# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**12**

**2009**

**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 Машиностроение»**
**107076, Москва, Стромынский пер., 4**



**Главный редактор А.И. САВКИН**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Алексейчук Г.П.,** 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), **Дроздов Ю.Н.** д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.,** д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.** д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.,** д-р техн. наук, **Попов Д.Н.,** д-р техн. наук, **Рыбин В.В.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.,** д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)



**Адрес редакции:**

***107076, Москва,***
***Стромынский пер., 4.***
***Телефон: 8-(499)-748-02-91***
***E-mail: vestmash@mashin.ru***
***www.mashin.ru***



Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
**27841** ("Пресса России"),
**60264** ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

# СОДЕРЖАНИЕ


**КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН**

**Дунаев В. В., Ширшов А. А.** — Возможности повышении долговечности и герметичности болтовых соединений планера самолета . . . 3

**Сызранцева К. В.** — Прогнозирование отказов зубчатых передач методами непараметрической статистики . . . 10

**Попов В. А.** — Исследование устойчивости исходной геометрии и плавности работы цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления . . . 13

**Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** — Синергетические свойства мехатронных манипуляционных систем . . . 16

**Добрачев А. А., Раевская Л. Т., Швец А. В.** — Статическая устойчивость манипуляторных машин . . . 24

**Генералов Л. К.** — Прогнозирование точности движения привода линейного перемещения с ролико-винтовым механизмом . . . 27

**Халиуллин Ф. Х., Матросов В. М.** — Методика расчета гасителя крутильных колебаний коленчатого вала ДВС с маховиком с переменным моментом инерции . . . 30

**Поляков Б. Н.** — Оптимизация кинематических параметров рычажных четырехзвенных механизмов . . . 32

***В помощь конструктору и расчетчику***

**Иванов А. С.** — Контактные деформации соединения вал—втулка под действием радиальной силы и опрокидывающего момента . . . 35

***Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"***

**Дроздов Ю. Н., Пучков В. Н., Макаров В. В., Безносов А. В., Антоненков М. А.** — Виброизнос материалов пары "труба — дистанционирующая решетка" парогенератора со свинцовым теплоносителем . . . 38

**Куклев А. В., Гончаревич И. Ф., Айзин Ю. М.** — О выборе эффективных режимов подачи смазки в кристаллизаторы установок непрерывного литья сталей . . . 42

***Металлургическое оборудование и прокатное производство***

**Рубахин А. И.** — Расчет напряженных состояний в зоне контакта раскатной головки и обрабатываемого ролика МНЛЗ . . . 47

**Никитин А. Г., Лактионов С. А., Бойко Д. Ю., Векессер А. Ю.** — Особенности работы шарнира кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки . . . 48

**ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Горчев В. С.** — Метод определения постоянных интегрирования при исследовании автоматических линий с учетом детерминированных процессов . . . 50

**Петрушин С. И., Проскоков А. В.** — Теория несвободного резания материалов. Образование стружки с единственной условной поверхностью сдвига . . . 58

**Кобзев А. А., Генералов Л. К.** — Модельное управление точностью обработки резанием . . . 65

**Волков Н. А., Полутов А. Г.** — Лазерная гравировка знаков на светопроводах с использованием эмалей различных типов . . . 68

**Королев А. В., Филимонов Е. В., Болкунов В. В., Королев А. А.** — Безотходная технология изготовления деталей типа фасонных валиков . . . 74

**ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА**

**Сажин Ю. В., Плетнева Н. П.** — Менеджмент качества в условиях неопределенности . . . 76

***Проблемы промышленной экологии***

**Дорохов А. Ф., Климова Е. В.** — Метод расчета токсичных составляющих в отработавших газах дизельных двигателей . . . 79

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ**

**Железков О. С., Михайлова У. В.** — Модернизация шаровых шарниров для автомобилестроения . . . 83

**Маришин А. Г., Киреев В. П., Павлович И. Л., Павлович Л. А.** — Гидравлический стенд для совместной отработки узлов системы контроля и управления технологическими процессами . . . 84

**Амиров Ф. Г.** — Влияние циркуляции ветра вокруг лопастей ветродвигателя на его аэродинамику . . . 86

**Захаров С. И.** — Формирование акустических сигналов машин для цифровой обработки результатов испытаний и диагностики . . . 88

**Корнеев С. В., Иванкив Ж. М., Буравкин Р. В., Ширлин И. И., Дорошенко Н. В., Дорошенко С. В.** — Особенности эксплуатации наземной мобильной техники в условиях низких температур . . . 90

**Указатель** статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2009 г. . . . 92

Вниманию подписчиков . . . 9


# CONTENTS


**DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES**

**Dunaev V. V., Shirshov A. A.** — Possibilities of longevity and tightness enhancement of the airframe's bolted joints

**Syzrantseva K. V.** — Prediction of the gearings failures by the methods of nonparametric statistics

**Popov V. A.** — Study of initial geometry steadiness and working fluency of external toothing cylindrical involute gearings

**Nikiforov S. O., Markhadaev B. E.** — Synergetic properties of mechanotronic manipulate systems

**Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V.** — Static stability of the manipulate machines

**Generalov L. K.** — Prediction of the motion accuracy of the linear movement drive with roller-screw mechanism

**Khaliullin F. Kh., Matrosov V. M.** — Calculation technique of torsion oscillation absorber of the internal-combustion engine's crankshaft with flywheel with variable moment of inertia

**Polyakov B. N.** — Optimization of kinematic parameters of lever motion four-bar mechanisms

***For the benefit of designer and estimator***

**Ivanov A. S.** — Contact deformations of the "shaft—bush" joint under action of a radial force and tilting moment

***Series of articles "Problems of tribology — friction, wear and lubrication"***

**Drozdov Yu. N., Puchkov V. N., Makarov V. V., Beznosov A. V., Antonenkov M. A.** — Vibrowearing of the "tube — spacer grid" pair of the hot-water generator with lead heat carrier

**Kuklev A. V., Goncharevich I. F., Aizin Yu. M.** — On choice effective regimes of the lubricant feed into the crystallizers of continuous steel casting plants

***Metallurgical equipment and rolling-mill production***

**Rubakhin A. I.** — Calculation of the stressed states in the contact zone of rolling head of continuous blanks casting plant

**Nikitin A. G., Laktionov S. A., Boiko D. Yu., Vekesser A. Yu.** — Operation features of the joint of the jawbreaker's crank-and-rocker mechanism

**MANUFACTURING ENGINEERING**

**Gorchev V. S.** — Method for determination of the integrating constants at research of automated lines subject to the deterministic processes

**Petrushin S. I., Proskokov A. V.** — Constrained cutting theory of materials. Formation of chips with single conditional shift surface

**Kobzev A. A., Generalov L. K.** — A modeling control of cutting working accuracy

**Volkov N. A., Polutov A. G.** — Laser engraving of marks on the light conductors with use of various enamels

**Korolev A. V., Filimonov E. V., Bolkunov V. V., Korolev A. A.** — Wasteless fabrication method of details of fashioned rollers type

**PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS**

**Sazhin Yu. V., Pletneva N. P.** — Management of quality in uncertain conditions

**Dorokhov A. F., Klimova E. V.** — Method of analysis of toxic components in the diesel engines exhaust

**TECHNICAL INFORMATION**

**Ghelezkov O. S., Mikhailova U. V.** — Modernization of spherical joints for the motor car construction

**Marishin A. G., Kireev V. P., Pavlovich I. L., Pavlovich L. A.** — Hydraulic test bench for joint finalizing of parts of the work processes inspection and control system

**Amirov F. G.** — Influence of wind circulation around vanes of windmill upon its aerodynamics

**Zakharov S. I.** — Forming of acoustic signals of machines for digital processing of the testing and diagnostics results

**Korneev S. V., Ivankiv Zh. M., Buravkin R. V., Shirlin I. I., Doroshenko N. V., Doroshenko N. V.** — Exploitation features of ground-based mobile technique in the low-temperature conditions

**Cumulative** index of papers published in the "Vestnik Mashinostroeniya" journal during 2009



Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *В. Г. Быстров*

Сдано в набор 05.10.2009. Подписано в печать 18.11.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,65. Заказ 980.



*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.*

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2009

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 620.169.1:621.88.085

В. В. ДУНАЕВ, А. А. ШИРШОВ, кандидаты технических наук
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), тел.: (495) 686-44-26

## Возможности повышения долговечности и герметичности болтовых соединений планера самолета

Рассмотрены новые конструктивные формы болтов с потайной головкой, обеспечивающие повышение ресурса соединений при соблюдении требований по герметичности и качеству поверхности.

**Ключевые слова:** болтовые соединения, болт, ресурс, герметичность, натяг.

New constructive forms of bolts with countersunk head are considered. The bolts provide the joint lifetime enhancement with upholding of required air-tightness and quality of the surface.

**Keywords:** bolted joints, bolt, resource, air-tightness, tightness.

Общая тенденция развития гражданской авиации — повышение ресурса техники при обеспечении высокого уровня ее весовой эффективности. Один из способов повышения ресурса планера — совершенствование болтовых соединений, которые в данной конструкции играют важнейшую роль в обеспечении ресурса. До 80 % усталостных разрушений начинается в местах соединения конструктивных элементов планера [1]. Долговечность соединения болтами с потайной головкой на 20÷40 % ниже долговечности соединения болтами с выступающей головкой [2], причем, в планерах болты с потайной головкой составляют 65÷80 % от общего их числа, при этом до 40 % болтов устанавливается в пакет соединения с радиальным натягом [3]. Кроме того, современные требования по эффективности и экономичности болтовых соединений заключаются в необходимости сохранять и даже снижать массу при конструктивных изменениях.

Анализ особенностей конструкции болтов с потайной головкой позволил создать новые конструктивные формы болтовых соединений, обеспечивающие повышение ресурса планера, которые отвечают требованиям по герметичности, качеству внешней поверхности и коррозионной стойкости соединения.

### Анализ параметров болтовых соединений со стандартной потайной головкой

Нормативная документация устанавливает диаметры головок болтов 90° ± 1° и гнезд 90° ± 30′. Кроме отклонений от номинальной конусности головки и гнезда возможна их несоосность, а также перекос гнезда, что может привести к образованию зазора. Следовательно, при сборке в стандартных болтовых соединениях с радиальным натягом гарантированное контактное давление может обеспечиваться только по цилиндрической посадочной части, длина которой составляет 20÷40 % толщины обшивки [4]. В результате вся внешняя нагрузка в соединении воспринимается цилиндрической частью. Контакт болта с обшивкой нарушается при малой нагрузке, вследствие чего положительное влияние натяга на долговечность и герметичность болтового соединения теряется. Для обеспечения герметичности применяют внутреннюю, местную или сплошную поверхностную герметизацию соединений (рис. 1).

При эксплуатации зазор в конической части соединения складывается из зазоров, образующихся в процессе сборки, и зазоров, возникающих при деформации под действием нагрузок. При этом создаются условия, ускоряющие коррозионные процессы, что снижает сопротивление усталости обшивки.

Вследствие недостаточной точности изготовления головок стандартных болтов по высоте ($h$ = 14 мм) и гнезд по глубине при сборке соединений возможно западание или выступание головок болтов, выходящих на внешнюю поверхность обшивки

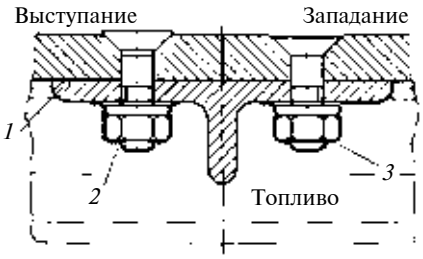



**Рис. 1. Герметизация болтовых соединений:**
*1* — внутренняя; *2* — поверхностная местная; *3* — сплошная

самолета (см. рис. 1). Практика показывает, что допуск на западание/выступание не должен быть меньше 0,2 мм [4, 5].

### Конструктивные мероприятия по улучшению условий работы болтовых соединений

Анализ конструкций уплотняющих элементов и исследования [6—13] показали два основных направления совершенствования болтовых соединений с потайной головкой:

обеспечение гарантированного контактного усилия с помощью уплотнительных элементов типа "конус по конусу" и "сфера по конусу";

местное глубокое пластическое деформирование (МГПД) материала вокруг отверстия с помощью клиновидного кольцевого уплотняющего элемента.

Эффективность МГПД подтверждается испытаниями полос, проушин и двухрядных двухсрезных болтовых соединений [14—16] из алюминиевых сплавов. При этом долговечность различных образцов по сравнению с исходной долговечностью увеличивается: полос от 2 до 10 раз, проушин от 3 до 27 раз, двухрядных двухсрезных болтовых соединений в 5 раз.

Конструкции (тип) усовершенствованных болтовых соединений показаны на рис. 2.

Особенности болтового соединения типа I заключаются в разнице углов $\alpha$ и $\alpha_0$ конусности головки болта и гнезда и наличии контролируемого радиального натяга в соединении, который обеспечивается гарантированным натягом путем нормирования всех допусков — диаметры $D$ и $D_0$, и односторонним предельным плюсовым отклонением угла $\alpha$ конусности головки болта и минусовым отклонением угла $\alpha_0$ конусности гнезда, при этом $\alpha_{min} > \alpha_{0max}$.

В соединениях типов II и II-А головка болта имеет сферическую форму, а гнездо — коническую, что гарантирует кольцевой контакт. Для дополнительной герметизации используют специальную шайбу (см. рис. 2, тип II-А), устанавливаемую с натягом на стержень болта, с клиновидным кольцевым выступом, который при затяжке соединения вдавливается в пакет. С двух сторон кольцевого выступа шайбы имеются углубления, которые при затяжке заполняются материалом пакета.

В соединении типа III с внутренней стороны головки болта выполнен буртик, который при затяжке соединения внедряется в пакет. При внедрении буртика (см. рис. 2, тип III) или выступа в шайбе (тип II-А) происходит местное глубокое пластическое деформирование материала пакета.

Болтовое соединение типа IV отличается от стандартного наличием кольцевого пояска по наружному диаметру головки болта, соответствующей проточке гнезда диаметром $D_0 \approx 2d$. Контакт осуществляется по кольцевой проточке вследствие радиального натяга.

Контактное усилие в соединениях I—IV не только повышает долговечность и обеспечивает герметичность соединения, но и исключает проникновение жидкости между головкой и гнездом, тем самым повышается стойкость конструкции к коррозии.

Для оценки влияния радиального натяга на герметичность соединения по стержню болта проводили испытания болтов, установленных в пакет без затяжки (см. рис. 2, тип V).

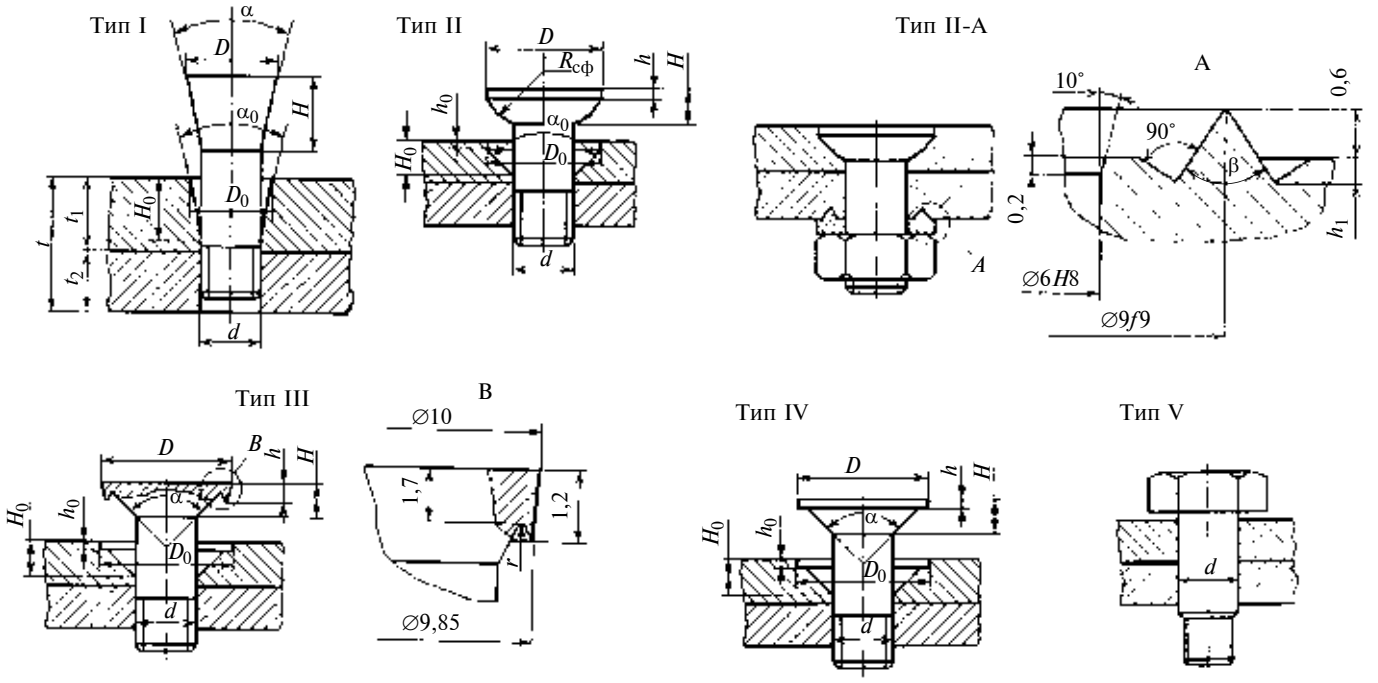



**Рис. 2. Конструкции (типы) усовершенствованных болтовых соединений**

Для оценки предлагаемых решений проводили статические испытания соединений на долговечность и герметичность. Для этого точением были изготовлены болты М6 из титанового сплава ВТ16 с покрытием (анодное оксидирование) толщиной 2÷3 мкм. Отверстия $d = 6H7$ и гнезда в пластинах из алюминиевого сплава Д16АТ выполняли на координатно-расточном станке специальными зенкерами. Испытывали по шесть образцов типа I и II-А, два образца типа III, отличающихся углом $\alpha$ конусности головки и радиусом $r$ перехода от буртика к головке, два образца типа III — с $r = 0{,}5$ и 0,3 мм и по одному образцу типов II ($R_{сф} = 5{,}6$ мм) и IV. В табл. 1 приведены параметры образцов. Для образцов типа I приведены усредненные значения диаметров $D$ и $D_0$.

*Таблица 1*

**Параметры образцов болтовых соединений для испытаний**

| Тип и порядковый номер соединения | $D/D_0$ | $H/H_0$ | $h/h_0$ | $\alpha/\alpha_0$ ($\beta$), градусы | Натяг, % | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | мм | | | | $\psi_{max}$ | $\psi_{min}$ |
| I-1<br>I-2<br>I-3 | 6,29/6,16<br>6,55/6,42<br>6,82/6,68 | 3,0/3,0 | — | 5/3<br>10/8<br>15/13 | 2,9<br>2,8<br>2,8 | 2,1<br>2,0<br>2,1 |
| I-4<br>I-5<br>I-6 | 6,47/6,29<br>6,90/6,73<br>7,35/7,17 | 5,0/5,0 | — | 5/3<br>10/8<br>15/13 | 4,1<br>3,7<br>3,6 | 2,7<br>2,5<br>2,4 |
| II | 10,4/10,34 | 2,6/2,7 | 0,8/0,9 | 90 | 0,8 | 0,3 |
| III-1<br>III-2 | 10/9,85 | 2,3/2,5<br>2,3/2,4 | 1,7/1,2 | 70/70<br>90/90 | 2,0<br>2 | 0,3<br>0,3 |
| IV | 11,7 | 3,0/3,2 | 1,0/1,1 | 90/90 | 1,5 | 0,8 |
| II-А-1** | 10,4/10,34 | 2,6/2,7 | 0,8/0,9 | (30)<br>(45)<br>(60) | 1,2* | 0,8* |
| II-А-2*** | 10,4/10,34 | 2,6/2,7 | 0,8/0,9 | (30)<br>(45)<br>(60) | 0,8* | 0,3* |

* Натяг шайбы по стержню болта.
** Шайба из сплава Д16АТ.
*** Шайба из стали 30ХГСА.

*Таблица 2*

**Результаты статических испытаний образцов типов I и III**

| Усилие | Тип образца | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | I-1 | I-2 | I-3 | I-4 | I-5 | I-6 | III-1 | III-2 |
| Разрушающее $Q$, кН<br>Запрессовки, кН | 3,1<br>1,6 | 4,6<br>4,2 | 7,3<br>6,8 | 3,8<br>3,6 | 5,8<br>6,0 | 9,7<br>10,8 | 18,6<br>13,0 | 16,3<br>13,0 |

*Таблица 3*

**Величина выступания/западания головки болта, мм**

| Операция | Головка болта[1] | |
|---|---|---|
| | коническая | с кольцевым выступом |
| Запрессовка<br>Затяжка моментом 5 Н·м | 0,053÷0,108<br>−0,071÷−0,049 | 0,041÷0,131 |

[1] Положительное значение — выступание, отрицательное — западание.

## Статические испытания

Ввиду существенного отличия форм головок болтов соединений I и III от стандартной проводили оценку их несущей способности. Образцы одноточечного болтового соединения (момент затяжки $M_{кл} = 8$ Н·м) квадратных пластин из сплава Д16Т со стороной 50 мм и толщиной $h_1 = h_2 = 5$ мм испытывали на отрыв на специальном приспособлении — реверсоре. При таком нагружении разрушение соединения может произойти либо вследствие разрушения болта по резьбе или головке, либо вследствие разрушения пакета в зоне гнезда. Испытывали по пять образцов каждого типоразмера.

Экспериментально определяли усилия, необходимые для постановки болта в пакет (усилия запрессовки) для соединений I и III, по диаграммам "усилие запрессовки — глубина погружения болта в пакет". Перед запрессовкой контактные поверхности болта и пакета смазывали петролатумом. В табл. 2 приведены средние значения (по пяти образцам) разрушающих усилий и средние значения усилия запрессовки (по пятнадцати образцам).

У некоторых образцов при запрессовке имел место контакт инструмента с поверхностью пластины, поэтому усилие запрессовки оказалось выше разрушающего усилия. Разрушение соединения I происходило вследствие прошивки верхней пластины головкой болта (разрыв листа). В соединениях III разрушения происходили по кольцевой проточке в головке болта. Причем несущая способность головки с большим радиусом $r$ скругления проточки оказалась выше.

Измеряли выступание/западание головки болтов после затяжки соединения. Погрешность измерения составила 0,005 мм. Установлено, что затяжка моментом 5 и 8 Н·м болтов типа I с конической головкой $\alpha = 5$ и 10° приводит к западанию головок на 0,06÷0,10 мм. При затяжке болтов с углом $\alpha = 15°$ моментом 8 Н·м западание головок болтов не превышало 0,005 мм. При затяжке болтов с кольцевым выступом (тип III) моментом 8 Н·м западание головок не наблюдалось.

В табл. 3 приведены средние (по 15 образцам) значения высту-

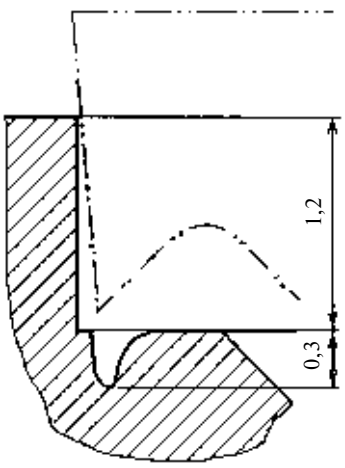



**Рис. 3. Форма кольцевой впадины после внедрения стальной шайбы**

пания/западания головок болтов соединения I с конической головкой ($\alpha = 15°$) высотой $H = 3$ мм и головки болта с кольцевым буртиком ($\alpha = 70°$). При затяжке соединения моментом 5 Н · м натяг по цилиндрической посадочной части стержня болта составил $\psi = 0{,}7 \div 1{,}1$ %. После запрессовки болтов в соединении I имело место выступание головок, которое, как правило, исчезало после затяжки и в большинстве случаев (9 из 15) переходило в западание. Для образцов соединений III затяжка практически не влияла на величину выступания головок болтов.

