ*. 2018. Т. 22. № 12. С. 35—45.
4. Ким В. А., Якубов Ч. Ф., Схиртладзе А. Г. Мезомеханика процессов контактного взаимодействия при трении и резании металлов. Старый Оскол: ТНТ, 2017. 244 с.
5. Ким В. А. Самоорганизация в процессах упрочнения, трения и изнашивания режущего инструмента. Владивосток: Дальнаука, 2001. 203 с.
6. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Пер. с англ. М.: Мир, 1982. 352 с.
7. Любарский И. М., Палатник Л. С. *Металлофизика трения*. Сер. Успехи современного металловедения. М.: Металлургия, 1976. 176 с.
8. Розенберг А. М., Еремин А. Н. Исследование трения при резании металлов // *Известия ТПУ*. 1951. Т. 68. Вып. 1. № 217. 51 с.
9. Развитие дефектов при конечных деформациях. Компьютерное и физическое моделирование / В. А. Левин, В. В. Калинин, К. М. Зингерман, А. А. Вершинин. М.: ФИЗМАРЛИТ, 2007. 392 с.
10. Развитие науки о резании металлов / В. Ф. Бобров, Г. И. Грановский, Н. Н. Зорев и др. М.: Машиностроение, 1967. 416 с.
11. Аксенов А. Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях. М.: Машиностроение, 1977. 152 с.
12. Якубов Ч. Ф. Упрочняющее действие СОТС при обработке металлов резанием. Симферополь: ОАО «Симферопольская городская типография», 2008. 156 с.
13. Стадийность деформации поликристаллических материалов. Исследование акустико-эмиссионным и оптико-телевизионным методами / О. В. Башков, С. В. Маннин, А. В. Бяков и др. Томск: Национальный исследовательский Томский политехнический ун-т, 2014. 301 с.
14. Старков В. К. Физика и оптимизация резания. М.: Машиностроение, 2009. 640 с.
15. Хецберг Р. В. Деформация и механика разрушения конструкционных материалов. М.: Металлургия, 1989. 576 с.

А. П. ЕВДОКИМОВ, д-р техн. наук, А. Н. ГРОМЫКО, канд. техн. наук, А. А. МИРОНОВ (РГУ "Нефти и газа (НИУ) имени И. М. Губкина"), e-mail: a\_evdo@mail.ru

## Математическое моделирование упругопластического деформирования трубчатых энергопоглощающих элементов при статическом и ударном нагружении

Предложены аналитические модели статического и динамического ударного упругопластического деформирования трубчатых энергопоглощающих элементов, составляющих трубчатый пластический амортизатор. Разработанные модели можно использовать для расчета и проектирования таких амортизаторов.

**Ключевые слова:** статическое и динамическое упругопластическое деформирование, математическое моделирование, трубчатый энергопоглощающий элемент, трубчатый пластический амортизатор, ударное нагружение.

Analytical models of static and dynamic impact elastoplastic deformation of tubular energy-absorbing elements constituting a tubular plastic shock absorber are proposed. The developed models can be used for the calculation and design of these shock absorbers.

**Keywords:** static and dynamic elastoplastic deformation, mathematical modeling, tubular energy-absorbing element, tubular plastic shock absorber, impact loading.

Многие технические объекты разведки, добычи и транспортировки наземной, подземной и подводной инфраструктур нефтегазовой отрасли Российской Федерации в процессе эксплуатации могут подвергаться воздействию ударных нагрузок (сейсмические, водные и воздушные ударные волны, внезапные ураганные порывы ветра, столкновения объектов между собой или с препятствиями и т. п.). Одним из эффективных путей защиты таких объектов в подобных ситуациях является применение упругопластических элементов, основанных на принципе необратимого энергопоглощения ударного воздействия.

Среди большого многообразия известных пластических амортизаторов [1] важное место занимают трубчатые пластические амортизаторы (ТПА), отличающиеся высоким энергопоглощением при сравнительно небольших габаритных размерах и массе [2–6]. Основой подобных амортизаторов являются трубчатые элементы, непосредственно воспринимающие энергию удара за счет упругопластического деформирования. На рисунке а, б приведены соответственно один из возможных вариантов

конструкции ТПА и расчетная схема нагружения трубчатого энергопоглощающего элемента (ТЭЭ).

В силу новизны и малой исследованности подобных ТПА для оценки их защитного действия и построения методики проектирования требуется математическое моделирование динамического упругопластического деформирования ТЭЭ при ударном нагружении, предполагающее построение математических соотношений для определения таких важнейших параметров, как предельная динамическая нагрузка  $P_{д max}$ , приводящая к полному деформированию (сплющиванию) ТЭЭ, уровень динамического энергопоглощения  $\mathcal{E}_д$ , средняя динамическая жесткость  $C_д$  ТЭЭ в процессе деформирования, перегрузка  $n_{осн}$ , передаваемая от ТПА на защищаемый объект, и продолжительность  $\Delta t_{уд}$  процесса ударного деформирования ТЭЭ.

Для возможности сравнения теории и эксперимента здесь под ударом понимается импульсное воздействие на ТЭЭ, обусловленное падением ТПА массой  $m_{ТПА}$  с дополнительным грузом массой  $m_{гр}$  с высоты  $H_{гр}$  на опорное основание с конечной жесткостью  $C_{осн}$ , превышающей жесткость ТЭЭ не менее чем на порядок.

Одним из наиболее распространенных и хорошо зарекомендовавших себя на практике общих методов построения математических моделей динами-

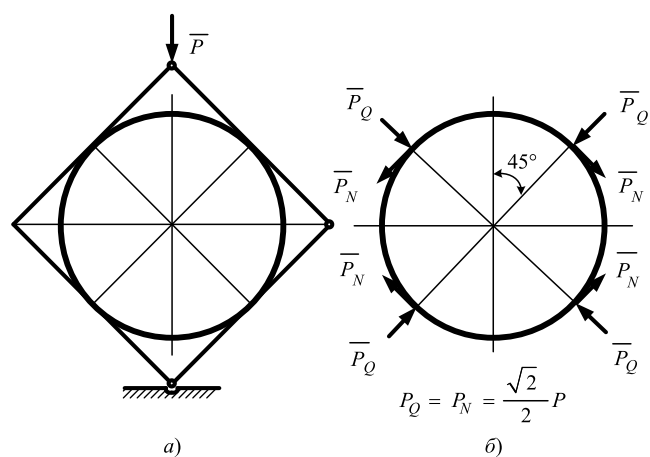


Схема конструкции трубчатого пластического амортизатора (а) и расчетная схема нагружения ТЭЭ (б)

ческого поведения объектов или процессов разной физической природы является метод сведения задач динамики к соответствующим задачам статики путем введения коэффициента  $K_d$  динамичности.

Практическое отсутствие теоретических исследований динамического упругопластического деформирования твердых тел с учетом скорости и ускорения нагружения и их исключительная сложность приводят к необходимости применения именно такого подхода к построению математической модели динамического упругопластического деформирования ТЭЭ при ударном нагружении. При этом требуется предварительное построение математической модели статического упругопластического деформирования ТЭЭ.