Исследовали изменения кольцевого выступа шайбы и кольцевой впадины в пластине на разрушенных при статическом нагружении образцах, предварительно затянутых моментом 8 Н · м. Форма кольцевой впадины после внедрения стальной шайбы показана на рис. 3. Остаточная глубина кольцевой впадины в пластине из алюминиевого сплава Д16АТ ($\sigma_в = 450$ МПа; $\sigma_{0,2} = 290$ МПа) при высоте кольцевого выступа шайбы 0,6 мм при внедрении шайбы из 30ХГСА составила: при $\beta = 30°$ — 0,26÷0,41 мм; при $\beta = 45°$ — 0,20÷0,26 мм; при $\beta = 60°$ — 0,14÷0,21 мм; при внедрении шайбы из Д16АТ составила: при $\beta = 30°$ — 0,03÷0,10 мм; при $\beta = 45°$ — 0,05÷0,07 мм; при $\beta = 60°$ — 0,05÷0,11 мм. Кольцевой выступ в шайбах из алюминиевого сплава Д16АТ деформировался, а из стали 30ХГСА оставался практически без изменения.

## Результаты испытаний на долговечность

Для испытаний были изготовлены односрезные восьмиточечные образцы (рис. 4, *а*) соединений I и III и двухточечные образцы (рис. 4, *б*) соединений внахлест II, IV и II-А. Пластины *1* толщиной 5 мм и П-образный профиль *2* изготовлены из алюминиевого сплава Д16Т. С целью исключения влияния фреттинга на долговечность соединений пластин установили прокладки из фторопласта толщиной 0,5 мм. Соединения II (и IV) выполнены в двух модификациях — с номинальным радиальным натягом $\psi = 0{,}5 \div 1{,}2$ % по стержню болта и с зазором 0,1 мм. Испытания проводили на машине ГУСТ-2 при циклическом растяжении (коэффициент симметрии цикла $R = 0{,}1$, частота нагружения $f < 0{,}8$ Гц) при максимальном напряжении $\sigma_{max}^{br} = 120$; 150 и 170 МПа в брутто-сечении пластины. Испытывали по четыре-пять образцов каждого типа соединения при каждом значении внешней нагрузки. Средние значения долговечности образцов — число $N_р$ циклов нагружения до их разрушения, приведены в табл. 4. Для сравнения приведены значения $N_р$ соединения с номинальным радиальным натягом $\psi = 0{,}8 \div 1{,}2$ % со стандартной потайной головкой высотой 2,8 мм ($\alpha = 90°$), выполненные по ОСТ 1.31041. В П-образный профиль болты устанавливали с номинальным радиальным натягом по стержню болта $\psi = 1$ %. Все болты затягивали моментом 6,4 Н · м.

Долговечность соединения I с конической головкой практически не зависит от угла конусности при значениях от 5° до 15°. Долговечности соединений II с зазором и натягом по цилиндрической посадочной части болта практически одинаковые.

Все образцы, за исключением образца III, разрушались по нет-

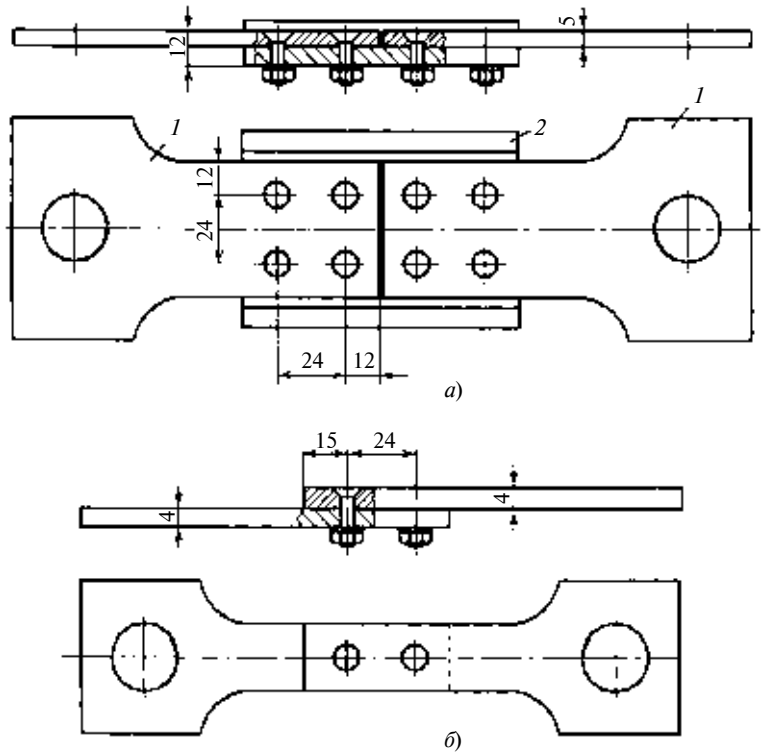



**Рис. 4. Образцы соединений для испытаний на долговечность**

*Таблица 4*

**Число $N_p \cdot 10^{-4}$ циклов нагружения образцов до разрушения**

| $\sigma_{max}^{br}$, МПа | Тип I | | Тип II* | Тип III-1 | Тип III-2 | Тип IV* | Стандартное соединение |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $H$ = 3 мм | $H$ = 5 мм | | | | | |
| 120 | 12 | 16 | 10 (13) | 9,4 | 6,8 | 15,6 (12,1) | 9,0 |
| 150 | 4,2 | 5,4 | 4,3 (4,3) | 4,2 | 2,6 | 12,1 (7,8) | 3,0 |
| 170 | 2,0 | 2,8 | 2,0 (2,0) | 2,5 | 1,6 | 9,7 (4,1) | 1,5 |

* В скобках приведены значения для образцов с зазором.

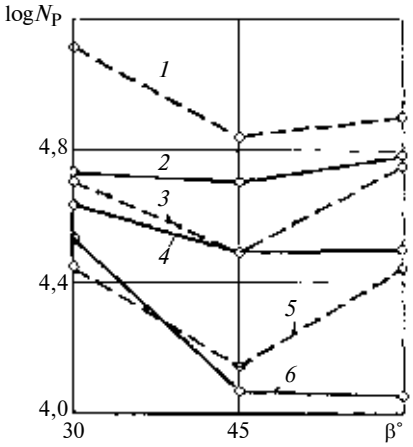



**Рис. 5. Зависимости долговечности соединения II-А от угла β кольцевого выступа шайбы из стали 30ХГСА (*1*, *3*, *5*) и из сплава Д16АТ (*2*, *4*, *6*) при напряжениях 120 МПа (*1*, *2*), 150 МПа (*3*, *4*), 170 МПа (*5*, *6*)**

то-сечению пластины. Все образцы III разрушались из-за надлома головки болта по кольцевой проточке, отделяющей буртик.

Результаты испытаний односрезных болтовых соединений II-А со сферической потайной головкой приведены на рис. 5. Болт в пакет устанавливали с зазором.

## Испытания соединений на герметичность при циклическом нагружении

Для оценки эффективности различных уплотняющих элементов испытывали на герметичность образцы низкосдвиговых, двухсрезных и высокосдвиговых односрезных болтовых соединений. Образцы представляли собой пластину из алюминиевого сплава Д16Т с установленным болтом М6 из титанового сплава ВТ16 с натягом или зазором при затяжке соединения моментом 8 Н·м. Для определения влияния радиального натяга на герметичность исследовали образцы низкосдвигового соединения с запрессованным болтом М6 с зазором между головкой болта и пластиной (соединение V).

Образцы низкосдвиговых соединений представляли собой пластину толщиной 10 мм и шириной 24 мм, высокосдвиговые односрезные соединения — две соединенные внахлест пластины толщиной 5 и 7 мм (см. рис. 3, *а*). Зенковка под головку выполнялась в тонкой пластине. Толщина среднего листа двухсрезного соединения составляла 10 мм, верхнего и нижнего листов — 4 мм, полная толщина пакета 18 мм.

Уплотняющая способность соединения "сфера—конус" зависит от отклонений форм сопрягаемых элементов (овальность, несоосность головки и стержня болта). Для определения плотности соединения до испытаний на герметичность было определено необходимое минимальное усилие обжатия, обеспечивающее контакт сопрягаемых элементов по всей окружности. Для этого сферическую головку болта обжимали в коническом гнезде с усилиями 5; 10; 15 и 20 кН. Гнезда выполняли в пластинах из алюминиевого сплава Д16Т толщиной 5 мм. При одинаковых условиях испытывали по пять образцов.

После запрессовки болтов соединения разбирали и визуально оценивали форму и размеры пятна контакта по отпечатку на поверхности гнезда. Анализ показал, что с изменением усилия запрессовки от 5 до 10 кН имело место увеличение пятна контакта. Однако отпечаток составляет примерно 3/4 длины окружности. При усилии 15 кН пятно контакта распространяется по всей длине окружности, средняя ширина кольцевого отпечатка составила 1 мм, при увеличении усилия до 20 кН ширина пятна увеличивается. Осевое усилие, создаваемое при затяжке болтового соединения, должно быть не меньше усилия предварительного обжатия.

Испытания на герметичность образцов болтовых соединений проводили на испытательной машине ГУСТ-2 с частотой нагружения $f$ = 0,33 Гц при коэффициенте асимметрии цикла $R$ = 0,16, испытывали по четыре-пять образцов [17].

В табл. 5 приведены усредненные числа циклов ($N_p$), при которых происходит разгерметизация соединения. Для сравнения приведены результаты испытаний односрезного соединения со стандартными болтами.

Результаты испытаний соединений I показали, что показатель $N_p$ практически не зависит от угла конусности от 5 до 15°, поэтому в табл. 5 приведены усредненные значения $N_p$. Разрушение образцов III происходило без потери герметичности вследствие надлома буртика головки болта.

В соединениях IV с зазором посадка кольцевого выступа головки болта в соответствующую проточку в гнезде с натягом $\psi = 0{,}8 \div 1{,}5$ % и зазором по стержню болта обеспечивает герметичность соединения вплоть до разрушения.

*Таблица 5*

**Осредненные значения $N_р \cdot 10^{-4}$**

| Тип соединения | Особенности соединения | $\sigma_{max}^{бр}$, МПа | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 120 | 140 | 150 | 170 | 200 |
| Стандартное соединение | | 3,6 | — | 1,2 | 0,6 | — |
| Высокосдвиговые соединения | | | | | | |
| I | $h$ = 3 мм | 11,0 | — | 4,0 | 2,0 | — |
| | $h$ = 5 мм | 11,0 | — | 5,8 | 2,7 | — |
| II | Односрезное | 10 | — | 3,5 | 1,7 | — |
| | Двухсрезное | 40 | — | 7,0 | 2,5 | — |
| II-A | Шайба из сплава Д16АТ | | | | | |
| | Угол β: | | | | | |
| | 30° | 5,3 | — | 4,3 | 3,4 | — |
| | 45° | 5,1 | — | 3,0 | 1,1 | — |
| | 60° | 6,1 | — | 3,2 | 1,1 | — |
| | Шайба из стали 30ХГСА | | | | | |
| | Угол β: | | | | | |
| | 30° | 13 | — | 5,0 | 2,7 | — |
| | 45° | 6,7 | — | 3,0 | 1,3 | — |
| | 60° | 8,1 | — | 5,6 | 2,8 | — |
| III-1 | α = 70° | 8,0 | — | 4,0 | 2,5 | — |
| III-2 | α = 90° | 5,6 | — | 2,6 | 1,5 | — |
| Низкосдвиговые соединения | | | | | | |
| IV | Натяг по стержню болта | — | 13,2 | — | 9,7 | 3,9 |
| | Зазор | — | 9,7 | — | 4,1 | 1,7 |
| II | Натяг по стержню болта | — | 2,1 | — | 1,0 | 0,6 |
| | Зазор | — | 9,0 | — | 4,2 | 2,0 |
| V | Натяг 0,2 % | 18 | 1,5 | 0,56 | 0,1 | — |
| | Натяг 0,8 % | 100 | 32 | 18 | 5,6 | 1 |

*Таблица 6*

**Сравнительные показатели герметичности образцов высокосдвиговых соединений**

| Тип соединения | Особенности соединения | $\sigma_{max}^{бр}$, МПа | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 120 | | 150 | | 170 | |
| | | $N_г^у / N_г^с$ | $K_г$ | $N_г^у / N_г^с$ | $K_г$ | $N_г^у / N_г^с$ | $K_г$ |
| I | $h$ = 3 мм | 3,1 | 0,92 | 3,3 | 0,95 | 3,3 | 1,0 |
| | $h$ = 5 мм | 3,1 | 0,70 | 4,8 | 1,0 | 4,5 | 0,97 |
| II | Односрезное | 2,9 | | 2,9 | | 2,9 | — |
| | Двухсрезное | 11 | — | 6,9 | — | 4,2 | — |
| II-1 | Шайба из сплава Д16АТ | | | | | | |
| | Угол β: | | | | | | |
| | 30° | 1,5 | 1,0 | 3,6 | 1,0 | 5,7 | 1,0 |
| | 60° | 1,7 | 1,0 | 3,7 | 1,0 | 1,9 | 1,0 |
| | Шайба из стали 30ХГСА. | | | | | | |
| | Угол β: | | | | | | |
| | 30° | 3,3 | 1,0 | 4,2 | 1,0 | 4,2 | 0,85 |
| | 60° | 2,25 | 1,0 | 4,7 | 1,0 | 4,7 | 1,0 |
| III-1 | α = 70° | 2,2 | 0,87 | 3,3 | 0,95 | 4,2 | 1,0 |
| III-2 | α = 90° | 1,6 | 0,82 | 2,2 | 1,0 | 2,5 | 1,0 |

С целью анализа, обобщения и систематизации данных по герметичности болтовых соединений в качестве критерия удобно использовать коэффициент $K_г$ герметичности, т. е. отношение числа циклов $N_г$, при котором происходит разгерметизация, к числу циклов $N_р$ до разрушения: $K_г = N_г/N_р$.

На рис. 6 представлены зависимости коэффициента герметичности низкосдвиговых болтовых соединений от относительного максимального напряжения $\bar{\sigma}_{max} = \sigma_{max}^{бр}/\sigma_0$, где $\sigma_0$ = 100 МПа. В полулогарифмических координатах экспериментальные значения хорошо аппроксимируются прямыми линиями. Из рис. 6 видно, что степень герметичности усовершенствованных низкосдвиговых соединений (II-A, IV) существенно выше герметичности соединения V с радиальным натягом по стержню болта.

В табл. 6 приведены отношения показателя $N_р^у$, усовершенствованных высокосдвиговых болтовых соединений к аналогичному показателю $N_р^с$ стандартных соединений при максимальных напряжениях $\sigma_{max}^{бр}$ = = 120, 150 и 170 МПа, а также значения коэффициентов $K_г$ герметичности.

Ограниченное число испытанных образцов позволяет сделать вывод только о качественном преимуществе усовершенствованных болтовых соединений.

Таким образом, усовершенствованные болты повышают долговечность соединений. Наибольшей долговечностью отличается соединение IV, в котором радиальный натяг по стержню болта повышает долговечность по сравнению с зазором почти в 1,5 раза. Обеспечение одновременно натягов по пояску и стержню болта повышает требования к точности его изготовления.

Наиболее перспективным с точки зрения долговечности и отличающимся простотой потайной головки является соединение I, которое можно рекомендовать

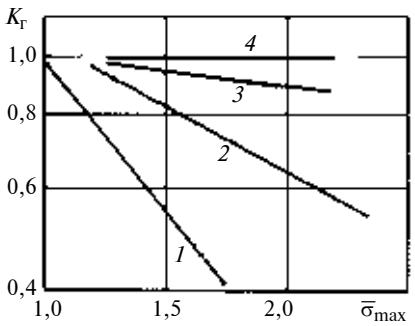



**Рис. 6. Зависимости изменения коэффициента $K_г$ низкосдвиговых болтовых соединений от относительного максимального напряжения $\bar{\sigma}_{max}$:**

*1* и *2* — соединения V соответственно с $\psi$ = 0,2 и 0,8 %; *3* — соединение II-А; *4* — IV

для соединений с минимальной осевой нагрузкой.

Для обеспечения герметичности без дополнительных герметизирующих материалов можно использовать соединение II-А с шайбой из 30ХГСА ($\beta$ = 30°) с различной формой головки болта как с радиальным натягом по стержню, так и при наличии зазора.

Усовершенствованные болты обеспечивают требования ГОСТа по выступанию/западанию головок и обеспечивают защиту от коррозии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Технология** выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов / А. И. Ярковец, О. С. Сироткин, В. А. Фирсов, А. М. Киселев. М.: Машиностроение, 1987. 192 с.

2. **Исследование** выносливости потайных стыков с натягом / А. Д. Арсон, А. Г. Гребенников, В. Н. Желдоченко, В. Н. Стебенев // Сб. Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. Вып. 1. ЦАГИ, 1974. С. 44—46.

3. **Шалбоян В. А., Бабушкин А. И., Полищук В. М.** Влияние геометрической формы и технологии выполнения гнезд под потайные головки ботов на усталостную долговечность и герметичность соединений с натягом // Авиационная промышленность. 1990. № 5. С. 6.

4. **Конструктивно-технологические** особенности выполнения соединений с потайными головками при высоких радиальных натягах / А. И. Ярковец, Ю. А. Кравченко, А. М. Киселев, В. А. Юшин // Авиационная промышленность. 1975. № 1. С. 5—8.

5. **Рекомендации** по определению требований к выступанию (западанию) головок винтов, выходящих на внешний контур самолета / Ю. А. Боборыкин, С. Г. Васильченко, А. Б. Кощеев и др. // Авиационная промышленность. 1988. № 11. С. 8—9.

6. **А. с. 320649 СССР:** МПК F 16В 5/02. Соединение деталей.

7. **А. с. 649894 СССР:** $M^2$ F 16В 36/04. Соединительные устройства.

8. **А. с. 733286 СССР:** F 16В 5/02. Соединение элементов конструкций летательного аппарата.

9. **А. с. 1448128 СССР:** F 16В 5/02. Соединение деталей.

10. **Пат. 3.779127 США:** F 16В 19/05. Болт, создающий напряжение.

11. **Пат. 4.111580 США:** F 16В 19/04. Непрерывное искривление: головка крепежного элемента и гнездо, обеспечивающие натяг.

12. **Пат. 3.828422 США:** В 23р 19/02. Способ изготовления долговечных крепежных соединений.

13. **Пат. 1.266893** Великобритания: F 16В 19/08, 5/02. Крепежный элемент заклепка—кольцо.

14. **Шахатуни Е. А., Любарец С. Я.** Увеличение выносливости самолетных конструкций путем обжатия вокруг отверстий цилиндрических поясов // Авиационная промышленность. 1977. № 9. С. 12—13.

15. **Местное** глубокое пластическое деформирование как средство повышения долговечности авиационных конструкций / В. А. Борог, С. Я. Сорокин, В. И. Мишин и др. // Авиационная промышленность. 1981. № 6. С. 5—12.

16. **Кудрявцев П. И.** Задержка развития трещин усталости в результате применения поверхностного наклепа // Вестник машиностроения. 1972. № 1. С. 57—60.

17. **Дунаев В. В., Ширшов А. А.** Исследование герметичности болтовых соединений с радиальным натягом // Вестник машиностроения. 2004. № 1. С. 16—19.



**Вниманию подписчиков!**

В последнее время участились случаи контрафактного издания журналов нашего издательства, сопровождающиеся нарушением технических стандартов полиграфии. Нередко покупателями контрафактных изданий становятся бюджетные организации, заключившие договор с недобросовестными поставщиками в результате тендера. Кроме того, такие поставщики зачастую не выполняют своих обязательств по подписке, что влечет за собой обращение подписчиков в редакции журналов. Напоминаем, что изготовление и распространение контрафактной продукции подпадает под действие Уголовного Кодекса РФ.

ООО "Издательство Машиностроение" обладает исключительными правами на выпуск и реализацию своих периодических изданий, поэтому для оформления подписки у нас не требуется участия ни в каких тендерах. Издательство предоставляет все документы, которые необходимы государственным учреждениям.

ООО "Издательство Машиностроение" осуществляет подписку на журналы по минимальной отпускной цене. Постоянным подписчикам оформляется скидка — 3 %.

Ежемесячная отправка журналов заказной бандеролью осуществляется за счет издательства.

Подписка на журналы издательства предоставляется в отделе продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4. Тел.: (499) 269-6600, 269-5298. Факс: (499) 269-4897.

E-mail: realiz@mashin.ru www.mashin.ru

Обращайте внимание на качество журналов, получаемых по подписке не в издательстве!

Издательство не несет ответственности за низкое качество журналов, приобретаемых у недобросовестных поставщиков, и не принимает их к обмену.

УДК 621.6:539.2/.6:519.2

К. В. СЫЗРАНЦЕВА, канд. техн. наук (Тюменский государственный нефтегазовый университет),
E-mail: kv.syzr@gmail.com

# Прогнозирование отказов зубчатых передач методами непараметрической статистики

На основе применения методов непараметрической статистики и компьютерного моделирования рассмотрено решение задачи прогнозирования отказов по контактной выносливости цилиндрических зубчатых передач, режим нагружения которых в условиях эксплуатации задан конкретным законом распределения крутящего момента, соответствующим легкому, среднему нормальному, среднему равновероятному, тяжелому режиму работы, либо конечной выборкой значений крутящего момента. Результаты расчета цилиндрической передачи свидетельствуют, что при переходе от легкого к тяжелому режиму работы передачи вероятность ее отказа возрастает на порядок.

**Ключевые слова:** непараметрическая статистика, вероятностные методы расчета, надежность, работоспособность, вероятность безотказной работы, контактная выносливость, цилиндрическая зубчатая передача, закон распределения и выборка случайной величины, плотность распределения вероятности и ее адаптивные оценки, методы восстановления функции плотности распределения случайных величин.

On the basis of use of methods of nonparametric statistics and computer simulation the solution of the problem of failures prediction regarding contact durability of cylindrical gearings is considered. At that it is supposed that the load conditions of the gearings are assigned either by concrete distribution law of torsion torque, corresponding to a light, middle normal, middle equiprobable and heavy operating mode, or by finite sample of the torsion torque values. Calculation results of the cylindrical gearing argue that at the transition from the light operating mode to the heavy one the gearing's fault probability increases on the order of the value.

**Keywords:** nonparametric statistics, probabilistic calculation methods, reliability, efficiency, faultness probability, contact durability, cylindrical gearing, distribution law and random sample, probability density of distribution and its adaptive estimations, restore methods of function density of distribution of stochastic values.

Для оценки работоспособности цилиндрических зубчатых передач по критерию контактной прочности разработана методика [1, 2], обобщающая многочисленные результаты как теоретических, так и экспериментальных исследований. Ее основой является выполнение условия:

$$\sigma_H < \sigma_{Hp}, \qquad (1)$$

где $\sigma_H$ — возникающее в зацеплении зубьев контактное напряжение; $\sigma_{Hp}$ — предельное (допускаемое) контактное напряжение, определяемое материалами колес зубчатой передачи и их термообработкой.

Предложенные в работах [1, 2] методики расчета вероятности $P_H$ отказа зубчатых передач используют условие (1) в вероятностной постановке, полагая, что величины $\sigma_H$ и $\sigma_{Hp}$ являются случайными, функции плотности распределения которых подчиняются нормальному закону, а показатель $P_H$ определяется по аналитическому уравнению

$$P_H = 1 - \text{Вер}(\sigma_H < \sigma_{Hp}). \qquad (2)$$

Расчет $\sigma_H$ выполняется по зависимости [1, 2]

$$\sigma_H = \sigma_H(Z_H, a_w, b_w, u, T^*_{1H}, K_{H\Sigma}), \qquad (3)$$

где $Z_H$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей; $a_w$ — межосевое расстояние цилиндрической передачи; $b_w$ — рабочая ширина зубчатого венца; $u$ — передаточное отношение; $T^*_{1H}$ — вращающий момент на шестерне при работе в номинальном режиме; $K_{H\Sigma}$ — коэффициент нагрузки.

В работах [1, 2] при решении уравнения (2) напряжение рассматривается как функция детерминированных параметров $Z_H$, $b_w$, $u$ и случайной величины $K_{H\Sigma}$, представляющей собой произведение четырех коэффициентов:

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}, \qquad (4)$$

где $K_A$ — коэффициент внешней нагрузки; $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, $K_{HV}$ — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по ширине зубчатого венца и между зубьями и динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при работе передачи.