Рассмотрим разработанные авторами математические модели статического и динамического упругопластического деформирования ТЭЭ.

### Математическая модель статического упругопластического деформирования ТЭЭ

Модель представляет собой следующую совокупность взаимосвязанных математических соотношений, изложенных в алгоритмической последовательности.

#### Построение диаграммы упругопластического деформирования ТЭЭ

1. Определение внешней нагрузки  $P$ , соответствующей началу  $T_0[P(T_0)]$  и завершению  $T_K[P(T_K)]$  процесса текучести в расчетном сечении ТЭЭ:

$$P(T_0) = \frac{\sqrt{2}\sigma_T L \delta^2}{6R[a + (1 - 2\delta/3R)(b - cf_{CK})]};$$

$$P(T_K) = \frac{\sqrt{2}\sigma_T L \delta^3}{6\eta R(a + b - cf_{CK})},$$

где  $R, L, \delta$  — наружный радиус, длина и толщина стенки ТЭЭ;  $\sigma_T$  — предел текучести материала ТЭЭ;  $\eta = 0,1\delta$  — предполагаемая высота упругой области расчетного сечения;  $a = 0,137; b = 0,146; c = 0,21$  — аппроксимирующие коэффициенты в законах изменения внутренних нормальной силы и изгибающего момента;  $f_{CK} = 0,14 \div 0,18$  — коэффициент трения скольжения пластин шарнирного четырехзвенника по поверхности ТЭЭ.

2. Определение предельных по текучести нормальной силы  $N_{пр}$  и изгибающего момента  $M_{пр}$  в расчетном сечении ТЭЭ:

$$N_{пр} = \sigma_T L \delta; \quad M_{пр} = \sigma_T L \delta^3 / \eta.$$

3. Определение внешней нагрузки на пластический амортизатор:

$$P_i = iP_K / K, \quad i = \overline{1, K},$$

где  $P_K = (0,8 \div 1,0)P(T_K)$  — конечное значение внешней нагрузки, определяемое методом последовательных приближений;  $K \geq 1000$  — число расчетных точек.

4. Определение внутренних нормальной силы  $N_i$  и изгибающего момента  $M_i$  в расчетном сечении ТЭЭ:

$$N_i = 2\sqrt{2}P_i(b - cf_{CK});$$

$$M_i = \sqrt{2}/2[P_i R(a + b - cf_{CK})], \quad i = \overline{0, K}.$$

5. Определение размеров и характеристик упругой и пластической зон расчетного сечения ТЭЭ:

1) половины высоты упругой области сечения:

$$a_{0_i} = \delta/2 \sqrt{1 - (N_i/N_{пр})^2 - M/M_{пр}}, \quad i = \overline{0, K};$$

2) положения нейтральной линии сечения относительно его нижней границы:

$$a_0 = \delta/2(1 - N_i/N_{пр}), \quad i = \overline{0, K};$$

3) высоты зон пластической деформации сечения сверху ( $d_{1_i}$ ) и снизу ( $d_{2_i}$ ) от нейтральной линии:

$$d_{1_i} = \delta - a_i - a_{0_i}; \quad d_{2_i} = a_i - a_{0_i}, \quad i = \overline{0, K};$$

4) весовых долей зон пластической деформации сечения сверху ( $\omega_{1_i}$ ) и снизу ( $\omega_{2_i}$ ) от нейтральной линии:

$$\omega_{1_i} = d_{1_i}/d_{1_i} + a_{0_i}; \quad \omega_{2_i} = d_{2_i}/d_{2_i} + a_{0_i},$$

$$i = \overline{0, K};$$

5) весовой доли зон пластической деформации в целом по сечению:

$$\omega_i = \frac{d_{1_i}\omega_{1_i} + d_{2_i}\omega_{2_i}}{d_{1_i} + d_{2_i}}, \quad i = \overline{0, K}.$$

6. Определение коэффициентов уточнения весовой доли зон пластической деформации в целом по расчетному сечению для диаграмм:

со степенным упрочнением:

$$K(\omega_{T_i}) = i \frac{P(T_K)}{P_K K}, \quad i = \overline{0, K};$$

со степенным упрочнением и с упругим участком:

$$K(\omega_{T_i}) = \begin{cases} 0, & \text{если } P_i \leq P_{упр}; \\ \frac{P_i - P_{упр}}{P_{упр}}, & \text{если } P_{упр} < P_i \leq P(T_{1cp}); \\ \frac{P_i}{P(T_{1cp})}, & \text{если } P(T_{1cp}) < P_i \leq P(T_{2cp}); \\ \frac{P(T_{2cp})}{P(T_{1cp})}, & \text{если } P_i > P(T_{2cp}), \quad i = \overline{0, K}, \end{cases}$$

где  $P(T_{1cp}) = 1/2[P(T_0) + P_K]$ ;  $P_{упр} = 1/2P(T_{1cp})$ ;  
 $P(T_{2cp}) = 1/2[P(T_{1cp}) + P_K]$ ;

со степенным упрочнением, с упругим участком и площадкой текучести:

$$K(\omega_{T_i}) = \begin{cases} 0, & \text{если } P_i \leq P(T_{cp}); \\ \frac{P(T_K)}{P_i}, & \text{если } P_i > P(T_{cp}), i = \overline{1, K}, \end{cases}$$

где  $P(T_{cp}) = 1/2[P(T_0) + P_K]$ .

6. Определение уточненной весовой доли зон пластической деформации в целом по расчетному сечению:

$$\omega_{T_i} = K(\omega_{T_i}), \quad i = \overline{1, K}.$$

7. Определение приведенного модуля упругости материала ТЭЭ:

$$E_{пр_i} = E(1 - \omega_{T_i}), \quad i = \overline{1, K}.$$

8. Определение полного прогиба ТЭЭ в направлении действия внешней нагрузки:

$$\omega_{п_i} = \frac{\sqrt{2}P_i R^3}{E_{пр_i} I} [a - 1/3(b - cf_{ск})], \quad i = \overline{1, K},$$

где  $I = L\delta^3/12$  — момент инерции поперечного сечения ТЭЭ.

9. Построение диаграммы статического упругопластического деформирования ТЭЭ в соответствии с формулой

$$P_i = f(\omega_{п_i}), \quad i = \overline{1, K}.$$

10. Определение предельной статической нагрузки  $P_{ст\ max}$ , при которой достигается полное деформирование ТЭЭ:

$$P_{ст\ max} = P_i \text{ при } \omega_{п_i} = \omega_{пр} = 2(R - \delta), \quad i = \overline{1, K},$$

где  $\omega_{пр}$  — предельно допустимый полный прогиб ТЭЭ.

11. Определение энергопоглощения ТЭЭ при статическом нагружении:

$$\Theta_{ст} = \sum_{i=1}^K P_i (\omega_{п_i} - \omega_{п_{i-1}}).$$

12. Определение средней жесткости ТЭЭ в процессе статического упругопластического деформирования:

$$C_{ст} = \Theta_{ст} / \omega_{пр}^2.$$

Приведенная математическая модель является новой и существенно отличается от известных подобных моделей [7, 8].

При сравнении теоретической и экспериментальной диаграмм упругопластического деформирования ТЭЭ с характеристиками: материал — сталь Ст.3;  $\sigma_T = 245 \text{ Н/мм}^2$ ;  $R = 65 \text{ мм}$ ;  $L = 130 \text{ мм}$ ;  $\delta = 1,5 \text{ мм}$  установлены значения параметров  $P_{ст\ max}$ ,  $\Theta_{ст}$ ,  $C_{ст}$  статического упругопластического деформирования ТЭЭ (табл. 1). Приведенные результаты свидетельствуют о достаточно высокой точности разработанной модели.

### Математическая модель динамического упругопластического деформирования ТЭЭ

Предлагаемая математическая модель строится сведением задачи статики к задаче динамики путем введения коэффициента динамичности при ударе на основании приведенной выше модели статического упругопластического деформирования ТЭЭ и представляет собой следующую совокупность взаимосвязанных математических соотношений, изложенных в алгоритмической последовательности.

1. Определение предельной статической нагрузки  $P_{ст\ max}$ , соответствующей полному деформированию ТЭЭ при заданных геометрических и физико-механических характеристиках, с помощью математической модели статического упругопластического деформирования ТЭЭ.

2. Определение массы дополнительного груза ТПА:

$$m_{гр_i} = im_{гр\ к} / K, \quad i = \overline{1, K},$$

где  $m_{гр\ к}$  — предполагаемая конечная масса дополнительного груза;  $K$  — число расчетных точек.

3. Определение общей массы ТПА и дополнительного груза:

$$m_{гр_i}^{\Sigma} = m_{ТПА} + m_{гр_i}, \quad i = \overline{1, K}.$$

Таблица 1

Сравнение параметров упругопластического деформирования ТЭЭ

Исследование	Нагрузка $P_{max}$ , Н	Расчетное отклонение $\delta$ , %	Статическое энергопоглощение $\Theta_{ст}$ , Н · мм	Экспериментальное отклонение $\delta$ , %	Статическая жесткость $C_{ст}$ , Н/мм	Отклонение по жесткости $\delta$ , %
Эксперимент	$8,829 \cdot 10^3$	—	$7,499 \cdot 10^5$	—	46,92	—
Теория	$7,846 \cdot 10^3$	-11,1	$7,5 \cdot 10^5$	0,7	46,49	-0,9



4. Определение статической нагрузки на ТЭЭ:

$$P_{ст_i} = gm_{гр_i}^{\Sigma}, \quad i = \overline{1, K},$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

5. Определение полного прогиба ТЭЭ под действием статической нагрузки:

$$\omega_{п_i} = \frac{\sqrt{2}P_i R^3}{E_{пр_i} I} [a - 1/3(b - cf_{ск})], \quad i = \overline{1, K}.$$

6. Определение коэффициента динамичности ударного нагружения ТЭЭ:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2K_{ут} H_{гр}}{\omega_{п_i}}}, \quad i = \overline{1, K},$$

где  $H_{гр}$  — высота бросания ТПА с дополнительным грузом (принимается  $H_{гр} = \text{const}$ );  $K_{ут} = 1,42 \div 1,48$  — эмпирический уточняющий коэффициент.

7. Определение динамической нагрузки на ТЭЭ:

$$P_{д_i} = K_{д_i} P_{ст_i}, \quad i = \overline{1, K}.$$

8. Определение внутренних динамических нормальной силы  $N_{д_i}$  и изгибающего момента  $M_{д_i}$  в расчетном сечении ТЭЭ:

$$N_{д_i} = 2\sqrt{2} [P_{д_i} (b - cf_{ск})];$$

$$M_{д_i} = 2\sqrt{2} [P_{д_i} R(a + b - cf_{ск})], \quad i = \overline{1, K}.$$

9. Определение высоты упругой области расчетного сечения ТЭЭ при ударном нагружении:

$$\eta_{д_i} = 2I/[M_{д_i} (\sigma_T - N_{д_i}/F)], \quad i = \overline{1, K},$$

где  $F = L\delta$  — площадь поперечного сечения ТЭЭ.

10. Определение предельных по текучести внутренних нормальной силы  $N_{пр_i}$  и изгибающего момента  $M_{пр_i}$  в расчетном сечении ТЭЭ:

$$N_{пр_i} = \sigma_T F; \quad M_{пр_i} = \frac{\sigma_T L \delta^3}{6\eta_{д_i}}, \quad i = \overline{1, K}.$$

11. Определение размеров и характеристик упругой и пластической зон расчетного сечения ТЭЭ:

1) половины высоты упругой области сечения:

$$a_{0_i} = \delta/2 \sqrt{1 - (N_{д_i}/N_{пр_i})^2 - M_{д_i}/M_{пр_i}}, \quad i = \overline{1, K};$$

2) положения нейтральной линии сечения относительно его нижней границы:

$$a_i = \delta/2(1 - N_{д_i}/N_{пр_i}), \quad i = \overline{1, K};$$

3) высоты зон пластической деформации сечения сверху ( $d_{1_i}$ ) и снизу ( $d_{2_i}$ ) от нейтральной линии:

$$d_{1_i} = \delta - a_i - a_{0_i}; \quad d_{2_i} = a_i - a_{0_i}, \quad i = \overline{1, K};$$

4) весовых долей зон пластической деформации сечения сверху ( $\omega_{1_i}$ ) и снизу ( $\omega_{2_i}$ ) от нейтральной линии:

$$\omega_{1_i} = \frac{d_{1_i}}{d_{1_i} + a_{0_i}}; \quad \omega_{2_i} = \frac{d_{2_i}}{d_{2_i} + a_{0_i}}, \quad i = \overline{1, K};$$

5) весовой доли зон пластической деформации  $\omega_i$  в целом по сечению:

$$\omega_i = \frac{d_{1_i} \omega_{1_i} + d_{2_i} \omega_{2_i}}{d_{1_i} + d_{2_i}}, \quad i = \overline{1, K}.$$

12. Определение коэффициента уточнения весовой доли зон пластической деформации в целом по расчетному сечению:

$$K(\omega_{T_i}) = \begin{cases} \sqrt{P_{д_i}/P_{ст \max}}, & \text{если } P_{д_i} > P(T_{ст \max}); \\ 1, & \text{если } P_{д_i} \leq P_{ст \max}, \quad i = \overline{1, K}. \end{cases}$$

13. Определение уточненной весовой доли зон пластической деформации в целом по расчетному сечению:

$$\omega_{T_i} = K(\omega_{T_i}), \quad i = \overline{1, K}.$$

14. Определение приведенного модуля упругости материала ТЭЭ:

$$E_{пр_i} = E(1 - \omega_{T_i}), \quad i = \overline{1, K}.$$

15. Определение полного динамического прогиба ТЭЭ в направлении действия внешней нагрузки:

$$\omega_{пд_i} = \frac{\sqrt{2}P_{д_i} R^3}{E_{пр_i} I} [a - 1/3(b - cf_{ск})], \quad i = \overline{1, K}.$$

16. Определение предельной массы дополнительного груза  $m_{гр}^{пр}$  и динамической нагрузки  $P_{д \max}$ , при которых достигается полное деформирование ТЭЭ:

$$m_{гр}^{пр} = m_{гр_i} \quad \text{и} \quad P_{д \max} = P_{д_i}$$

$$\text{при } \omega_{пд_i} = \omega_{пр} = 2(R - \delta), \quad i = \overline{1, K},$$

где  $\omega_{пр}$  — предельно допустимый прогиб ТЭЭ.