Из анализа зависимостей для определения значений коэффициентов $K_A$, $K_{H\beta}$, $K_{HV}$, $K_{H\alpha}$ [2] следует, что они являются коррелированными (зависимыми от $T_{1H}$) случайными величинами. В разработанных методиках расчета вероятности безотказной работы передач [1, 2] коррелированность частных коэффициентов нагрузки не учитывается, и для определения характеристик случайной величины $\sigma_H$, необходимых для решения задачи (2), описание всех случайных величин ($K_A$, $K_{H\beta}$, $K_{HV}$, $K_{H\alpha}$), в том числе и $T_{1H}$, независимо от их функций плотности распределения выполнено с использованием лишь средних значений ($\overline{K_A}$, $\overline{K_{H\beta}}$, $\overline{K_{HV}}$, $\overline{K_{H\alpha}}$) и соответствующих коэффициентов вариации ($\nu_A$, $\nu_{H\beta}$, $\nu_{HV}$, $\nu_{H\alpha}$). Только при таких допущениях удается определить среднее значение коэффициента нагрузки $\overline{K_{H\Sigma}}$ и рассчи-

тать коэффициент $\nu_{H\Sigma}$ его вариации [2] и затем воспользоваться приближенной формулой для определения коэффициента $\nu_{\sigma_H}$ вариации, действующего в зацеплении контактного напряжения.

Величина допускаемого контактного напряжения $\sigma_{Hp}$ рассматривается как случайная, характеризуемая средним значением $\overline{\sigma_{Hp}}$ и коэффициентом $\nu_{\sigma_{Hp}}$ вариации. Искомая вероятность отказа передачи определяется в предположении, что случайные величины $\sigma_H$ и $\sigma_{Hp}$ подчиняются нормальному закону распределения.

Нетрудно увидеть, что заложенные в решение задачи (2) условия независимости коэффициентов (4), предположения о нормальном распределении случайных величин и использование их статистических характеристик лишь в виде средних значений и коэффициентов вариации, без учета фактических функций плотности распределения (особенно это важно при задании внешней нагрузки — $T_{1H}$), определяют высокую условность результатов расчета. Устранить отмеченные причины приближенности расчета надежности передач в рамках классической теории вероятности и параметрической статистики не представляется возможным. В то же время задача может быть решена методами компьютерного моделирования с применением математического аппарата и алгоритмов непараметрической статистики [3].

Первым этапом разработанной методики решения задачи (2) является формирование выборки длиной $N$ случайных значений вращающего момента $T_{1Hi}$ $(i = \overline{1, N})$. В работах [1, 2] в зависимости от внешних условий эксплуатации передачи рассматриваются различные законы распределения случайной величины $T_{1H}$: для тяжелого режима — β-распределение, для среднего режима — нормальное или равновероятное распределение, для легкого режима — γ-распределение. Для перечисленных законов разработаны эффективные генераторы случайных чисел [3], поэтому получение выборки $T_{1Hi}$ $(i = \overline{1, N})$ проблем не вызывает. В то же время для совокупности значений $T_{1Hi}$ $(i = \overline{1, N})$ с неизвестным законом распределения методами непараметрической статистики [3] восстанавливается неизвестная функция плотности распределения $P_{T_H}(T_{1H})$, с использованием которой строится непараметрический датчик случайных чисел, позволяющий получить выборку требуемой длины $T_{1Hi}$ $(i = \overline{1, N})$.

Заметим, что исходя из структуры формул [2] для расчета коэффициентов $K_{H\beta}$, $K_{HV}$, $K_{H\alpha}$ даже в случае нормального закона распределения случайной величины $T_{1H}$, учитывая нелинейный характер зависимостей от него случайных величин $K_{H\beta}$, $K_{HV}$ и $K_{H\alpha}$, определить аналитические выражения, описывающие закон распределения случайной величины $\sigma_H$, на основании методов теории вероятности не представляется возможным. Отмеченное дополнительно подчеркивает условность методик расчета надежности, представленных в работах [1, 2].

Второй этап разработанной методики заключается в получении выборки $\{\sigma_{Hi}\}$ длиной $N$ действующих в зацеплении цилиндрической передачи контактных напряжений и определении функции плотности $P_{\sigma_H}(\sigma_H)$. Выборка $\{\sigma_{Hi}\}$ $(i = \overline{1, N})$ устанавливается расчетом по зависимости (3) для каждого $i$-го значения $T_{1Hi}$ с учетом заданных геометрических параметров передачи и известных выражений [1, 2] для коэффициентов $K_{H\beta i}$, $K_{HVi}$ и $K_{H\alpha i}$, включающих величину $T_{1Hi}$:

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{Hi}(Z_H,\ a_w,\ b_w,\ u,\ T_{1Hi},\ K_{H\Sigma i}). \qquad (5)$$

Закон распределения $\sigma_H$ неизвестен. Для определения функции плотности $P_{\sigma_H}(\sigma_H)$ распределения случайной величины $\sigma_H$ воспользуемся методом Парзена—Розенблатта восстановления неизвестной функции плотности распределения на основе ядерных функций [3]. Следуя этому методу, для ядерной функции в виде нормального распределения функцию $P_{\sigma_H}(\sigma_H)$ описываем выражением:

$$P_{\sigma_H}(\sigma_H) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}Nh_N^*}\sum_{i=1}^{N}\exp\left[-\frac{\left(\dfrac{\sigma_H-\sigma_{Hi}}{h_N^*}\right)^2}{2}\right], \qquad (6)$$

где оптимальная величина размытости $h_N^*$ соответствует максимуму функционала качества $J(h_N^*)$ [3], в данном случае имеющего вид:

$$\max[J(h_N^*)] = \max_{h_N}\left\{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\ln\left[\frac{1}{(N-1)h_N}\times\right.\right.$$

$$\left.\left.\times\sum_{j\neq i}^{N}\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\exp\left(-\frac{[(\sigma_H-\sigma_{Hi})/h_N^*]^2}{2}\right)\right]\right\}. \qquad (7)$$

В практике расчета надежности в большинстве случаев принимается, что предельные (допускаемые) напряжения подчиняются нормальному закону. В этом случае, считая известными среднее значение $\overline{\sigma_{Hp}}$ и среднеквадратическое отклонение $S_H$ случайной величины $\sigma_{Hp}$, функция ее плотности распределения $P_{\sigma_{Hp}}(\sigma_{Hp})$ описывается выражением:

$$P_{\sigma_{Hp}}(\sigma_{Hp}) = \frac{1}{S_H\sqrt{2\pi}}\exp\left[-\frac{(\sigma_{Hp}-\overline{\sigma_{Hp}})^2}{2S_H^2}\right]. \qquad (8)$$

Имея функции плотности действующих (6) и предельных напряжений (8), реализуем третий, за-

ключительный этап методики, на котором путем взятия интеграла [3]

$$P_H = 1 - \int_0^{\sigma_{mH}} \left[ \int_0^{\sigma_{mH}} P_{\sigma_H}(\sigma_H + \sigma_{Hp}) \times \right.$$

$$\left. \times\ P_{\sigma_{Hp}}(\sigma_{Hp}) \mathrm{d}(\sigma_{Hp}) \right] \mathrm{d}(\sigma_H) \qquad (9)$$

[где $\sigma_{mH} = \max(\sigma_{Hp})$] рассчитывается вероятность отказа исследуемой зубчатой передачи.

Принимая во внимание вид функции (6) плотности распределения, для расчета по формуле (9) необходимо использовать численные методы, что реализовано в программе, разработанной в системе MathCAD.

Реализацию разработанной методики рассмотрим на следующем примере. Необходимо оценить вероятность отказа косозубой цилиндрической передачи с параметрами: числа зубьев шестерни $z_1 = 32$ и колеса $z_2 = 64$; коэффициенты смещения зубьев шестерни $\chi_1 = 0$ и колеса $\chi_2 = 0$; модуль $m = 5$ мм; ширина зубчатого венца $b_w = 60$ мм; угол наклона линии зуба $\beta = 16° 15'$; режим работы передачи соответствует тяжелому. В этом случае функция плотности распределения случайной величины $T^*_{1H}$ имеет вид:

$$P_1(T_{1Hi}) = \frac{T^*_{1H}}{B(a, b)} T_{1Hi}^{a-1} (1 - T_{1Hi})^{b-1}, \qquad (10)$$

где $B(a, b)$ — β-функция, параметры масштаба и формы которой имеют значения $a = 6$, $b = 2$.

Используя описанный в работе [3] датчик случайных чисел, рассчитаем выборку значений вращающего момента на шестерне $\{T_{1Hi}\}$ $(i = \overline{1, N})$. Гистограмма функции $P_1(T_{1Hi})$ при $N = 1000$ и $T^*_{1H} = 1970$ Н · м, полученная в результате компьютерного моделирования, показана на рис. 1. Отметим, что следствием описанных действий является задание условий внешнего нагружения передачи, поэтому коэффициент $K_A$ в формуле (4) можно исключить. В соответствии с формулами прочностного расчета передачи [1, 2] для каждого $i$-го значения $T_{1Hi}$ определим коэффициенты $K_{H\beta i}$, $K_{HVi}$, после чего по выражению (2) рассчитаем $\sigma_{Hi}$ и в конечном итоге сформируем выборку $\{\sigma_{Hi}\}$ длиной $N$ действующих в зацеплении цилиндрической передачи контактных напряжений.

Воспользовавшись изложенным выше алгоритмом, восстановим неизвестную функцию плотности распределения $P_{\sigma_H}(\sigma_H)$ случайной величины $\sigma_H$. Результаты расчетов выборки $\{\sigma_{Hi}\}$ длиной $N = 1000$ и восстановления ее функции плотности распределения для исследуемой цилиндрической передачи при тяжелом режиме работы показаны на рис. 2.

Пусть заданы среднее $\overline{\sigma_{Hp}} = 837$ МПа и среднеквадратическое отклонение $S_H = 93$ МПа случайной

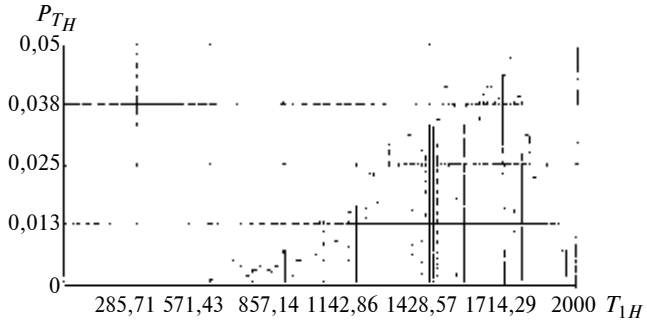



**Рис. 1**

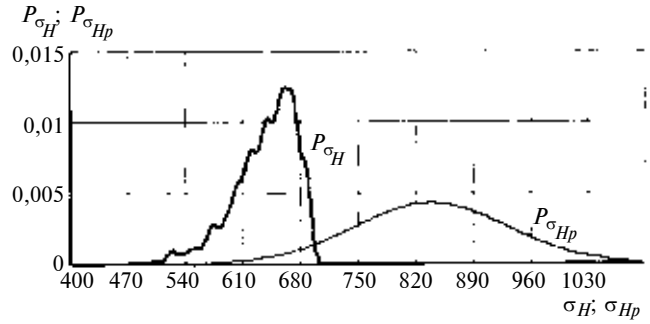



**Рис. 2**

величины $\sigma_{Hp}$. В этом случае функция $P_{\sigma_{Hp}}(\sigma_{Hp})$ описывается зависимостью (8). Взяв численным методом интеграл (9), получим искомое решение задачи (2): $P_H = 0{,}022$. Графическая интерпретация этого варианта расчета показана на рис. 2.

В качестве иллюстрации изменения $P_H$ при работе передачи в иных условиях эксплуатации были рассчитаны вероятности отказа при среднем нормальном, среднем равновероятном и легком режимах работы передачи. Соответственно получены следующие величины $P$: 0,0052; 0,012; 0,002. Выполненные расчеты показали, что изменение режима работы передачи от легкого к тяжелому приводит к увеличению вероятности отказа более чем на порядок (от 0, 0020 до 0,022). Кроме того, отметим, что вероятность отказа при среднем нормальном и среднем равновероятном режимах работы передачи по ранее разработанной методике, оперирующей лишь средней величиной вращающего момента, будет одинаковой, в то время как расчеты по предлагаемой методике свидетельствуют о различной, отличающейся более чем в 2 раза, вероятности отказа (соответственно 0,0052 и 0,0120).

Несмотря на то, что в рассмотренном примере расчета надежности зубчатой передачи для описания предельных напряжений принят нормальный закон распределения (как отмечено в работе [2], — это чисто методический прием), разрабо-

УДК 621.833.1.001.5

В. А. ПОПОВ, канд. техн. наук (г. Москва), e-mail: vestmash@mashin.ru

# Исследование устойчивости исходной геометрии и плавности работы цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления

В результате исследований установлены причины невысоких контактной прочности и кинематической точности эвольвентных зубчатых передач и даны рекомендации по повышению их эксплуатационных свойств.

**Ключевые слова:** устойчивость исходной геометрии, плавность работы, циклическая кинематическая погрешность, трение качения и скольжения, заедание, питтинг.

By investigations the causes of low contact durability and kinematic precision of involute gearings are ascertained, and the guidelines regarding their operating ability enhancement are given.

**Keywords:** initial geometry steadiness, working fluency, cyclic kinematic error, rolling and sliding friction, jamming, pitting.

Под устойчивостью исходной геометрии передачи зацеплением понимается способность передачи сохранять геометрическую форму активных поверхностей в процессе изнашивания во время эксплуатации. В результате теоретического и экспериментального исследований устойчивости исходной геометрии и плавности работы цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления установлено следующее:

в этих передачах в процессе изнашивания во время эксплуатации изменяется исходная геометрия активных поверхностей зубьев и нарушается плавность работы передачи;

передача приобретает возрастающую во времени циклическую кинематическую погрешность зубцовой частоты, которая сопровождается возрастающими динамическими силами; снижаются ее плавность работы, нагрузочная способность, долговечность и КПД;

причиной образования циклической кинематической погрешности передачи является неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев вследствие различных видов трения вдоль эвольвентного профиля зубьев.

На рис. 1 представлены характерные точки контакта профилей зубьев. В полюсе $P$ зацепления зубьев — чистое качение. По мере приближения от полюса $P$ зацепления к вершине (корню) зуба возникает и возрастает до максимальной скорость скольжения. Сила трения на входе (точка $K_1$) зубьев в зацепление, например, в шестеренных валках листопрокатного стана 2000 примерно в 140 раз больше, чем в полюсе $P$ зацепления зубьев, поэтому эвольвентный профиль зубьев изнашивается неравномерно.

Механизм образования циклической кинематической погрешности цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления состоит в следующем. На входе зубьев в зацепление (см. рис. 1, точка $K_1$) контактируют наиболее изношенные участки профилей зубьев шестерни и колеса. К этому моменту колесо уже отстало от номинального положения, а шестерня опередила свое номинальное положение вследствие нагруженного состояния передачи. В полюсе $P$ зацепления износ профилей зубьев существенно меньше (практически отсутствует), поэтому от входной точки $K_1$ линии зацепления $K_1K_2$ до полюса $P$ зацепления колесо вращается с ускорением, преодолевая отставание, а шестерня — с замедлением. В результате во время контакта профилей зубьев в полюсе $P$ зацепления колесо и шестерня занимают номинальное положение. После полюса $P$ зацепления до выхода (точка $K_2$) из зацепления профилей зубьев колесо отстает от номинального положения, а шестерня вращается ускоренно, опережая свое номинальное положение.

В результате шестерня и колесо совершают одно крутильное ко-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 10)*

танная методика оценки прочностной надежности зубчатых передач является универсальной, она никоим образом не привязана к конкретным законам распределения как действующих, так и допускаемых напряжений. Это позволяет рассчитывать надежность передач при условиях нагружения, отличающихся от описанных, без каких-либо ограничений на закон распределения вращающего момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Снесарев Г. А.** Расчет редукторов на надежность // Вестник машиностроения. 1982. № 7. С. 45—48.
2. **Надежность** машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. Под. ред. Д. Н. Решетова. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
3. **Сызранцев В. Н., Невелев Я. П., Голофаст С. Л.** Расчет прочностной надежности изделий на основе методов непараметрической статистики. Новосибирск: Наука, 2008. 218 с.

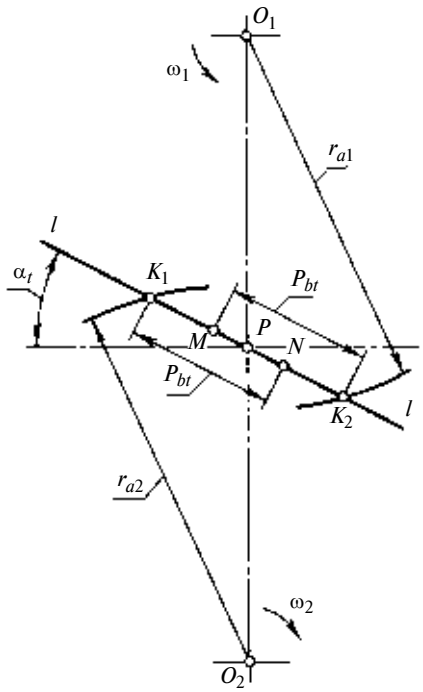



**Рис. 1. Характерные точки контакта профилей зубьев:**
$K_1$, $K_2$ — входная и выходная точки контакта профилей зубьев (начало и конец двухпарного зацепления зубьев); $M$ — конец двухпарного и начало однопарного зацепления зубьев; $P$ — полюс однопарного зацепления; $N$ — конец однопарного и начало двухпарного зацепления зубьев; $ll$ — линия зацепления зубьев; $r_{a1}$, $r_{a2}$ — радиусы вершин зубьев шестерни и колеса; $\alpha_t$ — угол зацепления

лебание за один окружной шаг зубьев эвольвентных зубчатых колес, т. е. они совершают крутильные колебания с зубцовой частотой; при этом гармоники крутильных колебаний шестерни и колеса всегда находятся в противофазах.

В соответствии с ГОСТ 1643—81 циклическая кинематическая погрешность передачи равна удвоенному расстоянию по делительной окружности между эвольвентным профилем, содержащим мало изношенный полюс зацепления, и эвольвентным профилем, проходящим через наиболее изношенную вершинную кромку зуба колеса (шестерни).

Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача внешнего зацепления в условиях естественной эксплуатации не приобретает устойчивую геометрию активных поверхностей зубьев, поэтому для повышения ее эксплуатационных свойств необходимо усовершенствовать активные поверхности зубьев и достичь повышения их устойчивости в результате выравнивания величины износа по всей длине профилей зубьев.

Устойчивость исходной геометрии зубчатых передач целесообразно принять в качестве обобщающего критерия при совершенствовании эксплуатационных свойств зубчатых передач. Чем выше устойчивость исходной геометрии активных поверхностей зубьев передачи, тем выше ее эксплуатационные свойства: плавность работы, нагрузочная способность, долговечность и КПД.

Для определения величины циклической кинематической погрешности эвольвентной зубчатой передачи разработан способ [1], который позволяет измерять циклическую кинематическую погрешность зубцовой частоты в условиях промышленной эксплуатации передач во время профилактических осмотров приводов с помощью стандартных зубомеров.

Экспериментальное исследование устойчивости исходной геометрии и плавности работы цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления в условиях естественной эксплуатации шестеренных валков семи чистовых клетей листопрокатного стана 2000 (ОАО "Северсталь", г. Череповец) полностью подтвердило результаты теоретического исследования устойчивости исходной геометрии и плавности работы таких передач.

Шестеренные валки клетей 6÷12 были изготовлены в соответствии с ГОСТ 1643—81, согласно которому их допускаемая циклическая кинематическая погрешность составляет: для клетей 6÷9 — 0,077 мм; для клетей 10÷12 — 0,024 мм. По состоянию шестеренных валков на 11 марта 2004 г. фактические значения циклической кинематической погрешности зубцовой частоты превысили допускаемые ГОСТ 1643—81 в среднем по верхним валкам клетей 6÷9 в 9 раз, а по нижним — в 24 раза. Фактические значения циклической кинематической погрешности шестеренных валков клетей 10÷12 в среднем превысили допускаемые значения по верхним валкам в 84 раза, а по нижним — в 53 раза.

Таким образом, установлено, что в процессе изнашивания цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача внешнего зацепления становится генератором крутильных колебаний, что отрицательно сказывается, например, на долговечности и характере изнашивания рабочих валков прокатных станов, а также на качестве проката.

Исследованию питтинга в зубчатых передачах посвящено довольно много фундаментальных работ [2, 3]. Однако в них питтинг рассматривается как усталостное разрушение металла зубьев с учетом их твердости. Такое представление о питтинге является неполным, так как не раскрывает причину его образования, вследствие чего борьба с этим вредным явлением не может быть полностью успешной.

Выполненные исследования позволили раскрыть механизм образования питтинга в эвольвентных зубчатых передачах внешнего зацепления. На рис. 2 схематично показан зуб с изношенной эвольвентной поверхностью. В первый период работы передачи, когда величина $f$ износа у вершины и корня зубьев меньше или равна величине упругой деформации от передаваемой нагрузки, прямолинейные контактные линии *ББ* проходят по всей активной поверхности зуба. Когда величина $f$ износа у вершины и корня зубьев становится больше величины упругой деформации, первоначальная длина *ББ* контактных линий уменьшается с обоих концов и становится равной *ВВ*. Прямолинейные контактные линии *ВВ* со-

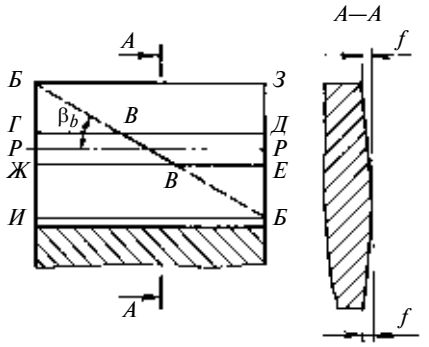



**Рис. 2. К исследованию причин образования питтинга в эвольвентной зубчатой передаче внешнего зацепления**

храняются только в околополюсной зоне *ГДЕЖ*, по всей длине полюсной линии *РР* зуба.

В это время изношенные участки *БЗДГ* и *ЖЕБИ* и сохранившийся эвольвентный участок *ГДЕЖ* активных поверхностей зубьев контактируют в разных фазах зацепления зубьев. В связи с уменьшением первоначальной длины *ББ* контактных линий контактные напряжения в околополюсной зоне *ГДЕЖ* становятся больше первоначальных номинальных контактных напряжений. Из-за возрастающих контактных напряжений в околополюсной зоне *ГДЕЖ* зубьев и циклической, многократно повторяющейся нагрузки наступает усталостное разрушение [2] металла зубьев в указанной зоне. Следовательно, основными причинами преждевременного образования питтинга в цилиндрических эвольвентных зубчатых передачах внешнего зацепления являются неустойчивость исходной геометрии и неравномерность изнашивания активных поверхностей эвольвентных зубьев.

Поэтому при совершенствовании таких зубчатых передач целесообразно использовать устойчивость исходной геометрии активных поверхностей зубьев колес в качестве обобщающего критерия оценки эксплуатационных свойств передач.

Прямозубая и косозубая передачи имеют разные контактные прочности и плавности работы. В ответственных и тяжело нагруженных приводах применяют косозубые передачи несмотря на такие их существенные недостатки в сравнении с прямозубыми передачами, как необходимость использования более громоздких радиально-упорных подшипников для восприятия осевых усилий (что утяжеляет корпуса редукторов) и работа активных поверхностей зубьев при больших контактных напряжениях, так как для получения той же величины полезной окружной силы требуется прилагать существенно больший крутящий момент.