17. Определение энергии, подводимой к ТЭЭ и опорному основанию ТПА:

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = g(m_{\text{ТПА}} + m_{\text{ГР}}^{\text{пр}})H_{\text{ГР}}.$$

18. Определение приближенной средней динамической жесткости ТЭЭ:

$$C_{\text{д0}} = \mathcal{E}_{\Sigma} / \omega_{\text{пр}}^2.$$

19. Определение приведенной динамической жесткости ТЭЭ и опорного основания:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{д0}} C_{\text{осн}}}{C_{\text{д0}} + C_{\text{осн}}},$$

где  $C_{\text{осн}}$  — задаваемая жесткость опорного основания ТПА.

20. Определение прогиба опорного основания ТПА:

$$\omega_{\text{осн}} = \omega_{\text{д}\Sigma} - \omega_{\text{пр}} = \sqrt{\mathcal{E}_{\Sigma} / C_{\text{пр}}} - \omega_{\text{пр}},$$

где  $\omega_{\text{д}\Sigma} = \sqrt{\mathcal{E}_{\Sigma} / C_{\text{пр}}}$  — суммарный прогиб ТЭЭ и опорного основания ТПА.

21. Определение перегрузки, передаваемой от нижнего опорного узла ТПА на защищаемый объект:

$$n_{\text{осн}} = \frac{P_{\text{д осн}}}{g(m_{\text{ТПА}} + m_{\text{ГР}}^{\text{пр}})} = \frac{C_{\text{осн}} \omega_{\text{осн}}}{2g(m_{\text{ТПА}} + m_{\text{ГР}}^{\text{пр}})},$$

где  $P_{\text{д осн}} = 1/2 C_{\text{осн}} \omega_{\text{осн}}^2$  — динамическая нагрузка, передаваемая от нижнего опорного узла ТПА на защищаемый объект.

22. Определение динамического энергопоглощения ТЭЭ:

$$\mathcal{E}_{\text{д}} = \mathcal{E}_{\Sigma} - \mathcal{E}_{\text{осн}} = \mathcal{E}_{\Sigma} - 1/2 \mathcal{E}_{\text{осн}} \omega_{\text{осн}}^2.$$

23. Определение уточненной средней динамической жесткости ТЭЭ:

$$C_{\text{д}} = \mathcal{E}_{\text{д}} / \omega_{\text{пр}}^2.$$

24. Определение времени деформирования ТЭЭ при ударе:

$$\Delta t_{\text{уд}} = \frac{\omega_{\text{пр}}(m_{\text{ТПА}} + m_{\text{ГР}}^{\text{пр}})}{\mathcal{E}_{\text{д}}} \sqrt{2gH_{\text{ГР}}}.$$

Приведенная математическая модель существенно отличается от известных подобных моделей [7, 8] и является новой. Она позволяет полностью оценить защитное действие ТЭЭ при ударе, значительно повысить глубину и всесторонность анализа влияния геометрических и физико-механических характеристик ТЭЭ на параметры и характеристи-

Таблица 2

Сравнение теоретических и экспериментальных значений параметров ударного деформирования ТЭЭ

Номер эксперимента	Входная перегрузка $n_{\text{вх}}$	Выходная перегрузка $n_{\text{вых}}$	Коэффициент снижения входной перегрузки $K_{\text{п}} = n_{\text{вх}}/n_{\text{вых}}$	Время ударного деформирования $\Delta t_{\text{уд}}$ , с
1	95,8/101,6	3,12/4,15	30,7/24,48	0,051/0,046
2	95,8/112,5	3,87/5,23	24,75/21,51	0,049/0,044
3	95,8/100,8	4,88/5,56	19,63/18,13	0,041/0,035
4	95,8/112,5	5,76/6,38	16,63/17,63	0,024/0,021
5	95,8/107,6	9,83/10,55	9,75/10,2	0,018/0,015
6	77,1/112,3	5,96/7,34	12,94/15,3	0,039/0,035
7	98,2/100,8	5,57/6,31	17,63/15,97	0,04/0,036
8	91,4/103,4	5,33/6,27	17,15/16,49	0,046/0,041

Примечание. В числителе приведены теоретические, в знаменателе — экспериментальные значения параметров нагружения ТЭЭ.

ки их динамического упругопластического деформирования, разработать научно обоснованную теоретическую методику расчета и проектирования ТЭЭ, существенно снизить стоимость и трудозатраты на проектирование ТЭЭ благодаря отсутствию необходимости в большом объеме экспериментальных исследований.

В табл. 2 приведено сравнение экспериментальных и теоретических значений входной ( $n_{\text{вх}}$ ) и выходной ( $n_{\text{вых}}$ ) перегрузок, коэффициента ( $K_{\text{п}}$ ) снижения входной перегрузки и времени ( $\Delta t_{\text{уд}}$ ) ударного деформирования ТЭЭ.

Полученные результаты подтверждают достаточно высокую точность разработанной модели, весьма близкие при сравнении значения теоретических и экспериментальных исследований, и позволяют перейти к более глубокому изучению трубчатых энергопоглощающих элементов при их статическом и динамическом нагружении.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Круглов Ю. А., Туманов Ю. А.** Ударовиброзащита машин, оборудования и аппаратуры. Л.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. **Пат. 71149 Рос. Федерация:** МПК F16 F7/12. Энергопоглощающее устройство.
3. **Пат. 71150 Рос. Федерация:** МПК F16 F7/12. Энергопоглощающее устройство.
4. **Пат. 80523 Рос. Федерация:** МПК F16 F7/12. Энергопоглощающее устройство.
5. **Пат. 182722 Рос. Федерация:** МПК F16 F7/12. Энергопоглощающее устройство.
6. **Пат. 192570 Рос. Федерация:** МПК F16 F7/12. Энергопоглощающее устройство.
7. **Балабух Л. И., Алфутов Н. А., Усюкин В. И.** Строительная механика ракет. М.: Высшая школа, 1984. 391 с.
8. **Безухов Н. И., Лужин О. В.** Приложение методов теории упругости и пластичности к решению инженерных задач. М.: Высшая школа, 1974. 200 с.

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. наук, д-р экон. наук, А. Г. ЛАЗАРЕНКО  
канд. экон. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: logistic@ibm.bmstu.ru

## Когнитивная модель цеховых логистических комплексов. Структура функций и исполнительных средств

Предложены когнитивные модели производственно-логистических комплексов, основанные на дуальности структуры, состоящей из функций и исполнительных средств, которые формализуют их описание на дескриптивном уровне. Разработанные модели можно использовать при обобщенных исследованиях логистических комплексов и средств для автоматизации их проектирования.

**Ключевые слова:** цеховая логистика, системная модель, функция, средство, структура, обобщенная иерархия.

Cognitive models of production and logistics complexes based on the duality of the structure consisting of functions and executive means, which formalize their description at the descriptive level, are proposed. The developed models can be used in generalized studies of logistics complexes and tools for automating their design.

**Keywords:** shop logistics, system model, function, means, structure, generalized hierarchy.

Инженерное проектирование — один из важнейших инструментов создания объектов новой техники и технологии. Методология инженерного проектирования строится на решении задач с применением формализованного или креативного подхода.

Областью применения *формализованного* подхода являются хорошо изученные и алгоритмизированные проектные задачи, удобные для автоматизации их решения средствами САПР. Создание инженерных САПР поддержано существующими методологиями, а эффективность САПР подтверждает [1–3] практика их применения во многих областях проектной деятельности как при разработке объектов промышленного производства, так и при решении сопутствующих производственно-техно-

логических и организационно-управленческих задач (табл. 1).

Однако в нетривиальных случаях, вне сформированных инженерных методов, необходим

*креативный* подход к поиску проектных решений, который требует от разработчика высокого профессионализма. Трудоемкость и сложность креативного проектирования сопоставимы с научным исследованием и сопряжены с затратами времени и средств, существенно превосходящими затраты при проектировании формализованными методами.

Поэтому формализация современных инженерных знаний приобретает статус актуального научного направления, в рамках которого создаются необходимые предпосылки для автоматизации интеллектуальной инженерной деятельности и, как следствие, для повышения ее эффективности.

Работы по формализации инженерных знаний априори можно отнести к когнитивной парадигме научно-практического познания мира, которая описывает спирально развивающуюся логическую связь между процессами абстрагирования и конкре-

Таблица 1

Топология практического применения автоматизированных систем в составе стандартного жизненного цикла изделий (ЖЦИ)

Этапы ЖЦИ по ISO-9000	Системы автоматизированного проектирования и управления этапами ЖЦИ
1. Маркетинг	CRM
2. Проектирование изделия (И)	CAD, CAE
3. Материально-техническое обеспечение 4. Технологическая подготовка производства и сопровождение производства 5. Производство И 6. Обеспечение качества И	SCM, ERP, CAPP, MRP, SCADA, CAM, CPC
7. Упаковка и хранение И 8. Реализация И 9. Монтаж, наладка и эксплуатация И 10. Техническая поддержка И	CRM
11. Утилизация И	—
ЖЦИ в целом	PLM, PDM



Рис. 1. Схема когнитивной парадигмы формирования научно-практических знаний в области инженерной проектологии

тизации изучаемой системы [1] и задается (рис. 1) двуединым циклом непрерывного взаимосвязанного расширения научно-практических знаний.

Согласно данной парадигме на первом этапе восходящей ветви цикла процесс абстрагирования заключается в сборе, анализе и систематизации данных об известных экземплярах объектов в изучаемой области и в формировании обобщенной дескриптивной модели изучаемой системы на качественном уровне. При этом основным инструментом данного этапа исследований является умозрительный подход, а результатом исследования — обобщенная модель системы, описанная вербальными и графическими средствами на уровне структурных представлений.

На втором этапе восходящей ветви цикла полученная обобщенная дескриптивная модель системы подвергается количественному анализу и синтезу и пре-

образуется в научно обоснованную теоретически формализованную модель изучаемой системы.

Нисходящая ветвь цикла описывает фазу инженерной конкретизации формализованной количественной модели системы. В практике проектирования такая конкретизация выполняется на множестве инженерных методологий, с помощью которых из теоретической абстракции выделяется частный экземпляр объекта, принадлежащего системе и адаптированного к конкретной области практического применения объекта.

Изучение информации о цеховых производственно-логистических комплексах (Ц\_ПЛК) показало, что инженерные знания в этой области ограничиваются, как правило, описанием экземпляров Ц\_ПЛК, действующих в рассматриваемых цеховых производственно-технологических комплексах. В то же время в таких источниках отмечается, что от

Ц\_ПЛК существенно зависят основные технико-экономические показатели производственной системы в целом. Отмечается также важность требований к рациональности инженерных решений, закладываемых в концепцию Ц\_ПЛК на стадии их проектирования.

Таким образом, можно констатировать противоречие между фактически существующей ограниченностью системных знаний о Ц\_ПЛК и одновременной потребностью в оптимизации проектных решений при их создании. Очевидно, это указывает на необходимость дополнительного изучения проектной деятельности в данной области, а при проектировании новых экземпляров Ц\_ПЛК применять креативный подход в соответствии с указанными особенностями проектного метода.

Цель данной работы — формирование дескриптивной модели Ц\_ПЛК путем обобщения и системного структурирования практических знаний, накопленных в данной предметной области. Такую модель можно использовать для ее последующей аналитической обработки и теоретического описания системы "цеховой производственный логистический комплекс".

При выполнении работы приняты следующие допущения и ограничения.

1. Конечным результатом настоящего исследования рассматривалось формирование описательной модели системы Ц\_ПЛК, а инструментом для изучения исходных материалов — метод умозрительного анализа и синтеза.

2. Область исследования системы Ц\_ПЛК ограничили изучением ее функций и исполнительных средств на уровне категорий и структурных решений.

3. Ввиду большого объема информации, полученной при исследованиях, и ограничений на размер публикации при обсуждении вариантов реализации Ц\_ПЛК ограничились краткими комментариями к предлагаемым

в работе обобщающим графическим моделям.

4. В современной практике применяют две интерпретации понятия "проект" — объектная и процессная. При *объектно-ориентированной* интерпретации (СНиП 11-41—95): "Проект — это комплекс технических документов, содержащих решения по созданию новых объектов техники или технологии". При *процессно-ориентированной* интерпретации (ИСО 10006—1997): "Проект — это уникальный процесс, состоящий из набора взаимосвязанных и контролируемых работ с датами начала и окончания, предпринятый для создания продукта, соответствующего конкретным требованиям, включая ограничения по времени, затратам и ресурсам".

В настоящей работе условимся применять термин "проект" и в той, и в другой интерпретации — в зависимости от смыслового текущего контекста.

5. Термин "система" в общей научно-технической практике применяется в зависимости от его смыслового значения в конкретной области знаний. Одновременно с этим все семантические понятия "система" характеризуются одинаковым набором *ключевых* свойств, объединяющих частные экземпляры систем в единую [4—10], для которой можно принять следующее определение: "Система" — это модель объекта или процесса, в которой он рассматривается как экземпляр сущности, описанный на множестве элементов, связей и отношений, и характеризуется свойствами *целостности, декомпозируемости и эмергентности*".