Выполненные исследования позволяют научно обосновать это противоречие. Околополюсная зона зубьев прямозубой передачи изнашивается существенно медленнее, чем эта зона косозубой передачи. В косозубой передаче разница износов у вершины (корня) зуба и в околополюсной зоне значительно меньше, чем у прямозубой передачи. Циклическая кинематическая погрешность в процессе эксплуатации прямозубой передачи возникает существенно раньше и увеличивается быстрее, чем косозубой, раньше и быстрее нарушается плавность работы. Объясняется это тем, что в косозубой передаче сохранившиеся в околополюсной зоне участки *ВВ* (см. рис. 2) прямолинейных контактных линий наклонены относительно полюсной линии *РР* под углом $\beta_b$, в несколько раз меньшим 90°, при этом укороченные контактные линии *ВВ* движутся по околополюсной зоне *ГДЕЖ* от одного торца зубчатого колеса к другому вдоль полюсной линии *РР*.

Таким образом, околополюсная зона *ГДЕЖ* зубьев косозубой передачи работает в режиме граничного трения и изнашивается быстрее, чем околополюсная зона прямозубой передачи, у которой угол между прямолинейными контактными линиями и направлением их движения всегда равен 90°, что соответствует жидкостному трению в околополюсной зоне при чистом качении.

Следовательно, косозубая передача имеет существенно более высокую устойчивость исходной геометрии активных поверхностей зубьев в сравнении с прямозубой передачей. Напрашивается вывод: чтобы повысить устойчивость исходной геометрии активных поверхностей зубьев, надо уменьшить изнашивание у вершины и корня зубьев или увеличить изнашивание околополюсной зоны зубьев зубчатых колес.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2265199** Российской Федерации. Способ измерения циклической кинематической погрешности эвольвентных зубчатых передач.

2. **Трубин Г. К.** Контактная усталость материалов для зубчатых колес. М.: Машгиз, 1962.

3. **Петрусевич А. И.** Детали машин. М.: ГНТИ, 1951.

**ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!**

**Правила подготовки рукописей смотрите в №7 за 2009 г. на второй странице обложки.**

УДК 519.71

С. О. НИКИФОРОВ, д-р техн. наук, Б. Е. МАРХАДАЕВ, канд. техн. наук
(СО РАН, г. Улан-Удэ), e-mail: bmarkh@prs.bscnet.ru

# Синергетические свойства мехатронных манипуляционных систем

Рассмотрены особенности проявления синергетических свойств мехатронных манипуляционных систем.

**Ключевые слова:** манипуляционные системы, синергетика, мехатронный объект, топологические параметры, рабочий орган, траектория.

Features of synergetic properties occurrence of mechanotronic manipulate systems are considered.

**Keywords:** manipulate systems, synergy, mechanotronic object, topological parameters, actuator, trajectory.

Теория представления технических систем (ТС) подробно рассматривается в научной теории конструирования [1]. Полученные тем или иным путем модели описывают отдельные функционально-конструктивные свойства ТС, для представления которых существует множество способов. При выборе вида и способа представления ТС важными являются как сам объект и его состояние, так и цель создания модели — расчет, анализ, испытание и т. п. Создание адекватных моделей и их последующий анализ — специфический и трудоемкий процесс, рациональности построения уделяется большое внимание.

При системном анализе структур необходимо рассматривать основные аспекты их функционирования, иметь доказательства проблемности ситуации и видеть пути ее разрешения. Появление и развитие таких новых функциональных структур, как мехатронные манипуляционные системы (ММС), представляется как результат целенаправленных усилий по их синтезу, определению состава их функционально-компоновочных структур, идентификации характеристик, расширению и усложнению функциональных возможностей, как модулей, так и всей структуры в целом, путем перехода к новым технологиям их реализации.

В настоящее время открывается ограниченность представлений о природе данных систем, при этом не всегда оправдано стремление рассматривать только устойчивое поведение различных функциональных структур. Учитывая разного рода нестабильности, включая финансовые кризисы, бесспорно актуальным является синергетический подход к анализу всевозможных явлений и состояний объектов.

Синергетика описывает процессы самоорганизации различных систем и способствует адекватному пониманию происходящих в них процессов, обусловливая создание новых технологий. Практически в каждой системе при превышении пороговой величины внешних организующих (управляющих) воздействий возникает эффект самоорганизации, приводящий к спонтанному качественному изменению состава и состояния системы.

Характер этих изменений определяется уровнем рассмотрения системы в ходе ее функционирования. При этом изменения могут проявляться или в виде бистабильного перехода к качественно новому состоянию при сохранении однородности поведения системы и ее предсказуемости, или в виде бифуркационного перехода к принципиально новой элементной и поведенческой организации. Осознание возможности возникновения скачкообразных преобразований любой системы под воздействием не только резкого и значительного, но даже малейшего изменения, влияющего на параметры состояния системы и закономерности ее самоорганизации, необходимо для принятия обоснованных решений при формировании таких систем и возможности прогнозирования путей их трансформации.

Термин "синергетика" (от греч. synergos — вместе действующий) в 1977 г. ввел немецкий физик Г. Хакен, который обозначил им область науки, занимающуюся изучением механизмов самоорганизации открытых и нелинейных систем различной природы. Самоорганизация в открытых системах заключается в развитии в них определенного вида неустойчивостей, которые в конечном счете приводят к спонтанному формированию пространственных, временны́х или функциональных структур и, как следствие, к качественному изменению состояния системы, т. е. система сама, без воздействия извне, обретает некую структуру. Внешние синергетические воздействия — воздействия, которые навязывают системе данную структуру, т. е. состояние.

Для таких систем характерна возможность резких преобразований под воздействием плавного незначительного изменения, влияющего на параметры состояния, что характерно только для нелинейных систем. Нелинейность заключается в отсутствии пропорциональной и однозначной связи между воздействием на систему и результатом, т. е. следствием этого будет множественность потенциально возможных путей эволюции системы. С позиций синергетики подобным системам присуща совокупность минимальных функциональных свойств для реализации качественных переходов, нелинейность характеристик, диссипативность процессов, возможность потери устойчивости одних состояний и переход в другие состояния.

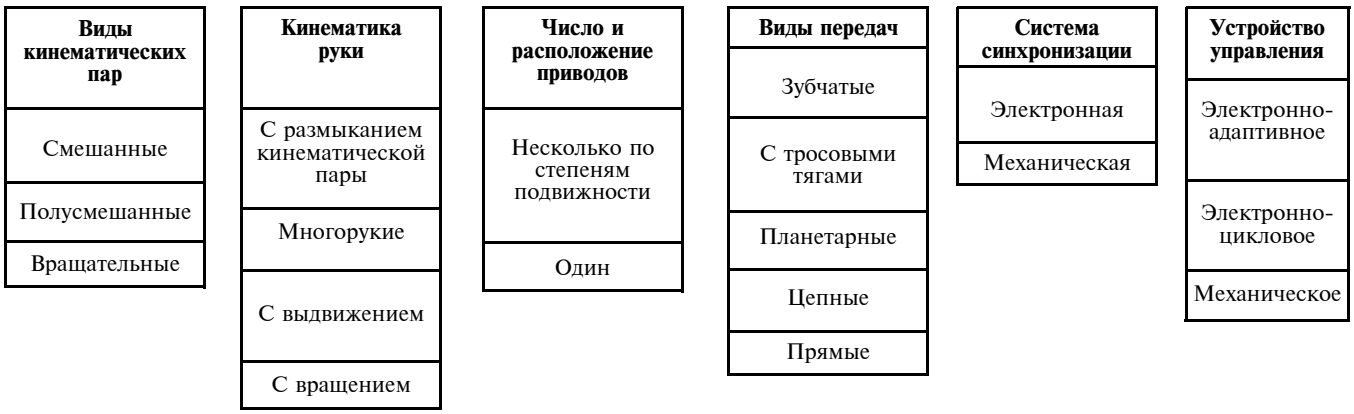



**Рис. 1. Классификация компоновочных структур ММС**

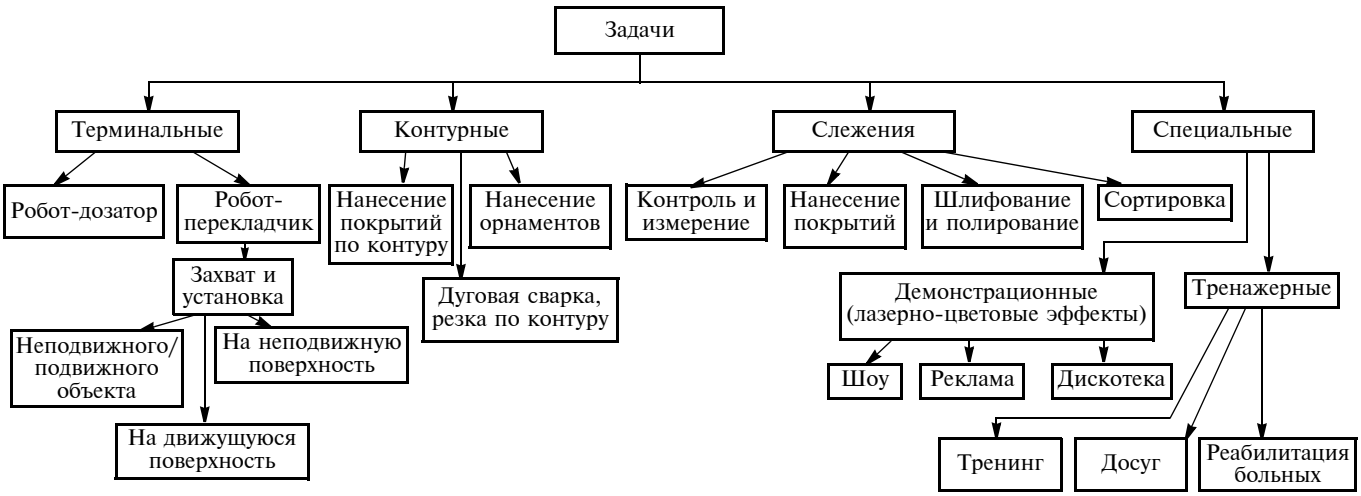



**Рис. 2. Задачи, решаемые с помощью ММС**

Все это в полной мере относится к ММС. Поэтому понятие "мехатроника" [2] следует рассматривать как науку, изучающую синергетическое объединение узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами, используемых для проектирования и производства качественно новых модулей, систем, машин, комплексов с интеллектуальным управлением их функциональными движениями. Важна универсальность данного концептуального подхода к построению интегральных устройств с качественно новыми характеристиками. Также важен синергетический характер интеграции функциональных модулей в мехатронных объектах.

Синергия — совместное действие, направленное на достижение единой цели путем организации целенаправленных взаимодополняющих и взаимозависимых действий функциональных компонент (модулей). При этом модули не просто дополняют друг друга. Их объединение приводит к созданию функциональной структуры с качественно новыми свойствами путем одновременного и взаимосвязанного синтеза всех функциональных компонент структуры.

Критерии качества выполнения движений ММС являются проблемно-ориентированными, т. е. определяются конкретной прикладной задачей. Для соответствующей точной реализации требуемых движений ММС применяются методы интеллектуального управления, базирующиеся на новых идеях теории управления и синтеза управляемых движений.

## Функциональные свойства и задачи ММС

Манипуляционные задачи, решаемые ММС, определяются функциональными свойствами их компоновочных структур и возможностями соответствующей системы управления (СУ). Классификация ММС приведена на рис. 1 [3], задачи, решаемые с помощью ММС, представлены на рис. 2 [4].

## Примеры проявления синергетических свойств

Проявление синергетических свойств рассмотрим на примере кинематической схемы $n$-звенной ММС в шарнирно-рычажной компоновке (рис. 3).

Траектории воспроизводящей точки $C$ запишем в виде:

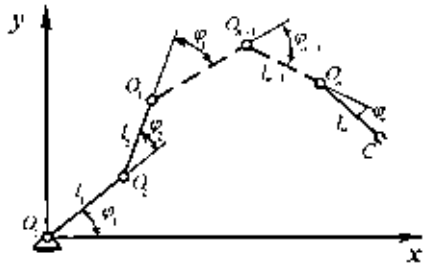


**Рис. 3. Кинематическая схема *n*-звенного шарнирно-рычажного механизма**

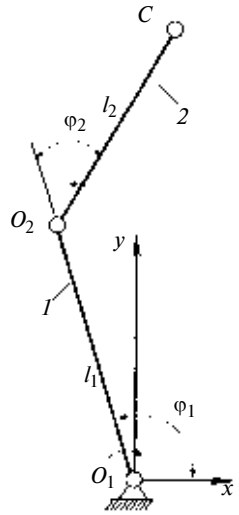



**Рис. 4. Двухзвенный шарнирно-рычажный манипулятор**

$$r = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum\limits_{i=1}^{n} l_i \cos\beta_i \\ \sum\limits_{i=1}^{n} l_i \sin\beta_i \end{bmatrix},$$

$$\beta_i = \sum_{k=1}^{i} \varphi_k, \quad i = 1, 2, ..., n,$$

где $l_i$ — длина $i$-го звена; $\varphi_i$ — угол, характеризующий положение $i$-го звена относительно $(i - 1)$-го звена; $\varphi_1$ — угол между первым звеном и осью абсцисс неподвижной системы координат, связанной с осью первого шарнира.

Наиболее простым случаем является двухзвенный шарнирно-рычажный манипулятор (рис. 4).

Декартовы координаты воспроизводящей точки $C$ имеют вид: $x = l_1\cos\varphi_1 + l_2\cos(\varphi_1 + \varphi_2)$; $y = l_1\sin\varphi_1 + l_2\sin(\varphi_1 + \varphi_2)$.

Проведя ось $x$ через точку $C$, получим $y = 0$. Используя безразмерные величины $\xi$, $\eta$, имеем: $\xi = \cos\varphi_1 + \varepsilon\cos(\varphi_1 + \varphi_2)$, $\xi = x/l_1$; $\eta = \sin\varphi_1 + \varepsilon\sin(\varphi_1 + \varphi_2) = 0$, $\varepsilon = l_2/l_1$.

Параметр $\xi$ — расстояние от точки $O$ до полюса $C$ схвата, изменяется в пределах $|1 - \varepsilon| \leqslant \xi \leqslant |1 + \varepsilon|$.

## Бифуркация параметров конфигурации двухзвенного манипулятора

Параметр $\varepsilon$ разделяет все двухзвенники на два класса: $\varepsilon < 1$ и $\varepsilon > 1$. Пограничным является $\varepsilon = 1$. В этом случае рабочей зоной ММС будет круг радиусом $\xi_{max} = 2$. Если $\varepsilon \neq 1$, рабочая зона будет представлять собой кольцо (при условии полной проворачиваемости звеньев). В данном случае в силу отсутствия двигательной избыточности углы $\varphi_1$ и $\varphi_2$ можно выразить через $\xi$ [9]. При $\varepsilon < 1$ угол $\varphi_1$ с уменьшением параметра $\xi$ от $\xi_{max}$ до $\xi_{min}$ меняется немонотонно до $\varphi_{1max} = \arccos\xi_*$, где $\xi_* = \sqrt{1 - \varepsilon^2}$ отвечает ортогональной критической конфигурации, когда звено *2* расположено перпендикулярно оси $x$.

В случае $\varepsilon > 1$ углы $\varphi_1$ и $\varphi_2$ с изменением $\xi$ меняются монотонно. Таким образом, параметр $\varepsilon = 1$ является точкой бифуркации параметров конфигурации двухзвенника.

## Бифуркация точностных показателей двухзвенного манипулятора

Задача точностного анализа состоит в исследовании точности исполнительных механизмов с учетом влияния факторов, определяющих их точностные показатели, включая задание и анализ влияния первичных погрешностей на выходную точность ММС.

Первичные погрешности всегда являются неопределенными и для их описания применимы следующие модели:

1. Погрешности заданы интервалами возможных вариаций со строго ограниченными и известными предельными значениями. При этом возможны как детерминированные, так и вероятностные модели точностного описания ММС.

2. Задание областей неопределенности эллипсоидами, что можно связать как с детерминированными, так и с вероятностными моделями. Причем в детерминированном случае эллипсоид — результат аппроксимации реальной, более сложной по форме области неопределенности, а в вероятностном случае эллипсоид представляет собой поверхности равных значений плотностей вероятностей при гауссовском распределении.

Алгоритмы вычислений точности ММС в детерминированной и вероятностной постановках и их взаимосвязь представлены в работе [5].

Номинальное положение полюса $C$ захвата ММС (см. рис. 3) определяется зависимостью $\xi^* = \xi^*(q)$, где $q = [q_1, q_2, ..., q_n]^T$ — вектор-столбец обобщенных координат, которыми являются длины $l_i$ звеньев и межзвенные углы $\varphi_i$ $(i = 1, 2, ..., n)$. Рассматривая значения ошибок $\Delta q_i$ в шарнирах $O_i$ для конфигураций $q \in Q = \{q_i' \leqslant q_i \leqslant q_i''\}$, можно оценить точность ММС.

Погрешность позиционирования ММС в точке $\xi$ будет: $\Delta = \Delta\xi = \partial r^*/\partial q \Delta q = A(q, r)\Delta q$.

При ее оценке следует пользоваться скаляром: $\Delta^2 = |\Delta\xi|^2 = \Delta q^T A^T A \Delta q = \Delta q^T \Phi \Delta q$.

Анализ точности ММС сводится к задаче квадратичного программирования в области задания $\Delta q \in \Delta Q$.

При детерминированной постановке области задания первичных ошибок $\Delta q$ могут быть представлены в виде:

параллелепипеда: $\Delta Q = \{\Delta q: \delta_i' \leqslant \Delta q_i \leqslant \delta_i'', i = 1, 2, ..., n\}$;

эллипсоида: $\Delta q^T R \Delta q = 1$, где $R$ — диагональная матрица предельных допусков на $\Delta q$.

При вероятностном анализе задается вероятностная плотность распределения погрешности в каждом шарнире $f(\Delta\varphi_i)$,

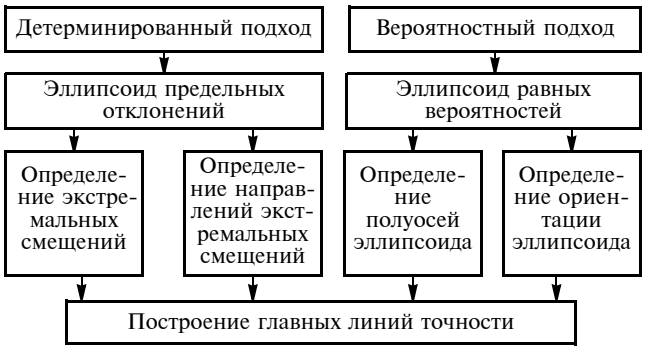



**Рис. 5. Взаимосвязь детерминированного и вероятностного анализов точности**

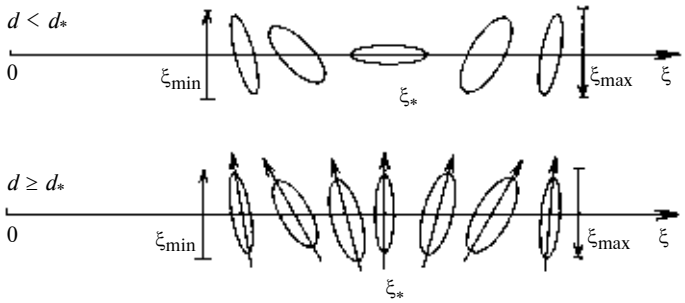



**Рис. 6. Бифуркация параметров эллипса рассеяния**

$i = 1, 2, ..., n$. Затем определяется плотность распределения погрешности позиционирования $f(\Delta r) = f(\Delta x, \Delta y, \Delta z) = (2\pi)^{-3/2}|K|^{-1/2} \times \exp(-0{,}5\Delta^{\mathrm{T}}K^{-1}\Delta)$, где $K$ — корреляционная матрица размером $3 \times 3$ системы случайных величин $\Delta x$, $\Delta y$, $\Delta z$, ее диагональные элементы — их дисперсии, внедиагональные — корреляционные моменты; ее след $\mathrm{Sp}\|K\| = D_\xi = D_x + D_y + D_z$. Стоящая под знаком экспоненты квадратичная форма от $\Delta x$, $\Delta y$, $\Delta z$, принимает постоянные значения на поверхности некоторого эллипсоида, характеризующего форму и размеры окрестности номинального позиционирования, куда с определенной вероятностью $P$ попадает захват ММС.

Взаимосвязь детерминированной и вероятностной моделей точностного расчета показана на рис. 5.

Для иллюстрации проявления бифуркации параметров точности ММС ограничимся вероятностным подходом. На практике при оценке точности погрешность позиционирования удобно характеризовать большой полуосью эллипса неопределенности вместе с указанием доверительной вероятности. Метод удобен при оценке точности ММС на стадии проектирования в том случае, если для партии создаваемых ММС ошибки паспорта и ошибки управления можно считать случайными.

Из безразмерных декартовых координат полюса $C$ схвата (см. рис. 4) имеем: $\xi = \cos\varphi_1 + \varepsilon\cos(\varphi_1 + \varphi_2)$; $\eta = \sin\varphi_1 + \varepsilon\sin(\varphi_1 + \varphi_2) = 0$; $\xi = x/l_1$; $\varepsilon = l_2/l_1$; $\eta = y/1$,

При малых значениях $\Delta\varphi_1$ и $\Delta\varphi_2$ имеем: $\Delta\xi = -\eta\Delta\varphi_1 - \varepsilon\sin(\varphi_1 + \varphi_2)\Delta\varphi_2$; $\Delta\eta = \xi\Delta\varphi_1 + \varepsilon\cos(\varphi_1 + \varphi_2)\Delta\varphi_2$. Тогда элементы корреляционной матрицы $K$ имеют вид: $D_\xi = (4\xi^2)^{-1}(\xi^2_{\max} - \xi^2)(\xi^2 - \xi^2_{\min})D_2$; $D_\eta = r^2D_1 + (4\xi^2)^{-1} \times (\xi^2 - \xi^2_*)D_2$; $D_{1,2} = D(\varphi_1\varphi_2)$.

Корреляционный момент:

$$K_{\xi\eta} = (4\xi^2)^{-1}(\xi^2 - \xi^2_*) \times \sqrt{(\xi^2_{\max} - \xi^2)(\xi^2 - \xi^2_{\min})}\, D_{1,2}.$$

Ориентация эллипса рассеяния вероятности (ЭРВ) определяется зависимостью $\mathrm{tg}2\theta = 2K_{\xi\eta}/(D_\xi - D_\eta)$, где $\theta$ — угол наклона большой полуоси к оси $O\xi$.

Из анализа следует наличие критического отношения дисперсий $d = d^* = \varepsilon^2/|1 - \varepsilon^2|$, определяющего бифуркацию параметров ЭРВ (рис. 6).

Из рис. 6 видно, что ЭРВ с ростом $\xi$ при $d < d^*$ поворачивается против часовой стрелки, а при $d \geqslant d^*$ покачивается относительно вертикали.

## Бифуркация топологических параметров циклоидальных траекторий рабочего органа двухзвенного манипулятора

Для двухзвенной ММС (см. рис. 4) в зависимости от отношения длин звеньев $\varepsilon = l_2/l_1$ и угловых скоростей $N = \dot\varphi_2/\dot\varphi_1$ траектории концевой точки циклоидального механизма различаются топологическими свойствами. На рис. 7 представлена топология семейства циклоидальных кривых: эпициклоида (ЭЦ) воспроизводится при $N = \dfrac{1}{\varepsilon} - 1$, гипоциклоида (ГЦ) — при $N = \dfrac{1}{\varepsilon} + 1$.

Эволюция циклоидальных траекторий представлена на рис. 8.

Небольшое изменение соотношения $N$ и $\varepsilon$ приводит к существенной трансформации этих кривых.