### Обобщенные структурные модели функций и средств Ц\_ПЛК

#### Основные компоненты производственной системы "цех механической обработки" (Цех\_М)

Анализ и обобщение опыта практической реализации Ц\_ПЛК в механических цехах произ-

водственной системы (ПрС) машиностроительных предприятий [11—20] показали, что Ц\_ПЛК являются неотъемлемой частью производственно-технологических комплексов механообработки (ПТК\_М) по организации технологических грузопотоков и грузообслуживанию технологического оборудования, которое последовательно преобразует технологические грузы (ТГ) из состояния "заготовка" через промежуточное состояние "полуфабрикат" в конечное состояние "деталь" (рис. 2).

При этом производственные функции и связанные с ними единицы технологического оборудования образуют в общем случае биполярную систему "функции—средства", которую можно обобщенно описать графическими моделями нотации IDEF0 (Р.59.1—2000).

#### Общая структура функций и средств производственной системы Цех\_М

Для описания общей структуры функций и исполнительных

средств производственной системы (ПрС) уровня Цех\_М (далее ПрС\_Цех\_М) предлагается пара "функции—средства", которая является декомпозицией первого уровня контекстной модели ПрС\_Цех\_М и описывает базовый перечень ее функций и исполнительных средств, а также конфигурацию взаимосвязей этих элементов системы (рис. 3).

Целевая функция системы Цех\_М — выполнение механической обработки, преобразующей предмет труда из состояния "заготовка" в состояние "деталь", а вспомогательной функцией является поддержание механической обработки — транспортно-накопительное обслуживание технологического грузопотока, выполняемое цеховым Ц\_ПЛК. При этом можно констатировать, что в базовом варианте системы Цех\_М исполнителями этих функций являются шесть подсистем (ПС) (см. рис. 3):

складирования (ПС\_СК) — централизованное (в масштабе цеха) хранение технологических грузов (заготовки, полуфабрикаты, готовые детали);

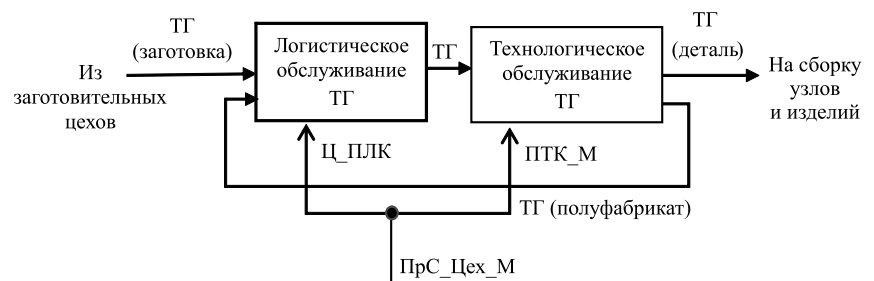


Рис. 2. Архитектура системы ПрС\_Цех\_М

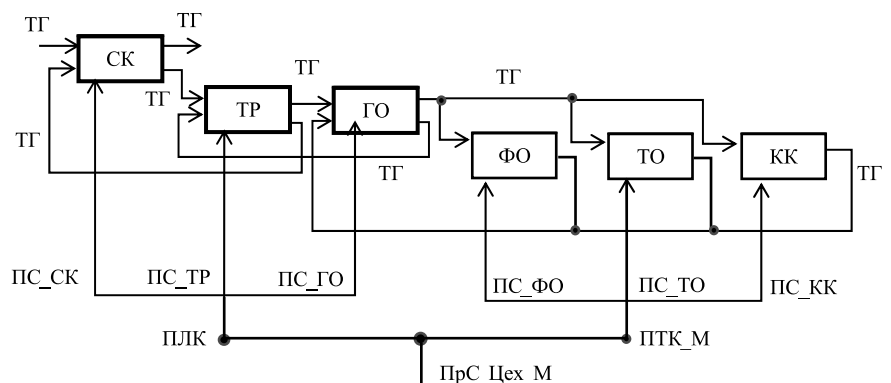


Рис. 3. Базовая модель "функции—средства" системы ПрС\_Цех\_М

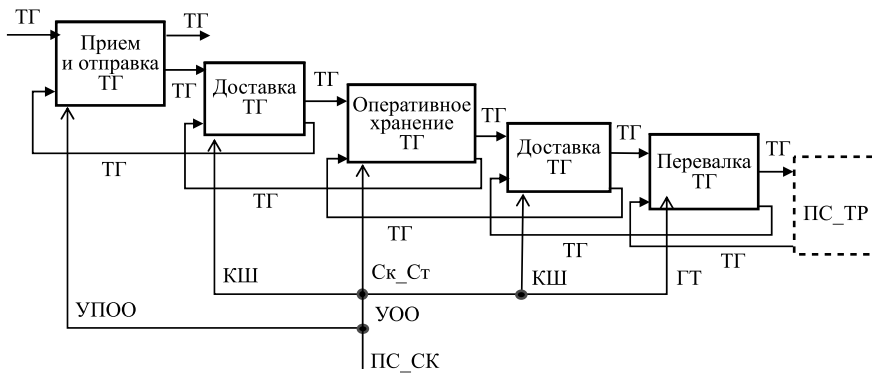


Рис. 4. Базовая модель "функции—средства" системы ПС\_СК

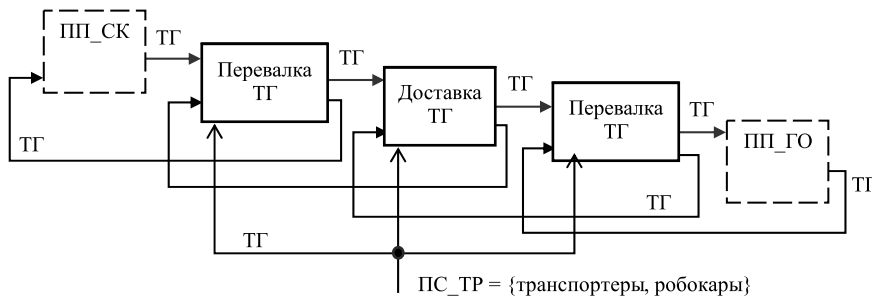


Рис. 5. Базовая модель "функции—средства" системы ПС\_TP

транспортирования (ПС\_TP) — доставка передаточных партий ТГ между складом и рабочими местами ПТК\_М согласно маршруту технологической обработки ТГ;

грузообслуживания рабочих мест (ПС\_ГО) — прием и отправка передаточных партий ТГ, их хранение в промежуточных накопителях рабочих мест, а также грузообмен единиц ТГ между промежуточным накопителем и зоной расположения оборудования на рабочем месте;

формообразования (ПС\_ФО) — механическая обработка ТГ, в результате которой он переводится из состояния "заготовка" в состояние "полуфабрикат" и далее в состояние "деталь";

технологической очистки (ПС\_ТО) — удаление с поверхности ТГ загрязнений, возникающих в процессе производства;

контроля качества (ПС\_КК) — проверка соответствия ТГ требованиям конструкторско-технологической документации.

Более детальный анализ участия в производственном процессе логистических подсистем ПС\_СК,

ПС\_TP и ПС\_ГО позволил описать их работу на базовых структурных моделях "функции—средства", обобщающих архитектуру цеховых логистических подпроцессов.

Подсистема (ПС\_СК) предназначена для компактного централизованного (в масштабе цеха) хранения запасов ТГ, необходимых для непрерывного ритмичного производственного процесса в рамках ПТК\_М (рис. 4).

Подпроцесс складирования играет роль логистического интерфейса на границе "внецеховая среда — внутрицеховая среда". *Внецеховая* логистика — это, как правило, периодические доставки/отправки крупных комплектов ТГ с длительными и, подчас, нестабильными интервалами. *Внутрицеховая* логистика должна обеспечивать непрерывную стабильную и ритмичную работу по отправке и приему ТГ небольшими передаточными партиями к рабочим местам ПС\_ФО, ПС\_ТО и ПС\_КК в цех механообработки. Такая объективно существующая несинхронность внешних и

внутренних грузопотоков регулируется хранением на складе компенсационного запаса грузов.

Подсистема складирования цехового уровня обычно комплектуется из участка приемно-отправочной обработки (УПОО) ТГ и участка его оперативной обработки (УОО).

На УПОО осуществляются прием, оформление и подготовка входящих ТГ для их складского и цехового обслуживания, а также подготовка исходящих ТГ к их внецеховому транспортированию. Для выполнения этих работ участок оборудуется грузоперевалочным оборудованием, накопителями временного хранения грузов, а также рабочими местами для сортировки, комплектации, входного/выходного контроля ТГ и др.

На УОО выполняются: прием/передача ТГ на границе УПОО/УОО; внутрискладской перенос ТГ между оперативным складским стеллажным (Ск\_Ст) накопителем и грузообменными терминалами (ГТ); прием/передача ТГ на границе УОО/ПС\_TP.

Подсистема транспортирования (рис. 5) осуществляет доставку передаточных партий ТГ между складом и рабочими местами ПТК\_М в соответствии с технологическим маршрутом. При этом функция "транспортирование" является этапом логистического обслуживания ПТК\_М, на котором ТГ пересылаются между участками ПТК\_М, подсистемой складирования и подсистемой грузообслуживания, распределенными по рабочим местам ПТК\_М цеха.

Подсистема транспортирования ТГ представляет собой семейство цеховых транспортных устройств. В современных Ц\_ПЛК применяют устройства для распределенного транспортирования (как правило, роликовые транспортеры) и устройства для локализованного транспортирования (как правило, транспортные роботы — робокары). Транспортные устройства подсистемы выполняют две циклически повторяющиеся функции: пересылка

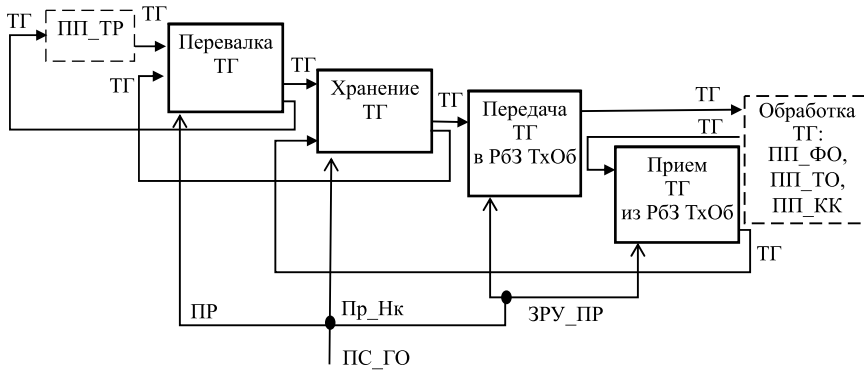


Рис. 6. Базовая модель "функции—средства" системы ПС\_ГО

груза (целевая функция) и перевалка груза (вспомогательная функция), которая взаимодействует с грузообменным терминалом подсистемы грузообслуживания.

Таким образом, ПС\_ТР играет роль логистического интерфейса в паре "подсистема складирования — подсистема грузообслуживания рабочих мест".

Подсистема ПС\_ГО — этап цеховых логистических работ, который в границах рабочих мест ПТК\_М выполняет три функции, обеспечивающие взаимодействие производственно-технологического оборудования подсистем ПС\_ФО, ПС\_ТО и ПС\_КК с изготавливаемым предметом труда (рис. 6):

1) грузообмен (прием и отправка) партий ТГ между транспортными устройствами ПС\_ТР и рабочими местами ПС\_ФО, ПС\_ТО и ПС\_КК ПТК\_М;

2) промежуточное хранение партий ТГ на рабочих местах ПТК\_М;

3) загрузка и разгрузка рабочей зоны технологического оборудования ПС\_ФО, ПС\_ТО и ПС\_КК ПТК\_М при выполнении оборудованием технологического обслуживания предметов труда.

Для выполнения этих функций в составе ПС\_ГО наиболее часто используют:

1) грузо-манипуляционные средства — технические устройства для пространственного переноса ТГ при выполнении их приема/отправки и при загрузке/раз-

грузке технологического оборудования, основными из которых являются: перегрузочные роботы (Пр) и специализированные загрузочно-разгрузочные устройства (ЗРУ);

2) грузо-накопительные устройства — специализированные устройства для непродолжительного хранения передаточных партий ТГ, обрабатываемых на текущем рабочем месте.

#### Анализ базовых обобщенных моделей "функции—средства" системы Ц\_ПЛК

Рассмотренные выше функциональные модели системы Ц\_ПЛК являются умозрительным обобщением множества экземпляров конкретно существующих Ц\_ПЛК и описывают ее базовую структуру "функции—средства" с системных позиций. Модели можно использовать как первоначальный базовый концептуальный вариант для вновь разрабатываемых производственно-логистических систем. Они также позволяют сформулировать ряд утверждений, интерпретирующих семантику системы Ц\_ПЛК в нотации теории множеств.

Логистическое обслуживание является неотъемлемой частью производственного процесса, а исполнительные средства цеховых ПЛК — неотъемлемой частью системы Цех\_М:

$$\text{ПрС}_\text{ЦехМ} := \{\text{Ц}_\text{ПЛК} \ \& \ \text{ПТК}_\text{М}\}.$$

Процесс производственно-логистического обслуживания

(ПЛО) и его исполнительные средства можно описать трехкомпонентной системной моделью подпроцессов транспортно-накопительного обслуживания (ТНО) системы Цех\_М:

$$\text{ПЛО} := \{\text{ПП}_\text{СК}, \text{ПП}_\text{ТР}, \text{ПП}_\text{ГО}\};$$

$$\text{ПЛК} := \{\text{ПС}_\text{СК}, \text{ПС}_\text{ТР}, \text{ПС}_\text{ГО}\}.$$

Базовые модели структуры логистических подпроцессов и подсистем декомпозируются на уровень функции и исполнительные средства следующего подуровня:

$$\text{ПП}_\text{СК} := \{\text{Пр}/\text{Отпр}; \text{СклПеред}; \text{СклХр}; \text{ГрОбм}\};$$

$$\text{ПС}_\text{СК} := \{\text{УОО}, \text{ПОО} \ \{\text{Штабелеры}, \text{Стеллажи}, \text{Транспортеры}\}\};$$

$$\text{ПП}_\text{ТР} := \{\text{Прв}, \text{Дст}\};$$

$$\text{ПС}_\text{ТР} := \{\text{ТУ}\};$$

$$\text{ПП}_\text{ГО} := \{\text{Прв}, \text{ВрХрн}, \text{Загр}/\text{Выгр}\};$$

$$\text{ПС}_\text{ГО} := \{\text{ПрР}, \text{ГНУ}, \text{З}/\text{РУ}\},$$

где Пр/Отпр — прием и отправка комплекта ТГ; СклПеред — складская передача ТГ; СклХр — складское хранение ТГ; ГрОбм — грузообмен с цеховым ПТК\_М; Прв — перевалка ТГ; Дст — доставка ТГ; ВрХрн — временное хранение ТГ; Загр/Выгр — загрузка и выгрузка ТГ; ПрР — грузо-перевалочные роботы; ГНУ — грузонакопительные устройства; З/РУ — загрузочно-разгрузочные устройства.