При автоматизации с применением зубчато-рычажных передач на основе генерации рабочих циклоидальных кривых может быть использован закон De La Hire с двойной генерацией циклоидальных кривых, открытый в 1706 г. и заново открытый Г. Беллерманом в 1867 г. В работе [6] показано, что по сравнению с исходным

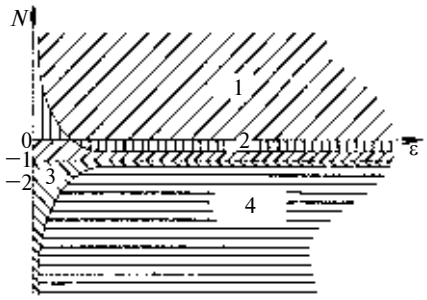



**Рис. 7. Топология семейства циклоидальных кривых:**
*1* — удлиненная ЭЦ; *2* — укороченная ЭЦ; *3* — укороченная ГЦ; *4* — удлиненная ГЦ

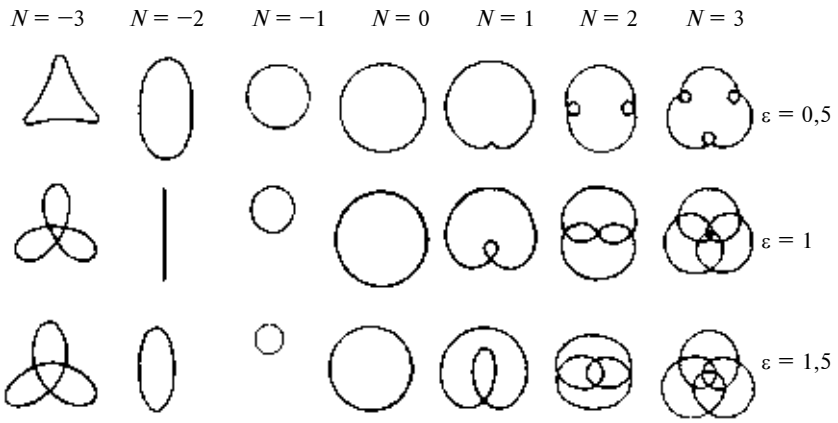



**Рис. 8. Эволюция циклоидальных траекторий**

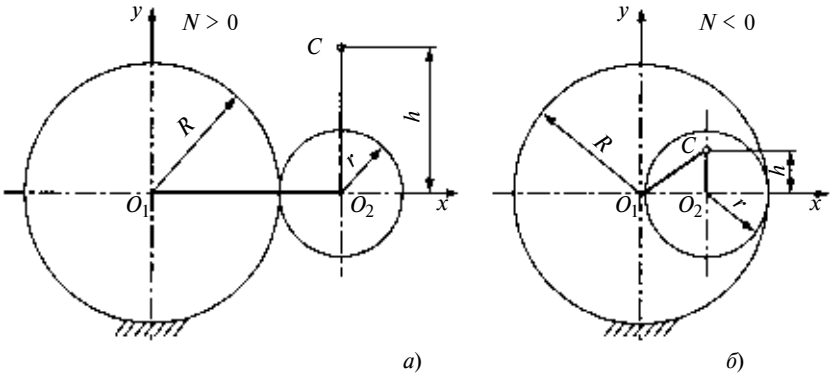



**Рис. 9. Компоновочные структуры манипулятора в планетарно-зубчатой компоновке:** *а* — ЭЦ; *б* — ГВ

(производящим) механизмом кинематическая цепь манипулятора может быть выполнена без применения зубчатых колес и рычагов. В данном случае это означает возможность воспроизведения циклоидальных кривых как посредством зубчатого зацепления (рис. 9), так и шарнирного двузвенника (см. рис. 4). В работе [7] показано, что в диапазоне $0 > N > -1$ за счет инверсии параметров ММС можно получить ЭЦ. Это означает в первом случае перестановку зубчатых колес, а во втором — изменение направлений вращения звеньев двухшарнирного манипулятора.

## Бифуркация геометрических параметров полициклоидальных траекторий

Для ММС, представленной на рис. 3, в случае вращения звеньев с постоянными угловыми скоростями траектории — полициклоидальные кривые [3].

Введем обозначения: $N_i = \varphi_{i+1}/\varphi_i = p_i/q_i$, где $p_i/q_i$ — несократимая дробь; $\varepsilon_i = l_{i+1}/l_i$; $\mu_i = \varepsilon_i|N_i + 1|$, $i = 1, 2, ..., n - 1$; $K = \prod_{i=1}^{n-1} q_i$; $R = \prod_{i=1}^{n-1} p_i$.

Если все $N_i$ — рациональные числа, из которых ни одно не принадлежит отрезку $[-1, 0]$, то траектория замыкается при совершении первым от стойки звеном $K$ оборотов. Если какое-либо $N_j \in [-1, 0]$, то конец $(j + 1)$-го звена относительно входного шарнира $j$-го звена описывает циклоиду, идентичную эпициклоиде с параметром $\tilde{N}_j = N_j/N_{j+1} = p_j/p_{j+1} = p_j/\tilde{q}_j$, где $\tilde{q}_j = -(p_j + 1)$, $\tilde{N}_j > 1$, $j = 1, 2, ..., n - 1$. В этом случае кривая замкнется при совершении первым звеном $\tilde{K}$ оборотов, где в $\tilde{K} = \prod_{i=1}^{n-1} \tilde{q}_i$ (осуществляется инверсия длин звеньев).

На рис. 10 приведены примеры таких траекторий для случая постоянных угловых скоростей. При малых значениях $K$ и $R$ полициклоиды имеют более лаконичный и законченный характер (см. рис. 10, *а—в*), при больших значениях $K$ и $R$ траектории более сложные (см. рис. 10, *г—е*).

Изменение параметров $N_i$ и $\varepsilon_i$ дает бесконечное число вариаций полициклоид, тем самым иллюстрируя наличие бифуркации, т. е. небольшое изменение этих параметров приводит к бесконечному спектру траекторий полюса $C$.

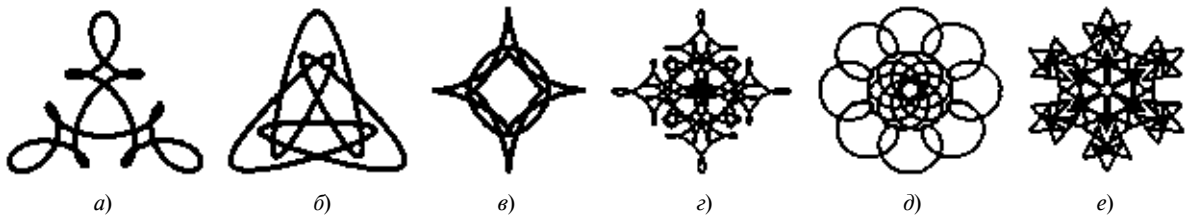



**Рис. 10. Полуциклоиды при $K = 1$ и различных $R$:**
*а* — $R = 9$ ($N_1 = -3$, $N_2 = -3$, $\varepsilon_1 = 1$, $\varepsilon_2 = 0{,}5$); *б* — $R = 12$ ($N_1 = 4$, $N_2 = -3$, $\varepsilon_1 = 0{,}5$, $\varepsilon_2 = 1$); *в* — $R = 9$ ($N_1 = 3$, $N_2 = -3$, $\varepsilon_1 = 1{,}5$, $\varepsilon_2 = 0{,}5$); *г* — $R = 36$ ($N_1 = -4$, $N_2 = -3$, $N_3 = -3$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = 0{,}5$, $\varepsilon_2 = 1{,}5$); *д* — $R = 16$ ($N_1 = 8$, $N_2 = 2$, $N_3 = 2$, $\varepsilon_1 = 0{,}7$, $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 0{,}5$); *е* — $R = 46$ ($N_1 = -6$, $N_2 = 6$, $N_3 = -3$, $\varepsilon_i = 0{,}5$)

## Бифуркация параметров жесткостных показателей манипулятора

При статическом анализе широко распространена модель манипулятора в виде составного тела, образованного системой абсолютно жестких звеньев с упругоподатливыми шарнирными сочленениями. Податливость, отвечающая степени подвижности какой-либо кинематической пары, существенно превосходит податливости в ортогональных к ней направлениях, связанных с качанием оси шарнирного узла. Поэтому достаточно учета только этой компоненты упругого смещения в шарнире. Рассматривая малые упругие деформации кинематической цепи манипулятора, из выражения для потенциальной энергии деформированной кинематической цепи получим условия баланса в шарнирах моментов внешних сил $P_k$ и сил упругой податливости, величину упругого смещения любой точки на кинематической цепи, которую можно представить вектором [9] $\Delta r_m = \sum_k G_{mk} P_k$, где $G_{mk}$ — тензор влияния для упругой податливости в точке $m$ под действием сосредоточенной силы в точке $k$; матрица компонент имеет вид: $G_{mk} = A_m D A_k^{\mathrm{T}}$.

Отсюда следует свойство взаимности тензоров влияния: $G_{mk}^{\mathrm{T}} = G_{km}$. Этот тензор позволяет находить упругие смещения любой точки многозвенника в зависимости от веса звеньев и захвата манипулятора. Очевидно, что его свойства зависят от шарнирных податливостей $g_k$ и от номинальной (ненапряженной) конфигурации многозвенника, определяющей элементы матрицы $A_k$. Ясно, что различные конфигурации неравноценны относительно результирующей податливости в полюсе схвата. Возникает вопрос о нахождении наилучших (точнее, экстремальных) конфигураций и параметров многозвенника и отвечающих им предельных значений упругих прогибов захвата.

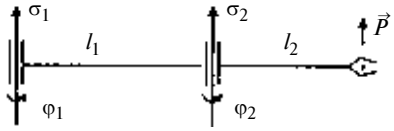



**Рис. 11. Шарнирный двухзвенный манипулятор**

В качестве примера построим тензор податливости для двухзвенного манипулятора в продольной плоскости (рис. 11) [9]. Пусть в полюсе захвата приложена сила $P$, вызывающая его смещение $\Delta r = GP$, номинальная (ненапряженная) конфигурация задана углами $\varphi_1$ и $\varphi_2$. Собственные числа тензора характеризуют наибольшую и наименьшую податливости, отвечающие им направления взаимно ортогональны.

Данный двухзвенный манипулятор можно рассматривать как своеобразный плоский упругий подвес, жесткостные свойства которого существенно изменяются при изменении его конфигурации (изменении углов $\varphi_1$ и $\varphi_2$). Для анализа свойств тензора $\sigma_{22}$ в зависимости от положения захвата, как и ранее, примем $y = 0$ (см. рис. 4). Из характеристического уравнения $|\sigma_{22} - \lambda E| = 0$ следуют безразмерные главные податливости:

$$\lambda_{1,2} = 0{,}5[\varepsilon^2 + \kappa\xi^2 \pm \pm\sqrt{(\varepsilon^2 + \kappa\xi^2)^2 - \kappa(\xi_{\max}^2 - \xi^2)(\xi^2 - \xi_{\min}^2)}],$$

где $\kappa = g_1/g_2$ — отношение податливостей; $\varepsilon = l_2/l_1$ — отношение длин звеньев.

Податливость в разных направлениях различна и характеризуется эллипсом податливости, главные полуоси равны значениям собственных чисел $\lambda_1$ и $\lambda_2$.

Угол $\mu$ наклона главной оси минимальной податливости эллипса будет иметь вид:

$$\mathrm{tg}\mu \approx \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{(\xi^2 + \varepsilon^2 - 1) + \sqrt{(\xi_{\max}^2 - \xi^2)(\xi^2 - \xi_{\min}^2)}}{(\xi_{\max}^2 - \xi^2)(\xi^2 - \xi_{\min}^2) - 2\xi^2[\kappa\xi^2 + \varepsilon^2 + \sqrt{(\varepsilon^2 + \kappa\xi^2)^2 - \kappa(\xi_{\max}^2 - \xi^2)(\xi^2 - \xi_{\min}^2)}]}. \quad (1)$$

Числитель уравнения (1) равен нулю на границах рабочей зоны $\xi = |1 \pm \varepsilon|$, а также в точке ортогональности $\xi_* = \sqrt{1 - \varepsilon^2}$ (при $\varepsilon < 1$); знаменатель равен нулю только в точке $\xi = \xi_*$, если выполнено условие $\kappa \leqslant \dfrac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon^2}$, $\varepsilon < 1$.

При этом точке $\xi = \xi_*$ отвечает значение $\mu^* = \pi/2$. В указанной области плоскости параметров $\varepsilon$, $\kappa$ главные оси тензора $G$ монотонно поворачиваются в одном направлении по мере изменения $\xi$ от $\xi_{\max}$ до $\xi_{\min}$. В области $\dfrac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon^2} \leqslant \kappa \leqslant \dfrac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$, знаменатель не обращается в нуль при $\xi = \xi_*$. Поэтому вместо кругового вращения происходит покачивание в обе стороны от $\mu = 0$. И наконец, при $\varepsilon > 1$ и числитель, и знаменатель не равны нулю в интервале $\xi_{\min} \leqslant \xi \leqslant \xi_{\max}$. Поэтому имеет место одностороннее (хотя и немонотонное) вращение осей тензора $G$.

## Бифуркация параметров при импульсном задании движений

В работе [10] предлагается использовать свободные движения ММС с несколькими степенями подвижности (предпочтение отдается механизмам только с вращательными кинематическими парами), причем предусматривается, что механизм приводится в движение короткоходовыми (импульсными) двигателями, установленными неподвижно. Это означает, что связи подвижных элементов двигателей со звеньями механизма замкнуты только при разгоне, а на основной фазе движения они размыкаются. Иногда вместо импульсных двигателей можно применять упругие упоры. Исключение пред-

ставляет только первая вращательная кинематическая пара, для которой неподвижность двигателя не является препятствием для сохранения постоянной, не разрывающейся связи с вращающимся звеном. Тормозные устройства тоже устанавливаются неподвижно, но возможны исключения (упругие упоры на самих звеньях). Принципиальной особенностью таких механизмов с несколькими степенями подвижности является то, что траектория концевой точки не задается связями, а определяется законами движения, которые в свою очередь зависят от импульсов, задаваемых двигателями. Импульсы могут прикладываться в разных точках подвижных звеньев механизма, как в начальном положении, так и в промежуточных. В конце движения должен быть выход концевой точки механизма в заданную точку позиционирования.

При аналитическом решении задач динамики в первом приближении можно предполагать, что импульсы, задаваемые двигателями, являются мгновенными, что значительно упрощает исследование.

На примере шарнирного многозвенника кинематической цепи манипулятора (см. рис. 3) рассмотрим его "естественные" движения при условии использования импульсных управляющих воздействий в начальной (разгонной) и конечной (тормозной) фазах движения. В этом случае основной процесс движения (средняя фаза) механической цепи манипулятора будет происходить в свободном режиме (по инерции). Эти естественные движения механизма являются самоуравновешенными, и знание их свойств позволяет правильно формировать управляющие воздействия для реализации требуемых программных перемещений. Таким образом можно выявлять собственные траектории свободного движения манипулятора, удовлетворяющие заданным граничным условиям для схвата. В результате получаем простую и наглядную задачу управления угловыми скоростями звеньев и переходим к анализу их последующих свободных движений.

Кинетическая энергия системы имеет вид:

$$T = \frac{1}{2}\,\dot{q}^{\mathrm{T}} A(q)\,\dot{q}\,;$$

$$q = \begin{bmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix}; \quad \dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix}, \qquad (2)$$

где $A(q)$ — квадратная матрица коэффициентов инерции системы, элементы которой зависят от текущей конфигурации кинематической цепи манипулятора, т. е. от столбца координат $q$.

Так как коэффициенты инерции в выражении (2) зависят от углов взаимного разворота звеньев (конфигурации исполнительного механизма), то динамика манипулятора описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которую в общем случае аналитически проинтегрировать не удается. Для анализа динамики сложных ММС необходимо использовать численное моделирование.

Во всех уравнениях существенную роль играют управляющие моменты, действующие на исполнительный механизм и еще более затрудняющие теоретический анализ. Это можно обойти, если допустить использование импульсных управляющих воздействий в первой и третьей фазах движения.

Из уравнений Лагранжа имеем: $\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial T}{\partial q} = M\delta(t)$, где $M$ — столбец импульсных моментов в шарнирах манипулятора; $\delta(t)$ — дельта-функция Дирака, $\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t)\mathrm{d}t = 1$.

Используя в дальнейшем в качестве обобщенных координат межзвенные углы $\varphi$, характеризующие относительные повороты звеньев, получим уравнение импульсных движений в явном виде: $A(\varphi)\Delta\dot{\varphi} = M$, $\Delta\dot{\varphi} = \dot{\varphi} - \dot{\varphi}_0$, где под $M$ также подразумевается матрица-столбец импульсных шарнирных моментов, приложенных одновременно ко всем шарнирам.

Отсюда легко найти импульсные моменты, обеспечивающие требуемое приращение $\Delta\dot{\varphi}$ угловых скоростей звеньев манипулятора. Таким образом, можно вывести механизм на тот режим свободного движения по инерции, в котором он достигнет заданного конечного импульса и будет остановлен посредством тормозного импульса.

Приращения угловых скоростей звеньев находят из выражения $\Delta\dot{\varphi} = A^{-1}(\varphi)M = \frac{adjA}{|A|}M = BM$, где $adjA$ — матрица, присоединенная к матрице $A$. Матрицу $B = A^{-1}$ можно интерпретировать как матрицу динамических коэффициентов влияния, так как ее элемент $A_{ij}$ характеризует приращение угловой скорости $i$-го звена под действием импульсного момента в $k$-м шарнире.

Импульсные режимы формируют необходимые начальные и конечные условия для траекторий свободного движения и непосредственно характеризуют управляющие воздействия на систему. Процесс свободного движения механической цепи манипулятора требует специального рассмотрения и решается в общем случае численным расчетом. В отдельных случаях возможны и аналитические решения. Таким случаем является, например, режим свободного движения двухзвенного шарнирного манипулятора в горизонтальной плоскости.

В случае приведения матрицы $B$ к диагональному виду будет иметь место динамическая развязка звеньев, т. е. не будет их динамического взаимовлия-

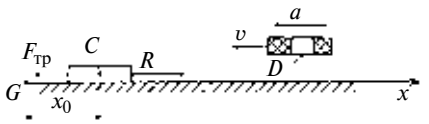



**Рис. 12. Расчетная схема захватного устройства дистанционного действия**

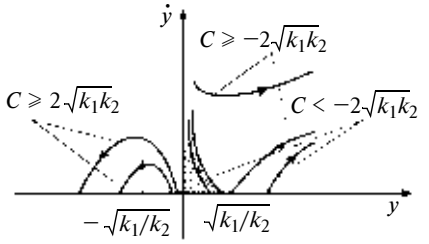



**Рис. 13. Фазовый портрет уравнения движения объекта относительно захватного устройства**

ния. Так, в случае двузвенника имеем:

$$B = (\alpha\beta - \cos^2\varphi_2)^{-1} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} \beta & -(\beta + \cos\varphi_2) \\ -(\beta + \cos\varphi_2) & \alpha + \beta + 2\varphi_2 \end{bmatrix},$$

где безразмерные параметры $\alpha$ и $\beta$ характеризуют инерционные свойства звеньев: $\alpha = (J_1 + m_2 l_1^2)(m_2 l_1 l_2)^{-1}$; $\beta = J_2(m_2 l_1 l_2)^{-1}$. При условии $\beta + \cos\varphi_2 = 0$ имеем конфигурацию, обусловливающую отсутствие динамического взаимовлияния. Для трехзвенника конфигурация, дающая такую развязку, будет, если продолжения начального звена длиной $l_1$ и конечного звена длиной $l_3$ будут ортогональными. Любое небольшое изменение такой "критической" конфигурации приводит к резкому изменению динамического поведения ММС.

## Бифуркация параметров при захватывании объекта захватным устройством дистанционного действия

В работе [11] исследован процесс захватывания объекта на "ходу" циклоидальным манипулятором. При этом используется захватное устройство неконтактного воздействия на захватываемый объект, обладающее дальним действием (рис. 12).

Сила $R$ взаимодействия изменяется в зависимости от расстояния $y$ между объектом и захватным устройством по закону $R(y) = A/y^2$, где $A$ — заданный коэффициент. Тогда уравнение движения объекта относительно захватного устройства $m\ddot{y} = -\dfrac{A}{y^2} + F_{тр} + ma$, где $a$ — ускорение захвата; $F_{тр}$ — сила трения, удерживающая объект на поверхности.

Фазовый портрет данного уравнения приведен на рис. 13: $k_1 = a + F_{тр}/m$; $k_2 = A/m$; $C = \dot{y}_н^2/2 - k_1 y_н - k_2/y_н$, где $y_н$ — начальное значение переменной $y$.

Установлено, что в этом процессе существует точка бифуркации в зависимости от параметра $C$. При $-C^* < C < 0$ захватывание неизбежно, а при $C^* < C$ при любых условиях успешного захватывания не происходит, здесь $C^* = -\dfrac{2}{m}\sqrt{(ma + F_{тр})A}$.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Джонс Дж. К.** Методы проектирования. Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 326 с.

2. **Ослэндер Д. М., Риджли Дж. Р., Рингтенберг Дж. Д.** Управляющие программы для механических систем: объектно-ориентированное проектирование систем реального времени. Пер. с англ. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. 413 с.

3. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Полициклоидальные мехатронные устройства // Автоматизация и современные технологии. 2008. № 8. С. 8—16.

4. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Классификация и топологические методы формирования компоновочных переменных структур полициклоидальных манипуляционных мехатронных устройств // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 3—7.

5. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Алгоритм формирования точностных показателей промышленных роботов // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 15—20.

6. **Dijksman E. A.** How to adapt geared linkages for flexible automation. V. III. The fourth international symposium theory and practice of mechanism. Bucharest: 1985. P. 151—162.

7. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Идентификация и выбор компоновочных структур быстродействующих циклоидальных манипуляторов // Вестник машиностроения. 1990. № 10. С. 43—45.

8. **Циклоидальные** (роторные) демонстрационные роботы / С. О. Никифоров, И. Б. Челпанов, Б. Е. Мархадаев, Э. Б. Мандаров // Вестник машиностроения. 2004. № 1. С. 20—24.

9. **Смольников Б. А.** Проблемы механики и оптимизации роботов. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. 232 с.

10. **Мархадаев Б. Е., Никифоров С. О.** Манипуляторы с импульсным заданием движений // Вестник машиностроения. 2004. № 12. С. 3—8.

11. **Мархадаев Б. Е.** Задачи механики при захватывании объекта с помощью захватного устройства дистанционного действия // Вестник машиностроения. № 11. 2003. С. 6—8.

УДК 630.371:621.865.8

А. А. ДОБРАЧЕВ, канд. техн. наук, Л. Т. РАЕВСКАЯ, канд. физ.-мат. наук, А. В. ШВЕЦ
(Уральский государственный лесотехнический университет), e-mail: a-dobr@mail.ru

# Статическая устойчивость манипуляторных машин

Получены уравнения движения центра тяжести системы и уравнение траектории центра тяжести, определен наиболее опасный участок опорного контура. Получено уравнение линии опрокидывания на этом участке, исходя из габаритов базовой части. Подобраны параметры базы машины.

**Ключевые слова:** устойчивость манипуляторных машин, центр тяжести.

The motion equations of a system's center of gravity and equation of the center of gravity path were obtained, and most vulnerable section of reference contour was determined. The equation of turnover line on that section in terms of basic part outline dimensions was obtained. Machine's base parameters were selected.

**Keywords:** manipulate machines steadiness, center of gravity.

В манипуляторных лесных машинах (рис. 1) стрела и рукоять не уравновешены и маневрирование с подвешенным грузом является сложной и даже опасной операцией. Исходя из этого телескопическая рукоять без груза выдвигается на необходимую длину и лишь затем производится захват груза манипулятором. При повороте стрелы с грузом возникают динамические реакции опор стрелы, которые могут превышать статические и приводить к нарушению устойчивости.

Устойчивость к опрокидыванию является одним из важнейших параметров, определяющих пригодность лесных машин для эксплуатации. Существуют несколько методик определения условий устойчивости манипуляторных лесных машин, основанных на различных критериях оценки: по предельному углу опрокидывания, по положению равнодействующей всех сил, действующих на манипуляторную машину, и т. д. [1]. Линия действия приведенной силы тяжести (груза, грейфера с ротатором, стрелы, рукояти, базы машины) должна проходить внутри опорного контура. В противном случае нагрузки создадут в машинах опрокидывающие моменты. Чтобы избежать опрокидывания необходимо создать условия устойчивого равновесия, при которых удерживающие моменты относительно линии опрокидывания были бы больше опрокидывающих. Расположение опорных контуров колесных машин зависит от их конструкции, а при шарнирном соединении тягового и прицепного модулей — от их взаимного расположения относительно продольной и поперечной осей системы.

Рассмотрим статическую составляющую устойчивости и определим, выйдет ли траектория движения центра тяжести системы за линию опрокидывания. На этом этапе исследований введем следующие ограничения:

движением манипулятора в вертикальной плоскости пренебрегаем, так как это движение не может привести к выходу центра масс за линию опорного контура;

учитываем движение манипулятора только в горизонтальной плоскости [получим уравнения движения центра тяжести $X_C(t)$; $Y_C(t)$];

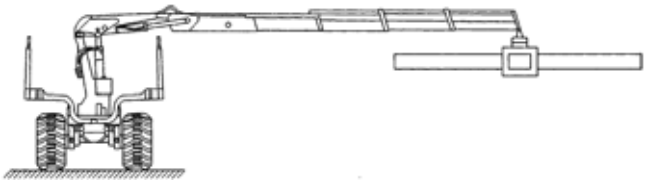


**Рис. 1. Схема манипуляторной машины с грузом**

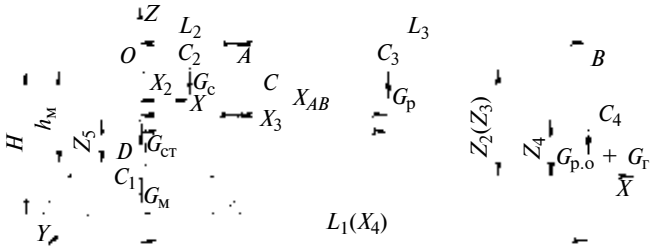



**Рис. 2. Расчетная схема взаимодействия манипуляторной машины с грузом (вид сзади):**
$C_i$ — центры тяжести отдельных частей системы; $G_м$, $G_{ст}$, $G_с$, $G_р$, $G_г$, $G_{р.о}$ — силы тяжести соответственно машины, стойки, стрелы, телескопической рукояти, груза, рабочих органов (ротатора вместе с грейфером); $h_м$ и $H$ — высоты шарового шарнира относительно поверхности машины и земли

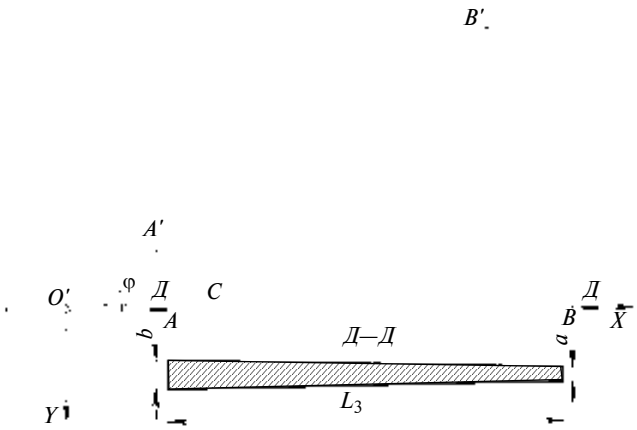



**Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия манипуляторной машины с грузом (вид сверху)**

вращение вокруг вертикальной оси в первом приближении принимаем равномерным с угловой скоростью ω;

угол между стрелой и рукоятью принимаем равным 180°, т. е. они расположены горизонтально (рис. 2, части *OA* и *AB*);

захват манипулятора и центр тяжести груза совпадают;

стойка *OD* (см. рис. 2) вертикальна;

манипуляторная машина находится на горизонтальной поверхности;

стрела — однородный стержень, рукоять имеет телескопически выдвижные звенья, в сечении считаем ее трапецией с основаниями *a*, *b* (рис. 3);

захват закреплен жестко, поэтому вертикальными колебаниями груза пренебрегаем.

Отметим, что и с учетом указанных ограничений количественные характеристики указывают на достаточную устойчивость манипуляторной машины.

Свяжем систему отсчета *O* с центром тяжести $C_1$ базы машины (см. рис. 2). Уравнения движения центра тяжести манипуляторной машины в выбранной системе координат имеют вид:

$$X_C = \frac{X_1(G_м + G_{ст}) + X_2 G_с + X_3 G_р + X_4(G_{р.о} + G_г)}{G_м + G_с + G_{ст} + G_р + G_{р.о} + G_г}; \quad (1)$$

$$Y_C = \frac{Y_1(G_м + G_{ст}) + Y_2 G_с + Y_3 G_р + Y_4(G_{р.о} + G_г)}{G_м + G_с + G_{ст} + G_р + G_{р.о} + G_г}; \quad (2)$$

$$Z_C = \frac{Z_1 G_м + Z_2 G_с + Z_3 G_р + Z_4(G_{ро} + G_г) + Z_5 G_{ст}}{G_м + G_с + G_{ст} + G_р + G_{ро} + G_г}.$$

Показанный на рис. 3 угол φ изменяется линейно со временем: $\varphi = \omega t$.

Для исследования устойчивого равновесия основное значение имеют уравнения (1) и (2), поскольку в заданном приближении рукоять считается неподвижной относительно стрелы, т. е. $Z_C = \text{const}$.

Запишем уравнения движения центров тяжести $C_i$ в горизонтальной плоскости:

машины и стойки

$$X_1 = 0; \quad Y_1 = 0; \quad (3)$$

стрелы

$$X_2 = (L_2/2)\cos(\omega t); \quad Y_2 = (L_2/2)\sin(\omega t); \quad (4)$$

рукояти

$$X_3 = \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)}\right)\cos(\omega t);$$

$$Y_3 = \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)}\right)\sin(\omega t); \quad (5)$$

груза с грейфером и ротатором

$$X_4 = (L_2 + L_3)\cos(\omega t); \quad Y_4 = (L_2 + L_3)\sin(\omega t). \quad (6)$$

Здесь ω-угловая скорость стрелы; $L_2$, $L_3$ — длины рукояти стрелы; $L_1 = L_2 + L_3$.

Подставим уравнения (3)—(6) в уравнения (1) и (2), получим:

$$X_C = \frac{\frac{L_2}{2}\cos(\omega t) G_с + \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)}\right)\cos(\omega t) G_р + (L_2 + L_3)\cos(\omega t)(G_{р.о} + G_г)}{G_м + G_с + G_{ст} + G_р + G_{р.о} + G_г}; \quad (7)$$

$$Y_C = \frac{\frac{L_2}{2}\sin(\omega t) G_с + \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)}\right)\sin(\omega t) G_р + (L_2 + L_3)\sin(\omega t)(G_{р.о} + G_г)}{G_м + G_с + G_{ст} + G_р + G_{р.о} + G_г}. \quad (8)$$

Обозначим через $G$, $G_1$, $G_2$ следующие соотношения: $G = G_м + G_с + G_{ст} + G_р + G_{р.о} + G_г$; $G_1 = G_с/2 + G_р + G_{р.о} + G_г$; $G_2 = G_р/3 + aG_р/[3(a + b)] + G_{р.о} + G_г$. Подставим их в уравнения (7) и (8) и после преобразований получим:

$$\left.\begin{aligned} X_C &= \frac{L_2 G_1 + L_3 G_2}{G}\cos(\omega t); \\ Y_C &= \frac{L_2 G_1 + L_3 G_2}{G}\sin(\omega t). \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Исключив параметр *t* из уравнений (9), получим уравнение окружности — траекторию движению центра тяжести системы: $X_C^2 + Y_C^2 = [(L_2 G_1 + L_3 G_2)/G]^2 = R$, где радиус *R* окружности является максимально допустимым. Очевидно, что при движении рукояти относительно стрелы радиус траектории будет только уменьшаться, обеспечивая тем самым при заданных $G_i$, $L$ состояние устойчивости. Радиус центра тяжести рассчитаем при предельных значениях: $G_м = 130$ кН, $G_{ст} = 9{,}6$ кН, $G_с = 2{,}9$ кН, $G_р = 11{,}5$ кН, $G_{р.о} = 4$ кН, $b = 2a$. Конструктивный параметр $L_1$ не превышает 10 м. Зададим интервал изменений длин: $OA = L_2 = 2 \div 5$ м, $AB = L_3 = 5 \div 8$ м (см. рис. 2).

Пусть сила тяжести груза $G_г$ изменяется от 3 до 20 кН. Получим зависимости радиуса *R* от параметров $L_2$, $L_3$, $G_г$. Аналитический расчет и построение графиков выполнено с помощью программы MAPLE 9.5. Результаты расчета приведены на рис. 4. Как видно из рис. 4, радиус траектории центра тяжести мало зависит от длины стрелы и рукояти, в основном радиус центра тяжести определяется весом груза. При силе тяжести груза 20 кН

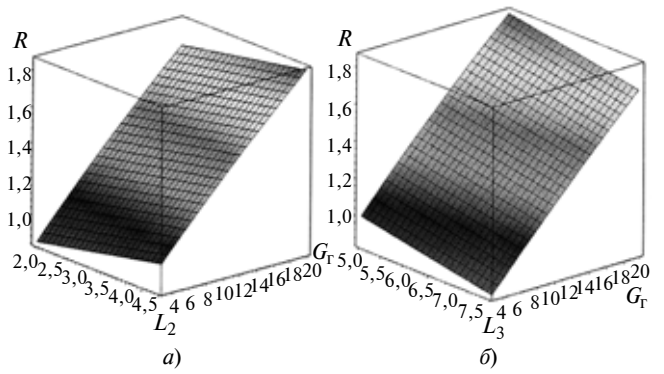



**Рис. 4. Зависимость радиуса $R$ от поднимаемого груза $G_г$ и возможной длины стрелы $L_3$ (*а*) и рукояти $L_2$ (*б*)**

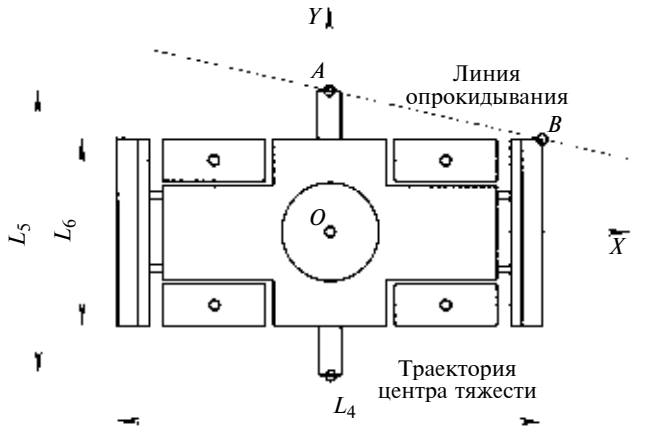



**Рис. 5. Расчетная схема для определения совместности уравнений окружности и линии опрокидывания**

радиус достигает максимально возможного значения 1,8 м при заданных остальных параметрах.

При увеличении длины $L_3$ стрелы и соответствующем уменьшении длины $L_2$ рукояти радиус $R$ увеличивается (см. рис. 4, *а*). Это объясняется смещением центра тяжести стрелы в сторону от стойки. С другой стороны, в связи с ограничением размера $L_1 = L_2 + L_3 = 10$ м увеличение длины $L_2$ рукояти автоматически означает уменьшение длины $L_3$ стрелы. Это приводит к смещению центров тяжести и стрелы, и рукояти в направлении стойки, а значит, и к смещению общего центра тяжести к стойке. Вследствие этого уменьшается радиус $R$ (см. рис. 4, *б*). Изменение радиуса в зависимости от длины стрелы или рукояти составляет не более 20 % и практически не зависит от силы тяжести груза (в интервале от 0,3 до 20 кН). Радиус траектории центра тяжести манипуляторной машины зависит, главным образом, от силы тяжести груза, что видно из рис. 4, меняясь более чем на 100 %.

Необходимо проверить, выйдет ли максимальный радиус траектории центра тяжести за линию опрокидывания. Для этого уравнения окружности и линии опрокидывания необходимо проверить на совместимость. Запишем эти уравнения в общем виде в системе $XOY$, показанной на рис. 5: $X^2 + Y^2 = R^2$; $X = nY + m$. Определим коэффициенты $n$ и $m$ из параметров машины ($L_4$, $L_5$, $L_6$), которые для данного типа машин находятся в пределах: $5 \leqslant L_4 \leqslant 8$ м, $3{,}2 \leqslant L_5 \leqslant 4{,}5$ м, $2{,}2 \leqslant L_6 \leqslant 3{,}5$ м.

Рассмотрим предельные случаи: $L_4 = 5$, $L_5 = 3{,}2$ и $L_6 = 2{,}2$ м. Запишем условия связи координат точек $A$ и $B$ линии опрокидывания с габаритами базы машины:

$$X_A = 0;\quad Y_A = 1{,}6;\quad X_B = 2{,}5;\quad Y_B = 1{,}1. \qquad (10)$$

Используя условия (10), составим уравнения для $n$ и $m$:

$$0 = 1{,}6n + m;\quad 2{,}5 = 1{,}1n + m. \qquad (11)$$

Решив уравнения (11) относительно $n$ и $m$, получим уравнение линии опрокидывания для предельного случая: $X = -5Y + 8$.

Далее решение уравнений проводили с помощью пакета MAPLE 9.5. Оказалось, что при заданных минимальных габаритах машины и максимальном радиусе траектории центра тяжести уравнение окружности и уравнение линии опрокидывания имеют общие точки, участок между которыми опасен: $X_1 = 1{,}29$; $Y_1 = 1{,}34$; $X_2 = -0{,}67$; $Y_2 = 1{,}73$. Следовательно, центр масс, находясь между этими двумя точками, выходит за линию опрокидывания. Если при заданных габаритах манипуляторной машины уравнение траектории центра масс и уравнение линии опрокидывания не имеют действительных решений, то опрокидывание не произойдет. Это возможно при определенном весе груза, который не должен превышать полученные значения, приведенные в таблице.

Исследования, проведенные по рассмотренной расчетной схеме, позволили оценить статическую устойчивость манипуляторных машин к опрокидыванию и дать рекомендации по их максимально возможному нагружению в зависимости от габаритов (см. таблицу). Установлено, что погрузочно-транспортная машина шириной 2,8 м и длиной 6,5 м

| Габариты манипуляторной машины, м | | | Предельный радиус $R$, м | Максимально возможный вес $G_г$ груза, кН |
|---|---|---|---|---|
| $L_4$ | $L_5$ | $L_6$ | | |
| 5,0 | 3,2 | 2,2 | 1,56 | 14 |
| 5,2 | 3,3 | 2,3 | 1,62 | 15 |
| 5,5 | 3,4 | 2,4 | 1,67 | 16 |
| 5,7 | 3,5 | 2,5 | 1,73 | 17 |
| 6,0 | 3,6 | 2,6 | 1,77 | 18 |
| 6,2 | 3,7 | 2,7 | 1,82 | 19 |
| 6,5 | 3,8 | 2,8 | 1,87 | 20 |
| 6,7 | 3,9 | 2,9 | 1,92 | 21 |
| 7,0 | 4,0 | 3,0 | 1,98 | 22 |
| 7,2 | 4,1 | 3,1 | 2,03 | 24 |
| 7,5 | 4,2 | 3,2 | 2,08 | 25 |
| 7,7 | 4,3 | 3,3 | 2,13 | 26 |
| 8,0 | 4,5 | 3,5 | 2,23 | 28 |

может переносить груз свыше 2 т на максимальном вылете стрелы, что вполне достаточно для проведения погрузочно-переместительных операций в лесном комплексе. Так как условия нагружения могут меняться в зависимости от величины нагрузки, вылета стрелы, положения машины на местности (работа на наклонных участках), то условия достаточной устойчивости должны быть соблюдены при всех положениях машины в нагруженном или ненагруженном состоянии.

Необходимо отметить, что кроме силы тяжести элементов манипуляторной машины (груза, рабочих органов, стрелы, рукояти, базы машины) существуют и другие нагрузки, также способствующие ее опрокидыванию: резкие ветровые воздействия, воздействия вследствие случайных зацепов за расположенные рядом деревья, пни и т. д., которые в данном исследовании не учитывались. В дальнейшем необходимо учитывать динамические реакции опор отдельно взятого манипулятора, которые могут быть значительными на участке разгона [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Таубер Б. А.** Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов. М.: Экология, 1991. 528 с.

2. **Смехов А. А., Ерофеев Н. И.** Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.

---

УДК 621.833.3:621.865.3

Л. К. ГЕНЕРАЛОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: generalov@vlsu.ru

# Прогнозирование точности движения привода линейного перемещения с ролико-винтовым механизмом

Рассматривается динамика электромеханического следящего привода линейного перемещения с ролико-винтовым механизмом. Отмечены особенности использования винтового механизма и его влияние на точность движения исполнительного органа промышленного манипулятора. Предложен способ диагностики привода по точности движения и ее прогнозирования.

**Ключевые слова:** электромеханический привод, ролико-винтовой механизм, передаточное отношение, точность движения, пространство признаков.

Dynamics of the electromechanical linear movement drive with roller-screw mechanism is considered. Peculiarities of the screw mechanism use and its influence on the motion accuracy of the industrial manipulator effector are noticed. A diagnostics technique of the drive regarding the motion accuracy and prediction of it has been proposed.

**Keywords:** electromechanical drive, roller-screw mechanism, transmission ratio, motion accuracy, attribute space.

Методы исследования динамических характеристик электромеханических следящих приводов в системах автоматического управления роботов-манипуляторов и объектов специального назначения базируются на анализе математических моделей динамических систем. При составлении модели предполагается упрощение реальной системы. Так, электромеханическая система следящего привода представляется двухмассовой, в которой масса ротора электродвигателя связана с массой нагрузки механической связью, обладающей жесткостью, демпфированием, зазором, моментами сопротивления и другими характеристиками, которые не изменяются в процессе моделирования.

При проектировании новых изделий часто встречаются случаи, когда разработчики приводов используют существующие системы управления, а исполнительные механизмы модернизируют или разрабатывают вновь. При проектировании исполнительных механизмов статические характеристики, такие как жесткость, КПД, зазор и другие, выдерживаются в зависимости от объекта управления и требований следящего привода. При использовании винтовых механизмов линейного перемещения в приводах, предназначенных для поворота нагрузки в вертикальной плоскости, изменяются точность движения и устойчивость исполнительного органа. Это обусловлено изменением статических характеристик винтового механизма, приведенных к валу нагрузки. Учитывая ряд положительных качеств винтовых передач по сравнению с передачами зацеплением, а именно высокий КПД, жесткость, редукцию, отсутствие зазора, заклинивания и шума, этот недостаток не будет препятствием к их использованию, тем более, что устранить его можно на стадии проектирования.

Рассмотрим работу винтового механизма, входящего в состав привода промышленного манипулятора, рука которого перемещает нагрузку в вертикальной плоскости (рис. 1). Предположим, что поворот руки осуществляется в пределах угла $\varphi_i = -7 \div +25^\circ$. Отрезки $a$ и $b$ соединяют точки крепления винтового механизма с осью вращения и имеют постоянную длину. Длина $l$ отрезка $AB$ изменяется в процессе работы механизма.

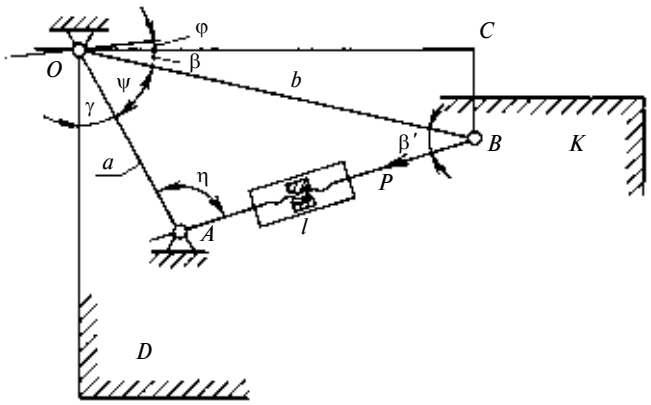



**Рис. 1. Схема винтового механизма:**
*O* — ось вращения руки манипулятора; *D* и *K* — области возможного размещения опор; *A* и *B* — подвижная и неподвижная опоры; ψ — угол при вершине Δ*AOB*

Как видно из рис. 1, соотношение плеч силового треугольника *AOB* в процессе движения изменяется. Если провести оценку статических характеристик механизма, приведенных к валу нагрузки, то оказывается, что они также меняются в зависимости от положения нагрузки, что и приводит к снижению качества работы привода.

Исследуем качественные характеристики привода промышленного манипулятора с помощью модели. Структурная схема привода показана на рис. 2. В нее входят: электронный усилитель с передаточной функцией $W_1$, усилитель мощности $W_2$, электродвигатель постоянного тока, электрическая часть которого представлена передаточной функцией $W_3$, а механическая — функцией $W_4$, винтовой исполнительный механизм с передаточными функциями $W_5$ и $W_6$. Привод имеет главную отрицательную обратную связь по положению нагрузки и местные обратные связи по скорости и ускорению — звенья $W_7 \div W_{11}$, а также обратную связь по моменту на валу электродвигателя — звено с передаточной функцией $W_{12}$. Значения параметров и коэффициентов для определения передаточных функций звеньев системы управления представлены разработчиками привода. Статические характеристики винтового механизма, спроектированного и изготовленного в промышленных условиях, определены аналитически и проверены экспериментально. Таким образом, все исходные данные для моделирования известны.

Исследование привода при разных режимах проводили на модели в интегрированном пакете Matlab, Simulink. По результатам исследований установлено, что точность движения нагрузки и устойчивость обеспечиваются при постоянных значениях статических характеристик механизма. При их изменении в сторону уменьшения точность снижается и не соответствует заданным значениям. В двухмассовой модели, которой описывается динамика привода, характеристики изменяются в результате приведения значений статических характеристик механизма к валу нагрузки. Поскольку для приведения используется передаточное отношение механизма, которое для указанной на рис. 1 схемы является переменным, приведенные параметры также изменяются.

Передаточное отношение винтового механизма, передающего движение от вала электродвигателя к нагрузке, определяется выражением:

$$u = \mathrm{d}\alpha_{\text{вх}}/\mathrm{d}\varphi_{\text{н}}, \qquad (1)$$

где $\mathrm{d}\alpha_{\text{вх}}$ и $\mathrm{d}\varphi_{\text{н}}$ — угловые скорости входного вала механизма и руки манипулятора.

Длина звена *AB* изменяется в результате перемещения гайки относительно винта и определяется по формуле

$$l = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\psi}\,, \qquad (2)$$

где *a* и *b* — расстояния от оси поворота нагрузки до мест крепления механизма.

При работе двигателя за промежуток времени d*t* длина отрезка изменится на d*l*.

Дифференцируя выражение (2), найдем:

$$\mathrm{d}l = \frac{ab\sin\psi\,\mathrm{d}\psi}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\psi}} = \frac{ab\sin\psi\,\mathrm{d}\psi}{l}. \qquad (3)$$

С другой стороны d*l* можно выразить через шаг *t* винта [1]:

$$\mathrm{d}l = t\left(\frac{2u_1 + 1}{2u_1 + 2}\right)\frac{n_{\text{в}}}{60}\,\mathrm{d}t, \qquad (4)$$

где $u_1 = \mathrm{d}r/\mathrm{d}b$ — отношение средних диаметров ролика и винта; $n_{\text{в}}$ — частота вращения винта.

Приравняв правые части уравнений (3) и (4), после преобразования получим:

$$\frac{n_{\text{в}}}{60} = \frac{1}{t}\,\frac{2u_1 + 2}{2u_2 + 1}\,\frac{ab\sin\psi}{l}\,\frac{\mathrm{d}\psi}{\mathrm{d}t},$$

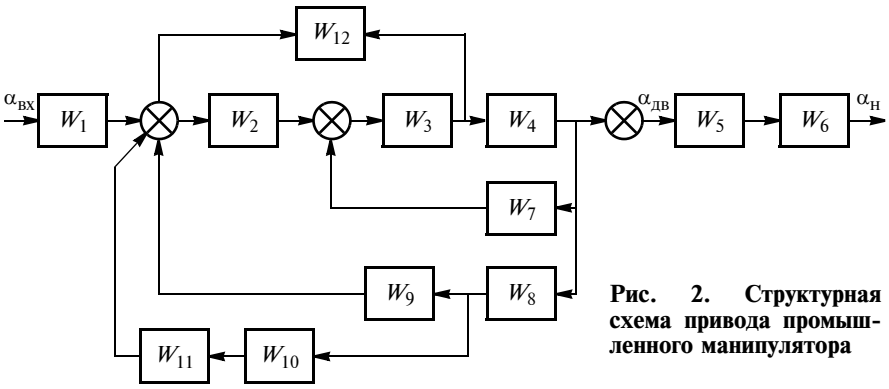



**Рис. 2. Структурная схема привода промышленного манипулятора**

где $d\psi/dt$ — угловая скорость руки манипулятора, которую с учетом уравнения (4) запишем в виде:

$$d\varphi_{н} = \frac{n_{в}}{60}\,\frac{t(2u_1+1)l}{(2u_1+2)ab\sin\psi}\,. \qquad (5)$$

Частота вращения входного вала механизма определяется соотношением:

$$d\alpha_{вх} = 2\pi n_{дв}/60, \qquad (6)$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала двигателя.