Иерархия базовых структурных решений по конфигурированию логистических функций и исполнительных средств Ц\_ПЛК может быть задана трехуровневым семейством понятий (табл. 2):

$$\text{ТНО} := \text{Операция} \in \in \text{Подпроцесс} \in \text{Процесс}.$$

Семантику иерархических уровней можно определить следующими формулировками:

*логистический процесс* — совокупность транспортно-накопительных работ Ц\_ПЛК, посредством которых оборудование ПТК\_М преобразует предмет тру-

Иерархия логистических функций и исполнительных средств

Уровень иерархии	Функция	Категория функций	Категория исполнительных средств
1	Производственная логистика (ПЛ)	Процесс	Система
2	Складирование (СК) Транспортирование (ТР) Грузообслуживание (ГО)	Подпроцесс	Подсистема
3	Хранение (Хрн) Доставка (Дст) Перевалка (Прв)	Операция	Единица оборудования

да из состояния "заготовка" в состояние "деталь";

*логистический подпроцесс* — часть логистического процесса, характеризующаяся функциональной однородностью;

*логистическая операция* — часть логистического подпроцесса, которая выполняется одной единицей исполнительного средства Ц\_ПЛК.

Поскольку базовая модель описывает концептуальное решение создаваемого Ц\_ПТК на структурном уровне, компоненты модели (функции и средства) задаются в ней на уровне классов и потенциально содержат подмножества альтернативных вариантов уточняющих реализаций. Поэтому адаптацию базовой модели к конкретно решаемой задаче можно формализовать на базе фасетного классифицирования компонентов базовой модели в сочетании с импликацией и другими инструментами формальной логики. Такая возможность создает предпосылки для завершающей формализации первого дескриптивного этапа абстрагирования (анализа и синтеза) рассматриваемой нами системы Ц\_ПЛК производственной системы.

#### Выводы

1. Опыт разработки и применения цеховых логистических комплексов показал, что существующие проектные решения наряду с их разнообразием имеют и определенную общность. Это позволяет выделить ряд сходных часто встречающихся инженерных решений, которые складыва-

ются в базовые варианты возможных прототипов Ц\_ПЛК.

2. Наличие базовых прототипов проектируемого объекта является обязательным для проектного процесса. Качество объекта-прототипа существенно влияет на качество создаваемого продукта. В связи с этим формирование библиотеки апробированных качественных прототипов может стать хорошим подспорьем проектанта как при разработке концепции и эскизов продукта, так и на стадиях технического и рабочего проектирования.

3. Приведенные материалы позволяют заключить, что формирование пула базовых вариантов проектных решений можно рассматривать как важную стадию информационной поддержки проектных процессов. В работе рассмотрен один из аспектов данного направления.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Евгеньев Г. Б.** Системология инженерных знаний. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 376 с.
2. **Евгеньев Г. Б.** Интеллектуальные системы проектирования. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 335 с.
3. **Евгеньев Г. Б., Кузьмин Б. В.** Инженерия знаний для создания прикладных интеллектуальных систем в машиностроении // Эффективные методы автоматизации подготовки и планирования производства проектирования. М.: Издательский дом "Спектр", 2011. С. 6—18.
4. **Агошкова Е. Б., Ахлибинский Б. В.** Эволюция понятия системы // Вопросы философии. 1998. № 7. С. 170—179.
5. **Большой** энциклопедический словарь: 2-е изд., перераб. и доп. / Гл. ред. А. М. Прохоров. М.: Изд-во

"Большая Российская энциклопедия", СПб.: Норинт, 2002. 1456 с.

6. **Станфорд Оптнер.** Системный анализ для решения деловых и промышленных проблем: Пер. с англ. / Под ред. С. П. Никанорова. М.: Советское радио, 1969. 69 с.

7. **Квейд Э.** Анализ сложных систем / Под ред. И. И. Андреева, И. М. Верещагина. М.: Советское радио, 1969. 520 с.

8. **Голубков Е. П.** Использование системного анализа в принятии плановых решений. М.: Экономика, 1982. 160 с.

9. **Аксенов К. А., Гончарова Н. В.** Моделирование и принятие решений в организационно-технических системах. Часть 1: Учеб. пос. Екатеринбург: Изд-во Уральского университета, 2015. 104 с.

10. **Черняк Ю. И.** Системный анализ в управлении экономикой. М.: Экономика, 1975. 193 с.

11. **Мельников Г. Н., Вороненко П. И.** Проектирование механо-сборочных цехов: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

12. **Автоматизированные** комплексы механической обработки валов с использованием промышленных роботов: Метод. рекомендации, ЭНИМС. М.: НИИмаш, 1983. 64 с.

13. **Грачев Л. Н., Гиндин Д. Е.** Автоматизированные участки для точной размерной обработки деталей. М.: Машиностроение, 1981. 240 с.

14. **Гибкое** автоматическое производство / Под ред. С. А. Майорова и Г. В. Орловского. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1983. 376 с.

15. **Гавриш А. П., Воронец Б. М.** Роботизированные механообработывающие комплексы машиностроительного производства. Киев: Техника, 1984. 199 с.

16. **Гибкие** производственные комплексы / Под ред. П. Н. Белянина и В. А. Лешенко. М.: Машиностроение, 1984. 384 с.

17. **Курганов В. М.** Логистика. Транспорт и склад в цепи поставок товаров: Учебно-практ. пос. для студентов высших учебных заведений. М.: Книжный мир, 2009. 512 с.

18. **Мельников В. П., Мельников А. Г., Схиртладзе А. К.** Логистика: Учебник для СПО / Под общ. ред. В. П. Мельникова. М.: ООО "Издательство Юрайт", 2014. 288 с.

19. **Николайчук В. Е.** Транспортно-складская логистика. М.: Дашков и К°, 2009. 736 с.

20. **Основы** логистики: Учебник для вузов / В. В. Щербаков, И. Л. Киппер, Л. А. Мясникова и др.; Под ред. В. В. Щербакова. СПб.: Питер Пресс, 2009. 432 с.