Подставив правые части уравнений (5) и (6) в равенство (1), определим передаточное отношение винтового механизма с резьбовыми роликами:

$$u = \frac{4\pi ab\sin\psi(u_1+1)}{t(2U_1+1)\sqrt{a^2b^2-2ab\cos\psi}}\,. \qquad (7)$$

Поскольку угол $\psi$ изменяется в процессе работы механизма, то связь с углом $\varphi$ поворота руки манипулятора определяется выражением:

$$\psi = \pi/2 - (\gamma + \beta + \varphi), \qquad (8)$$

где $\gamma$ и $\beta$ — углы, которые остаются постоянными в процессе работы винтового механизма.

Обозначим $\alpha = \pi/2 - \beta - \gamma$ и подставим в равенство (8). В этом случае передаточное отношение винтового механизма с резьбовыми роликами определится как

$$u = \frac{4\pi ab(u_1+1)\sin(\alpha-\varphi)}{t(2u_1+1)\sqrt{a^2+b^2-2ab\cos(\alpha-\varphi)}}\,. \qquad (9)$$

Поскольку в выражение (9) входят отрезки $a$ и $b$, длины которых зависят от положения механизма, а также угол $\varphi$ поворота руки манипулятора, то переменность передаточного отношения очевидна. В этом случае оптимальное положение механизма будет определяться точностью перемещения нагрузки. Следовательно, существуют области крепления механизма, в которых обеспечивается заданная точность. Определим эти области методом, основанным на гипотезе естественной компактности, в соответствии с которой точки, отображающие одно и то же состояние, группируются в одной области пространства признаков. Условие компактности состоит в том, что число граничных точек мало́ по сравнению с общим числом точек области.

Пространство признаков винтового механизма характеризуется дискретными величинами углов $\gamma$ и $\beta$, величинами отрезков $a$ и $b$ (см. рис. 1). Изменяя указанные величины, определим точки крепления механизма в областях $D$ и $K$ их возможного расположения. Дополнительно учтем жесткость $C$ механизма и зазор $\delta$, который выразим через угол поворота винта в радианах. Таким образом, сформировано многомерное пространство признаков, в котором каждый случай расположения механизма может быть охарактеризован вектором состояния $x = (\gamma, \beta, a, b, C, \delta)$.

Примем дискретный интервал значений признаков, исходя из границ областей расположения точек крепления механизма на объекте, а также опытных данных по жесткости и зазору: $0 \leqslant \gamma \leqslant 0{,}525$ рад; $0{,}35 \leqslant \beta \leqslant 0{,}525$ рад; $0{,}3 \leqslant a \leqslant 0{,}7$ м; $0{,}5 \leqslant b \leqslant 0{,}75$ м; $0 \leqslant C \leqslant 0{,}525$ Н/мм; $0 \leqslant \delta \leqslant 0{,}175$ рад.

Используя программу генератора случайных чисел, выберем из заданных пределов приведенных величин конкретные значения и используем их для определения диагноза. Для этого выбранные в качестве исходных данных значения введем в модель системы автоматического управления и определим погрешность движения руки манипулятора. Если она не превышает заданной величины, то диагноз положительный, если превышает — отрицательный. Разделим эти диагнозы на области положительных и отрицательных значений, для чего построим разделяющую плоскость по методике, предложенной в работе [2].

Обобщенный алгоритм нахождения разделяющей плоскости строится в такой последовательности. Определяется вектор состояния объекта $x = \{x_1, x_2, x_3, ..., x_n, x_{n+1}\}$. Находится разделяющая функция в виде скалярного произведения $f(x) = \sum_{i=1}^{v} \lambda_i x_i$, которая отделяет один диагноз от другого. Условия разделения диагнозов имеют вид: $f(x) = \lambda x > 0$ при $x \in D_1$; $f(x) = \lambda x < 0$ при $x \in D_2$, где $D_1$ и $D_2$ — области положительных и отрицательных диагнозов.

Разделяющая поверхность в виде плоскости в $(n+1)$-мерном пространстве является гиперплоскостью и выходит из начала координат. Функциональная зависимость гиперплоскости определяется выражением: $f(x) = \lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + ... + \lambda_n x_n + \lambda_{n+1} x_{n+1}$.

Для определения $\lambda$ применим процедуру последовательных приближений, для чего предъявим для диагноза образец $x_1$, результат которого известен, положителен и относится к области $D_1$. В первом приближении для вектора $\lambda$ принимается: $\lambda_1 = x_1$, если $x_1 \in D_1$. Если следующий образец также имеет положительный диагноз, то вектор $\lambda$ не изменяется.

При отрицательном диагнозе образца $x_2$, который относится к области $D_2$: $\lambda_2 = -x_2$, если $x_2 \in D_2$.

В общем виде вектор $\lambda$ определяется выражением:

$$\lambda_{n+1} = \lambda_n + r_{n+1} x_{n+1},$$

где $r_{n+1}$ — диагноз образца.

Число диагностируемых образцов неограничено, поэтому построение и уточнение разделяющей плоскости можно проводить, исходя из точности эксперимента. В данном случае проверке подвер-

гались 50 образцов винтовых механизмов. В итоге были получены уравнения разделяющей гиперплоскости для предельных углов наклона и подъема руки манипулятора:

$$\left.\begin{aligned} f(x)_{\min} &= 4{,}17\cdot 10^6 C - 1{,}65\gamma - 2{,}73\beta - \\ &\quad 3{,}65a - 3{,}26b - 1{,}44^{-6}\delta; \\ f(x)_{\max} &= 11{,}45\cdot 10^6 C - 1{,}8\gamma - 3{,}28\beta - \\ &\quad 5{,}12a - 5{,}95b - 1{,}55^{-8}\delta. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Для прогнозирования точности движения руки манипулятора на предельных углах наклона и подъема построены трендовые модели по методике, приведенной в работе [3]. В области положительных диагнозов трендовые модели имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \Theta_{\min} &= 0{,}34\cdot 10^{-3} - 0{,}54\cdot 10^{-4}\beta - \\ &\quad 0{,}63\cdot 10^{-11} C + 0{,}14\cdot 10^{-2}\delta; \\ \Theta_{\max} &= 0{,}18\cdot 10^{-3} - 0{,}13\cdot 10^{-4}\beta - \\ &\quad 0{,}95\cdot 10^{-4}a - 0{,}71\cdot 10^{-11} C + 0{,}14\cdot 10^{-2}\delta. \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

Таким образом, использование ролико-винтового механизма в качестве исполнительного звена оценивается в такой последовательности: определяем статические характеристики механизма и места его крепления на объекте, данные подставляем в уравнение (10) и определяем диагноз. При положительном диагнозе воспользуемся выражениями (11) и спрогнозируем точность движения нагрузки на предельных углах. Данная методика может оказаться полезной при проектировании ролико-винтовых механизмов с заранее заданными статическими характеристиками, обеспечивающими точность движения исполнительных органов машин и устройств различного назначения.

В результате проведенных исследований установлено:

1. При использовании в составе следящего привода винтового механизма с резьбовыми роликами точность движения изменяется, и зависит это от координат точек крепления механизма, его статических характеристик и угла поворота руки манипулятора.

2. Применение в промышленных манипуляторах и изделиях специального назначения привода линейного перемещения для поворота нагрузки в вертикальной плоскости можно оценить, используя уравнение разделяющей гиперплоскости. При этом устанавливается возможность использования привода с приведенной структурой для конкретного изделия.

3. При положительном диагнозе, используя трендовые модели, можно предсказать точность движения исполнительного органа, не прибегая к моделированию, и установить погрешность на всех углах поворота нагрузки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Новоселов Б. В., Бушенин Д. В.** Проектирование механических передач следящего привода. Владимир: ОС НТО, 1980. 172 с.
2. **Биргер И. А.** Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. 240 с.
3. **Корнелл П.** Анализ данных в Excel. Пер. с англ. М.: Эксмо, 2007. 224 с.


---


УДК 62-752.2.001.24



Ф. Х. ХАЛИУЛЛИН, канд. техн. наук (КГТУ им. А. Н. Туполева),
В. М. МАТРОСОВ (КФ КБ ОАО "Туполев"), e-mail: childintime@bk.ru


# Методика расчета гасителя крутильных колебаний коленчатого вала ДВС с маховиком с переменным моментом инерции


Предложена методика расчета демпфера с широким диапазоном эффективной работы за счет переменного момента инерции колебательного звена.



**Ключевые слова:** демпфер, крутильные колебания, маховик, гаситель, момент инерции.



A calculation technique of the oscillation absorber with wide range of effective operation at the expense of variable moment of inertia of oscillating element has been proposed.



**Keywords:** oscillation absorber, torsion oscillations, flywheel, damper, moment of inertia.


При эксплуатации двигателя внутреннего сгорания (ДВС) возникают крутильные колебания коленчатого вала, которые негативно влияют на рабочие характеристики двигателя, создают дополнительные напряжения, снижающие его долговечность и ресурс. Для гашения амплитуд крутильных колебаний на валах устанавливают демпферы. При этом большинство используемых демпферов спроектировано таким образом, что они эффективны только при определенной частоте вращения коленчатого вала или в узком диапазоне изменения этих частот. Поэтому был разработан демпфер [1], имеющий широкий диапазон эффективной работы благодаря переменному моменту инерции колебательного звена.

При расчете демпфера в качестве исходных данных использовали результаты расчетов коленчатого вала на крутильные колебания:

1) параметры эквивалентной крутильной схемы;

2) собственные частоты крутильных колебаний и соответствующие им резонансные режимы работы двигателя;

3) гармонический анализ вращающего момента двигателя на всех резонансных режимах работы;

4) амплитуды колебаний вращающихся масс и возникающие упругие моменты.

Кроме того, учитывали форму колебаний и место установки демпфера.

Кинематические параметры демпфера определяются по стандартной методике расчета коленчатых валов на крутильные колебания [1—3]. Конструкция демпфера обуславливает его геометрические параметры. Необходимо определить исходный момент инерции диска маховика и зависимость его изменения от частоты вращения коленчатого вала.

Была разработана методика расчета кинематических и конструктивных параметров гасителя крутильных коленчатых валов ДВС с использованием маховика с переменным моментом инерции [4].

### Определение амплитуд колебаний корпуса маховика с постоянным и переменным моментами инерции [5]

Для определения требуемого момента инерции маховика при резонансной частоте вращения допустим, что демпфер гасит 85—95 % энергии возмущающего момента [6]:

$$0{,}9W_{\text{в}} = W_{\text{д}}. \qquad (1)$$

Здесь $W_{\text{д}}$ — работа демпфера; $W_{\text{в}}$ — работа возмущающего момента:

$$W_{\text{в}} = \pi M_k A_1^* R_s, \qquad (2)$$

где $M_k$ — амплитуда $k$-й гармоники вращающего момента для резонансного режима работы; $A_1^*$ — абсолютная амплитуда первой вращающейся массы; $R_S = \sqrt{\left[\sum_{i=1}^{N} a_i^* \sin(k_{\text{м}}\Delta\theta_{1-i})\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^{N} a_i^* \cos(k_{\text{м}}\Delta\theta_{1-i})\right]^2}$ ($a_i^*$ — относительные амплитуды вращающих масс; $\Delta\theta_{1-i}$ — сдвиг по фазе между моторными массами).

Предположим, что момент сопротивления, действующий на корпус демпфера со стороны маховика, пропорционален разности скоростей относительного смещения. Тогда $Mr_{\text{д}} = \zeta_{\text{д}}(\dot{\theta}_{\text{к}} - \dot{\theta}_{\text{м}})$, где $\zeta_{\text{д}}$ — коэффициент демпфирования; $\dot{\theta}_{\text{к}}$ — скорость колебательного движения корпуса демпфера (место крепления на коленчатом валу); $\dot{\theta}_{\text{м}}$ — скорость колебательного движения маховика.

Если допустить, что на установившемся резонансном режиме корпус и маховик совершают колебания одинаковый частоты, но с фазовым сдвигом $\varphi_{\text{д}}$, то относительные амплитуды корпуса ($a_{\text{к}}$) и маховика ($a_{\text{м}}$) связаны зависимостью $a_{\text{м}} = a_{\text{к}}/\sqrt{1 + \left(\frac{J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}}{\zeta_{\text{д}}}\right)^2} = a_{\text{к}}/\sqrt{1 + \text{tg}^2\varphi_{\text{д}}} = a_{\text{к}}\cos\varphi_{\text{д}}$, где $\text{tg}\varphi_{\text{д}} = J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}/\zeta_{\text{д}}$.

При резонансном режиме со стороны маховика на корпус демпфера действует момент $M_{\text{м}} = J_{\text{м}}\ddot{\theta}_{\text{м}} = J_{\text{м}}\cos^2\varphi_{\text{д}}\ddot{\theta}_{\text{к}} + 0{,}5J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}\sin 2\varphi_{\text{д}}\dot{\theta}_{\text{к}}$, где $\omega_{\text{в}}$ — частота возмущающей силы.

Полученное уравнение показывает, что установка демпфера эквивалентна присоединению добавочной массы с моментом инерции $J_{\text{м}}\cos^2\varphi_{\text{д}}$, которая снижает частоту свободных колебаний, и моменту демпфирования, который снижает амплитуду колебаний:

$$M_{M_{\text{д}}} = 0{,}5J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}\sin 2\varphi_{\text{д}}\dot{\theta}_{\text{к}} = 0{,}5J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}^2 a_{\text{к}}\sin 2\varphi_{\text{д}}\cos(\omega_{\text{в}}t). \qquad (3)$$

Амплитуда момента демпфирования достигает своего максимума при $\sin 2\varphi_{\text{д}} = 1$, т. е. при $\varphi_{\text{д}} = 45°$ и $\text{tg}\varphi_{\text{д}} = 1$.

При $\varphi_{\text{д}} = 45°$ из уравнения (3) можно получить эквивалентное значение момента инерции маховика, присоединенного к колебательной системе коленчатого вала: $J_{\text{м}}^{\text{э}} = 0{,}5J_{\text{м}}$.

Момент инерции масс демпфера, присоединенного к системе, имеет вид: $J_{\text{д}} = J_{\text{к}} + 0{,}5J_{\text{м}}$.

Из условия максимальной эффективности демпфера, т. е. $\text{tg}\varphi_{\text{д}} = 1$, определим: коэффициент демпфирования $\zeta_{\text{д}} = J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}$ и амплитуду момента демпфирования $M_{\max M_{\text{в}}} = 0{,}5J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}^2 a_{\text{к}}$.

Работу момента сопротивления в демпфере за цикл колебаний определяет уравнение $W_{\text{д}} = 0{,}5\pi J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}A_{\text{к}}^{*2}\sin 2\varphi_{\text{д}}\frac{n!}{r!(n-r)!}$, где $A_{\text{к}}^*$ — абсолютная амплитуда корпуса демпфера в месте его крепления на коленчатом валу.

Учитывая уравнения (1) и (2), получим: $0{,}9\pi M_{\text{к}}A_1^* R_s = 0{,}5\pi J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}A_{\text{к}}^{*2}\sin 2\varphi_{\text{д}}$.

Тогда требуемый момент инерции маховика для различных частот вращения определим из уравнения

$$J_{\text{м}} = \frac{0{,}9\pi M_{\text{к}}A_1^* R_s}{0{,}5\pi\omega_{\text{в}}A_{\text{к}}^{*2}\sin 2\varphi_{\text{д}}} = \frac{9M_{\text{к}}R_s}{5\omega_{\text{в}}A_{\text{к}}^*\sin 2\varphi_{\text{д}}}.$$

При установке демпфера амплитуду колебаний первой моторной массы определяем с учетом рассеяния энергии колебаний в демпфере:

$$A_{1\text{д}}^* = \frac{\pi M_{\text{к}}R_s}{\frac{2}{\tau}k\pi\omega_{\text{ДВС}}\xi\sum_{i=1}^{N} a_i^2 + 0{,}5\pi J_{\text{м}}\omega_{\text{в}}a_{\text{к}}^2\sin 2\varphi_{\text{д}}},$$ где

$\tau = 4$ — коэффициент тактности; $k$ — порядок ре-

зонирующей гармоники; $\omega_{ДВС}$ — резонансная частота вращения коленчатого вала; $\xi$ — коэффициент демпфирования коленчатого вала.

Если рассматривать только главные и сильные гармоники, то имеем:

$$A^*_{1д} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{N} a_i M_к}{\frac{2}{\tau} k\omega_{ДВС}\xi \sum\limits_{i=1}^{N} a_i^2 + 0{,}5 J_м \omega_в a_к^2 \sin 2\varphi_д}.$$

Тогда отношение амплитуды без демпфера к амплитуде с ним определяется выражением $\frac{A^*_{1д}}{A^*_1} = \frac{1}{1+\rho\sin 2\varphi_д}$, где $\rho = \frac{0{,}5 J_м \omega_в a_к^2}{\frac{2}{\tau} k\omega_{ДВС}\xi \sum\limits_{i=1}^{N} a_i^2}$.

При оптимальных параметрах демпфера $A^*_{1д}/A^*_1 = 1/(1+\rho)$.

Мощность, затрачиваемая на привод демпфера, определяется выражением

$$N_д = \frac{0{,}5\pi J_м \omega_в a_к^2}{2\pi/\omega_в} = 0{,}25 J_м \omega_в^3 a_к^2.$$

В результате разработки предлагаемой методики расчета было установлено следующее:

1) момент сопротивления в демпфере зависит от нескольких факторов: размеров маховика, зазоров между корпусом и маховиком, вязкости жидкости, скорости сдвига, т. е. от амплитуды и частоты колебаний;

2) для более точных расчетов следует учитывать изменение показателей свойств жидкости от температуры и скорости сдвига;

3) при установке демпфера изменяются частоты и формы колебаний системы, поэтому определение его параметров является многопараметрической итерационной задачей оптимизации.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др. Под ред. В. Н. Луканина, М. Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2005. 400 с.
2. **Двигатели** внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. 384 с.
3. **Попык К. Г.** Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1970. 328 с.
4. **Пат. 2297562** Рос. Федерации. Демпфер.
5. **Халиуллин Ф. Х., Абдуллин А. Л.** Крутильные колебания коленчатых валов автотракторных ДВС: Учеб. пособие. Казань: КГТУ (КАИ), 2009. 82 с.
6. **Чистяков В. К.** Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 256 с.



УДК 621.01



Б. Н. ПОЛЯКОВ, д-р. техн. наук (США), e-mail: bpoliakov@nortmail.com


# Оптимизация кинематических параметров рычажных четырехзвенных механизмов


Представлены математическая постановка и результаты компьютерного решения задачи по оптимизации кинематических параметров четырехзвенного механизма, воспринимающего заданную траекторию движения исполнительного звена с заданной погрешностью.



**Ключевые слова:** четырехзвенный механизм, кинематические параметры, исполнительное звено, оптимизация, погрешность.



The mathematical statement and results of computer solution of the problem regarding optimization of kinematic parameters of four-bar mechanism, perceiving the prescribed motion trajectory of actuating link with prescribed accuracy, are presented.



**Keywords:** four-bar mechanism, kinematic parameters, actuating link, optimization, error.


Современные информационные технологии (ИТ) решают множество сложнейших технических задач автоматизированного проектирования (АП) механических и технологических систем, обеспечивая поэтапную параметрическую оптимизацию [1], стремясь к максимальным значениям экстремальных задаваемых критериев качества.

Многолетний опыт в построении систем АП позволил автору настоящей статьи выдвинуть предположение о том, что в первой половине XXI века будет создан искусственный интеллект для выбора, проектирования и оптимизации структур технологических систем, т. е. кинематических схем в широком диапазоне назначения, а не их параметров, как это делается в настоящее время. При этом за конструктором останется право окончательного решения. Сейчас ИТ — помощник и рабочий инструмент конструктора, но в ближайшем будущем они возьмут на себя часть его функций по оптимизации процесса проектирования, что обусловлено многообразием оптимизационных задач, решаемых при проектировании.

Рычажные механизмы, используемые уже много веков [2], активно применяются и в современной технике, например рычажный четырехзвенник (механизм Чебышева), реализующий различные кинематические задачи. Широко используются рычажные механизмы в металлургическом производстве, например, в таких устройствах, как толкатели, кантователи, подъемно-качающие столы, маятниковые пилы, ножницы и др.

Выравниванием длин рычагов шарнирных четырехзвенных механизмов и их исходных положений обеспечивают воспроизведение заданных траекторий и законов движения.

Еще в середине 60-х годов прошлого века в ОАО "Уралмашзавод" решали задачи по оптимизации механических систем, развитие которых в дальнейшем привело к созданию ряда систем АП для тяжелого машиностроения.

Рассмотрим постановку и решение одной из первых задач по оптимизации конструктивных параметров четырехзвенного рычажного механизма сталкивателя слитков с заданной траекторией движения его исполнительного звена (шатуна).

В большинстве случаев синтез механизмов с низшими парами позволяет только приближенно реализовать заданную траекторию. Аналитическое решение такой задачи представляет собой известную математическую задачу о приближении функций, при которой заданная функция приближенно заменяется другой, мало от нее отличающейся [3].

Обозначим заданную функцию, которую должен воспроизвести механизм, как $y = F(x)$, где $x$ и $y$ — координаты точек кривой, которая должна приближенно совпадать с траекторией какой-либо точки исполнительного звена. Воспроизводимую механизмом функцию обозначим через $y = F_м(x)$, вид которой зависит от геометрических параметров кинематической схемы — искомых величин. Последние должны быть выбраны таким образом, чтобы функция $y = F_м(x)$ на заданном отрезке изменения аргумента $x$ возможно мало (с заданной погрешностью) отличалась от функции $y = F(x)$.

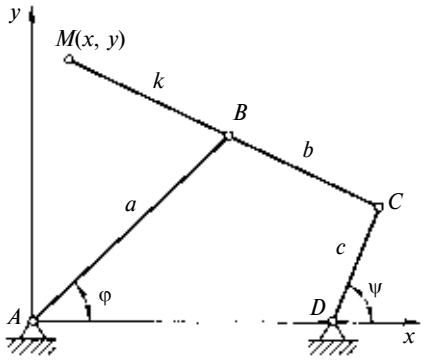



**Рис. 1. Кинематическая схема четырехзвенного механизма**

Кинематическая схема сталкивателя, являющегося классическим шарнирным четырехзвенником, показана на рис. 1. В качестве тестовой задачи представим решение, приближая траекторию точки $M$ звена $MC$ (шатун) к прямой линии $y = 1{,}145$ на заданном интервале изменения $x[x_1, x_2]$. Все выкладки представлены в относительных единицах, стойка четырехзвенника принята за единицу: $AD = 1$. Искомыми параметрами (см. рис. 1) являются $a$, $b$, $c$ и $k$.

Составим уравнение траектории точки $M$. Выразим координаты точки $B$ через линейные и угловые параметры четырехзвенника, выполнив ряд математических преобразований:

$$F(x) = T_2^2 - \frac{1 - R^2}{1 - \omega^2} T_3^2. \qquad (1)$$

Здесь $T_2 = T_1 - \dfrac{R\omega\Gamma_1 + R\Gamma_2}{\sqrt{1 + \omega^2}}$, где $R = \sqrt{(1 - x)^2 + y^2}$; $\omega = (1 - x)/y$; $T_3 = T_1 + \omega\Gamma_2$; $T_1 = x^2 + y^2 - a^2 + \dfrac{2kx(1 - x)}{b} - \dfrac{2y^2k}{b} + \dfrac{k^2(1 - x)^2}{b^2} + + \dfrac{k^2c^2}{b^2} + \dfrac{k^2y^2}{b^2}$;

$$\Gamma_1 = \frac{2kxc}{b} + \frac{2k^2c(1 - x)}{b^2};$$

$$\Gamma_2 = \frac{2kcy}{b} - \frac{2k^2cy}{b^2}.$$

Начальные координаты точки $M$ — $x_0$ и $y_0$. Приближаем шатунную кривую к прямой линии $y = 1{,}145$ на отрезке $[x_0, x_0 + 0{,}28]$.

Простейший способ приближения функций — интерполирование, т. е. совпадение значений функций $y = F(x)$ и $y = F_м(x)$ в $n$ точках рассматриваемого интервала изменения аргумента $x$, где $n$ — число неизвестных параметров (или узлов интерполяции).

Аналитическое решение задачи о нахождении неизвестных параметров приближающей функции $y = F_м(x)$ в данном случае сводится к решению $n$ уравнений, которые получают, приравнивая к нулю разность $\Delta = F(x) - F_м(x)$ в $n$ точках, т. е. $\Delta(x_i) = F(x_i) - F_м(x_i) = 0$. Как правило, отрезок приближения разбивают на узлы интерполяции по формуле П. Л. Чебышева [3], в нашем случае получаем:

$$x_i = x_0 + \frac{a_0 + a_m}{2} + \frac{a_0 - a_m}{2}\cos\left(\frac{2i - 1}{2n}\pi\right),$$

где $i = 1, ..., 4$; $a_0 = 0$; $a_m = 0{,}28$.

Принимаем, что шатунная кривая пересекается с прямой $y = 1{,}145$ в четырех точках. С учетом этого определяем параметры $a$, $b$, $c$ и $k$.

Имеем $\left[T_2^2 - \dfrac{1 - R^2}{1 + \omega^2} T_3^2\right]x_i - (y - 1{,}145) = 0$, где $i = 1, ..., 4$ и $y = 1{,}145$.

Для решения данной системы нелинейных уравнений используем метод скорейшего спуска [4]. Составим функцию: $\Phi(a, b, c, k) = + \sum_{i=1}^{n} F(x_i)^2$, найдем аналитические выражения для частных про-

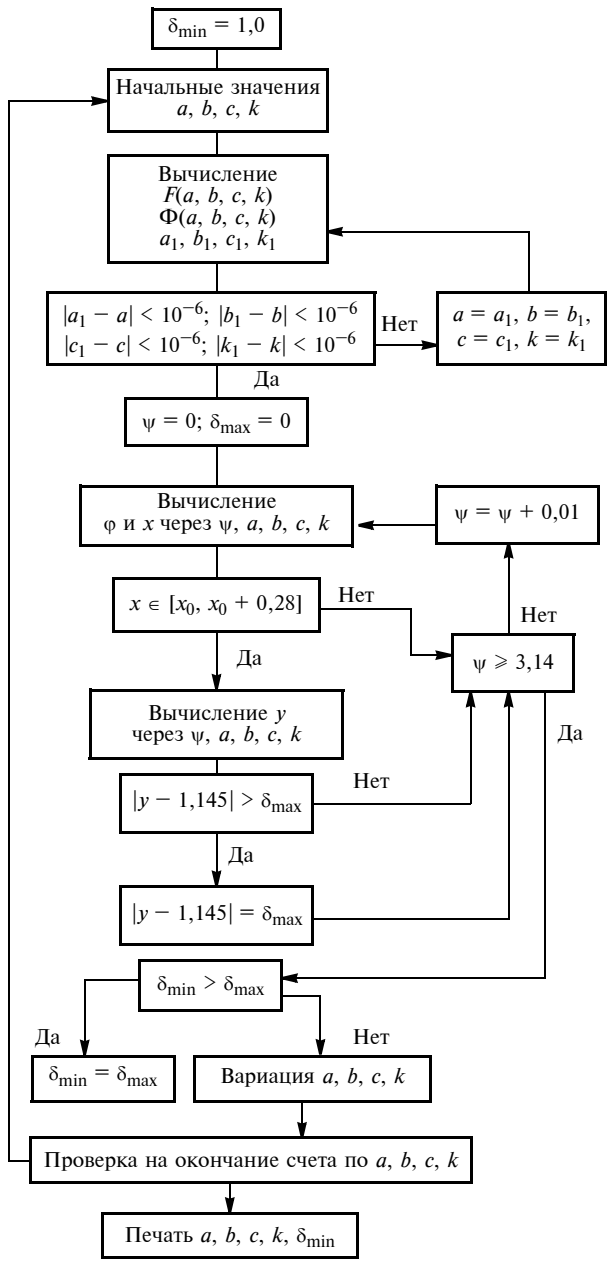



**Рис. 2. Алгоритм оптимизации кинематических параметров четырехзвенных механизмов**

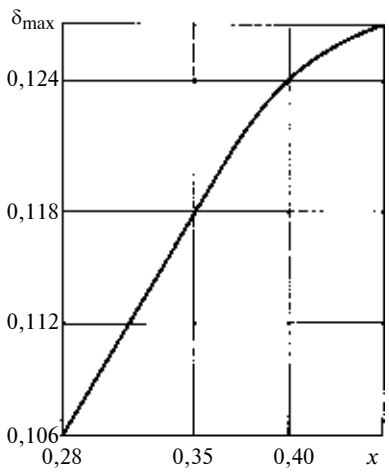



**Рис. 3. Зависимость изменения показателя $\delta_{max}$ от $x$**

изводных: $\dfrac{\partial\Phi}{\partial a} = 2\sum\limits_{i=1}^{n} F(x_i)\dfrac{\partial F}{\partial a}(x_i)$, ..., $\dfrac{\partial\Phi}{\partial k} = 2\sum\limits_{i=1}^{n} F(x_i)\dfrac{\partial F}{\partial k}(x_i)$ и для $\dfrac{\partial F}{\partial a}$, ..., $\dfrac{\partial F}{\partial k}$. Решение системы нелинейных уравнений получим из выражений:

$$\begin{cases} a_1 = a - \dfrac{\dfrac{\partial\Phi}{\partial a}\Phi}{\left(\dfrac{\partial\Phi}{\partial a}\right)^2 + \ldots + \left(\dfrac{\partial\Phi}{\partial k}\right)^2}; \\ \vdots \\ k_1 = k - \dfrac{\dfrac{\partial\Phi}{\partial a}\Phi}{\left(\dfrac{\partial\Phi}{\partial a}\right)^2 + \ldots + \left(\dfrac{\partial\Phi}{\partial k}\right)^2}. \end{cases} \quad (2)$$

Подставляя в систему (2) выражения для частных производных, находим параметры $a_1$, $b_1$, $c_1$ и $k_1$. Если $|a_1 - a| < 10^{-6}$, ..., $|k_1 - k| < 10^{-6}$, то расчет прекращаем, в противном случае принимаем: $a = a_1$; $b = b_1$; $c = c_1$, $k = k_1$ и снова продолжаем расчет по формулам (2).

Максимальное отклонение траектории точки $M$ от прямой $y = 1{,}145$ рассчитываем по аналитическим зависимостям как функции параметров четырехзвенника на основе численного итеративного метода.

Решение системы нелинейных уравнений зависит от начальных значений параметров $a$, $b$, $c$ и $k$. Поэтому, варьируя их значениями в допустимых пределах, получаем различные максимальные отклонения ($\delta_{max}$) от заданной прямой, выбираем минимальное из них, т. е. $\delta_{min}$. Соответствующие кинематические параметры и будут искомыми величинами. Алгоритм оптимизации кинематических параметров четырехзвенных механизмов показан на рис. 2.

Величина отклонения существенно зависит от длины отрезка, на котором изменяется аргумент $x$: чем больше отрезок, тем больше отклонение. Однако прослеживается тенденция к насыщению прироста отклонения с увеличением перемещения исполнительного звена механизма (рис. 3).

Данный алгоритм был апробирован на ЭВМ, получены следующие результаты в относительных единицах: $a = 0{,}816$; $b = 2{,}226$; $c = 0{,}299$; $k = 0{,}792$ при $x_1 = -1{,}0$, $x_2 = -0{,}72$ и минимальном отклонении от прямой $y = 1{,}145$, равном 0,097.

Предлагаемый алгоритм пригоден и для оптимизации шарнирных четырехзвенников при воспроизводстве траекторий в виде плоских кривых линий, в частности, для дуги окружности радиусом 1,145 получены следующие результаты: $a = 645$; $b = 2{,}141$; $c = 312$; $k = 0{,}742$.

Представленный алгоритм для оптимизации кинематических параметров плоских рычажных четырехзвенных механизмов может использоваться в системах автоматизированного проектирования.

УДК 621.81:539.371

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

# Контактные деформации соединения вал—втулка под действием радиальной силы и опрокидывающего момента

Для соединений вал—втулка с зазором и натягом в предположении абсолютной жесткости сопрягаемых деталей и податливости контактного слоя получены зависимости сближения от радиальной силы и угла поворота от опрокидывающего момента. Сопоставлены результаты расчета и эксперимента для соединения с зазором, нагруженного радиальной силой.

**Ключевые слова:** контактная деформация, сближение, угол поворота, соединение вал—втулка, зазор, измеренный натяг, радиальная сила, опрокидывающий момент.

In the paper the "shaft—bush" type joints with clearance and tightness under the assumption of absolute rigidity of mating parts and amenability of contact layer are considered. At that the dependences of the approachment from radial force and rotation angle upon the tilting moment have been obtained. Comparison of calculation and experimental results for the joint with clearance, loaded by the radial force, has been made.

**Keywords:** contact deformation, approach, rotation angle, shaft—bush type joint, clearance, measured tightness, radial force, tilting moment.

В статье рассмотрено соединение вала диаметром $d$ и втулки длиной $l$, которое выполнено или с нулевым зазором, или с измеренным натягом $N$ (рис. 1, *а*, *б*), или с диаметральным зазором $\Delta$ (рис. 2, 3). Соединение нагружено радиальной силой $F$ (см. рис. 1, *а*, 2, *б*) или опрокидывающим моментом $M$ (см. рис. 1, *б*, 3).

Предполагается, что сопрягаемые детали — абсолютно жесткие, а контактный слой — податливый. Податливость контактного слоя характеризует зависимость [1] $\delta/Ra = c_0\varepsilon(p/E)^{0,5}$ сближения $\delta$, учитывающего деформацию микронеровностей, волн и макронеровностей, от известных на стадии проектирования параметров: $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средней арифметической высоты микронеровностей контактирующих поверхностей; $c_0$ — безразмерного параметра, который при повторном нагружении в большинстве случаев приблизительно равен 500 [1]; $\varepsilon$ — коэффициента влияния масштаба, который при $l < 50$ мм оценивается величиной $l/50$ [1]; $p$ — номинального давления в контакте; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенного модуля упругости контактирующих материалов.

После подстановки $c = Rac_0/E^{0,5}$, зависимость принимает вид

$$\delta = c\varepsilon p^{0,5}, \qquad (1)$$

удобный для использования при решении задач контактной жесткости.

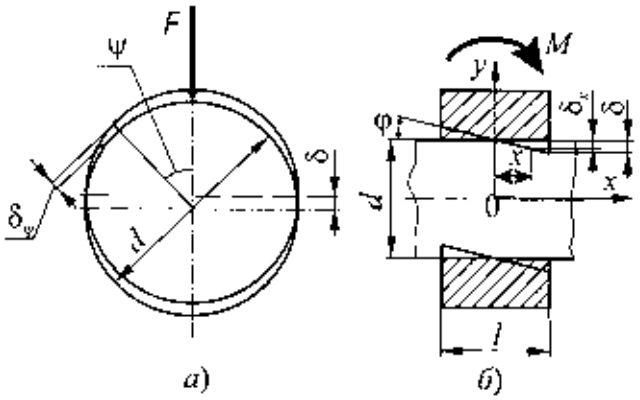



**Рис. 1. Соединения без зазора ($N = 0$ или $N/2 > \delta$), нагруженные радиальной силой (*а*) и опрокидывающим моментом (*б*)**

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 32)*

Искомые линейные и угловые параметры механизма и требуемая точность траектории являются оптимальными только для одного расчетного перемещения. На практике механизм, как правило, выполняет различные перемещения в широком диапазоне, для которых выбранные параметры уже не будут оптимальными. Поэтому, если требуется точное исполнение траектории для всех перемещений, следует применять микропроцессорное программное управление для коррекции исходных положений рычагов и режимов работы электропривода механизма.

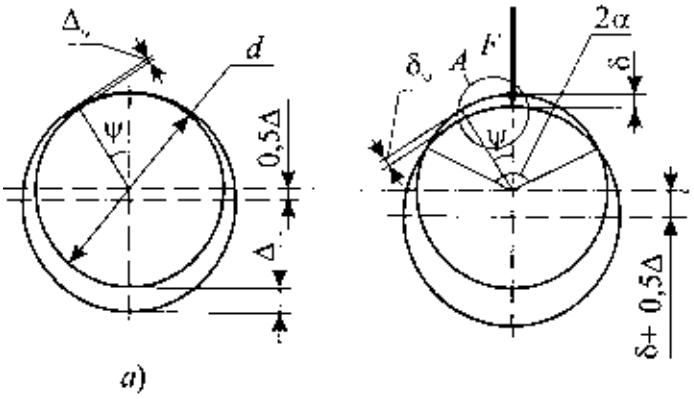
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Поляков Б. Н.** Повышение качества технологий и долговечности оборудования прокатных станов. Ч. 1. Екатеринбург: Изд-во Свердл. инж.-пед. ин-та, 1993. 208 с.

2. **Артоболевский И. И.** Механизмы в современной технике. Рычажные механизмы. Т. 1. М.: Наука, 1970. 608 с.

3. **Гончаров В. Л.** Теория интерполирования и приближения функций. М.: Гостехиздат, 1954. 328 с.

4. **Демидович Б. П., Марон И. А.** Основы вычислительной математики. М.: Наука, 1966. 664 с.



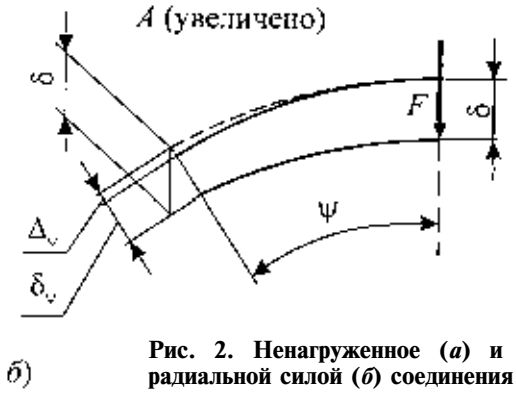




**Рис. 2. Ненагруженное (*а*) и нагруженное радиальной силой (*б*) соединения с зазором**

Целью данного исследования является получение зависимостей сближения δ от радиальной силы $F$ и угла φ поворота от опрокидывающего момента для разных вариантов сопряжения вал—втулка.

***1. Измеренный натяг N в соединении равен нулю.***

*При нагружении радиальной силой F* (см. рис. 1, *а*) условие равновесия втулки имеет вид:

$$F = 0{,}5dl \int_{-0{,}5\pi}^{+0{,}5\pi} p_\psi \cos\psi \, d\psi =$$

$$= dl \int_0^{0{,}5\pi} \left(\frac{\delta\cos\psi}{c\varepsilon}\right)^2 \cos\psi \, d\psi = 0{,}67\frac{dl\delta^2}{(c\varepsilon)^2}, \qquad (2)$$

где $p_\psi$ — контактное давление в радиальном сечении соединения, расположенном под углом ψ относительно вертикальной оси; δ — контактное сближение.

Из формулы (2) имеем:

$$\delta = 1{,}22c\varepsilon[F/(dl)]^{0,5}. \qquad (3)$$

*При нагружении опрокидывающим моментом M* (см. рис. 1, *б*) сближение в сечении, удаленном на расстояние $x$ от начала координат, $\delta_x = x\varphi$. Поэтому условие равновесия втулки с учетом выражения (3) запишется в виде:

$$M = 2\int_0^{0{,}5l} dF_x x = 2\cdot 0{,}67\int_0^{0{,}5l} \frac{dx\delta_x^2}{(c\varepsilon)^2}x =$$

$$= \frac{(2\cdot 0{,}67)d\varphi^2}{(c\varepsilon)^2}\int_0^{0{,}5l} x^3 dx = 0{,}021\frac{d\varphi^2 l^4}{(c\varepsilon)^2},$$

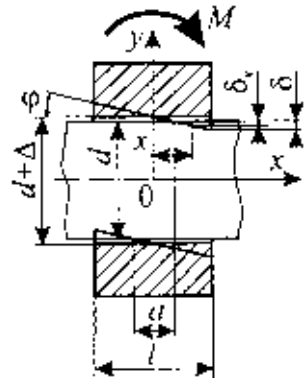



**Рис. 3. Соединение с зазором, нагруженное опрокидывающим моментом**

где $dF_x$ — элементарная сила, нагружающая кольцевую поверхность по внутреннему диаметру втулки длиной $dx$. Отсюда

$$\varphi = 6{,}93c\varepsilon/l^2\sqrt{M/d}. \qquad (4)$$

***2. Соединение с натягом.***

Рассматривается случай, когда половина измеренного натяга $N$ превышает контактное сближение δ, что обеспечивает нераскрытие стыка, т. е. отсутствие зазора между контактирующими поверхностями.

*При нагружении радиальной силой F* (см. рис. 1, *а*) условие равновесия втулки имеет вид:

$$F = 0{,}5dl\int_0^{2\pi} p_\psi \cos\psi \, d\psi = dl\int_0^{\pi}\left(\frac{\delta_\psi}{c\varepsilon}\right)^2\cos\psi \, d\psi,$$

где $\delta_\psi = 0{,}5N + \delta\cos\psi$ — сближение в радиальном сечении контактного слоя, расположенном под углом ψ относительно вертикальной оси, которое связано с контактным давлением $p_\psi$ в этом сечении зависимостью (1).

Подставляя значения аргументов, получаем:

$$F = \frac{dl}{(c\varepsilon)^2}\int_0^{\pi}(0{,}25N^2\cos\psi +$$

$$+ N\delta\cos^2\psi + \delta^2\cos^3\psi)d\psi = \frac{\pi dl\delta N}{2(c\varepsilon)^2}. \qquad (5)$$

Из формулы (5) определяем

$$\delta = (c\varepsilon)^2 2F/(\pi dlN). \qquad (6)$$

*При нагружении опрокидывающим моментом M* (см. рис. 1, *б*): так как согласно формуле (1) контактное сближение на удалении $x$ от начала координат $p_x = [(0{,}5N + \delta_x)/(c\varepsilon)]^2$, то с учетом формулы (6) условие равновесия втулки принимает вид

$$M = 2\int_0^{0{,}5l} dF_x x = 2\int_0^{0{,}5l}\frac{\pi dx^2\varphi N}{(c\varepsilon)^2}dx.$$

Решая последнее уравнение, находим: $M = \pi dl^3\varphi N/[12(c\varepsilon)^2]$.

Отсюда угол поворота в соединении

$$\varphi = \frac{(c\varepsilon)^2}{N}\frac{12M}{\pi dl^3}. \qquad (7)$$

При этом условие нераскрытия стыка $\varphi \leqslant N/l$ получает вид:

$$M \leqslant \pi d l^2 N^2 [12(c\varepsilon)^2]. \quad (8)$$

***3. Соединение с зазором.***

*Соединение нагружено радиальной силой.* Если радиальная сила $F = 0$ (см. рис. 2, *а*), то втулка имеет контакт с валом по линии. Если же $F > 0$, то вал и втулка контактируют по цилиндрической поверхности с углом $2\alpha$ (см. рис. 2, *б*). Условие равновесия втулки:

$$F = 0{,}5dl \int_{-\alpha}^{+\alpha} p_\psi \cos\psi \, d\psi = dl \int_0^{\alpha} \left(\frac{\delta_\psi}{c\varepsilon}\right)^2 \cos\psi \, d\psi, \quad (9)$$

где $\delta_\varphi$ — сближение в радиальном сечении контактного слоя, расположенном под углом $\psi$ к вертикальной оси.

Контактное сближение $\delta_\psi$ с контактным сближением $\delta$, соответствующим $\psi = 0$ (см. рис. 2, *б*, выносной элемент *А*: штриховая линия — поверхность отверстия во втулке до приложения силы *F*), связано выражением

$$\delta_\psi = \delta \cos\psi - \Delta_\varphi, \quad (10)$$

где $\Delta_\varphi = (\delta + 0{,}5\Delta)\cos\psi - 0{,}5\Delta$ — зазор между валом и втулкой, измеренный в сечении, расположенном под углом $\psi$ к вертикальной оси, при $F = 0$. Отсюда получим угол $\alpha$, равный углу $\psi$ при $\delta_\psi = 0$:

$$\alpha = \arccos[\Delta/(2\delta + \Delta)]. \quad (11)$$

После подстановки выражения (10) в формулу (11) имеем:

$$\frac{F(c\varepsilon)^2}{dl} = \int_0^{\alpha} [(\delta + 0{,}5\Delta)\cos\psi - 0{,}5\Delta]^2 \cos\psi \, d\psi =$$

$$= (\delta + 0{,}5\Delta)^2 \left(\sin\alpha - \frac{1}{3}\sin^3\alpha\right) -$$

$$- 0{,}5\Delta(\delta + 0{,}5\Delta)(\sin\alpha\cos\alpha + \alpha) + 0{,}25\Delta^2 \sin\alpha. \quad (12)$$

Система уравнений (11), (12) позволяет определить дугу контакта, соответствующую углу $2\alpha$, и вычислить контактное сближение $\delta$.

*Соединение нагружено опрокидывающим моментом* (см. рис. 3). Из геометрических построений следует, что

$$\varphi = \Delta/a, \quad (13)$$

где *a* — расстояние по длине соединения между нижней и верхней поверхностями контакта.

Тогда контактное сближение на расстоянии *x* от оси поворота

$$\delta_x = x\varphi - 0{,}5\Delta. \quad (14)$$

Так как на расстоянии *x* от оси поворота в радиальном сечении, расположенном под углом $\psi$ к вертикальной оси, давление $p_{\psi x} = [\delta_{\psi x}/(c\varepsilon)^2$, где $\delta_{\psi x}$ — соответствующее сближение, то с учетом выражения (9) условие равновесия охватывающей детали имеет вид:

$$M = 2 \int_{0{,}5a}^{0{,}5l} dF_x x = 2d \int_{0{,}5a}^{0{,}5l} \int_0^{\alpha_x} \left(\frac{\delta_{\psi x}}{c\varepsilon}\right)^2 x \cos\psi \, d\psi \, dx, \quad (15)$$

где $2\alpha_x$ — угол дуги контакта, соответствующий расстоянию *x*:

$$\alpha_x = \arccos[\Delta/(2\delta_x + \Delta)]. \quad (16)$$

Тогда, преобразовав формулу (15), получим:

$$\frac{M(c\varepsilon)^2}{2d} = \int_{0{,}5a}^{0{,}5l} \int_0^{\alpha_x} [(\delta_x + 0{,}5\Delta)\cos\psi - 0{,}5\Delta]^2 \times$$

$$\times x \cos\psi \, d\psi \, dx. \quad (17)$$

Система уравнений (13), (14), (16), (17) позволяет определить для соединения вал—втулка с зазором размер *a* и угол $\varphi$ поворота соединения при заданном опрокидывающем моменте.

В работе [2] представлены результаты экспериментального исследования контактной жесткости соединений вал—втулка с зазором при радиальной силе от 0 до 14 кН с параметрами: $d = 30$ мм, $l = 30$ мм, $\Delta = 0{,}02 \div 0{,}15$ мм. Сопоставим (рис. 4) результаты испытаний, опубликованные в работе [2] (сплошные линии), с результатами решения системы уравнений (11), (12) (штриховые линии). На рис. 4, *а* приведены зависимости сближения $\delta$ от радиальной силы *F* при разных зазорах $\Delta$ в соединении для вала из стали 45, закаленной до твердости $40 \div 45$ *HRC*, со шлифованной ($Ra_1 = 0{,}8$ мкм) поверхностью контакта и втулки из бронзы Бр. ОЦС 5-5-5 с точеной ($Ra_2 = 1{,}6 \div 3{,}2$ мкм) поверхностью контакта. На рис. 4, *б* представлена зависимость сближения от средней арифметической

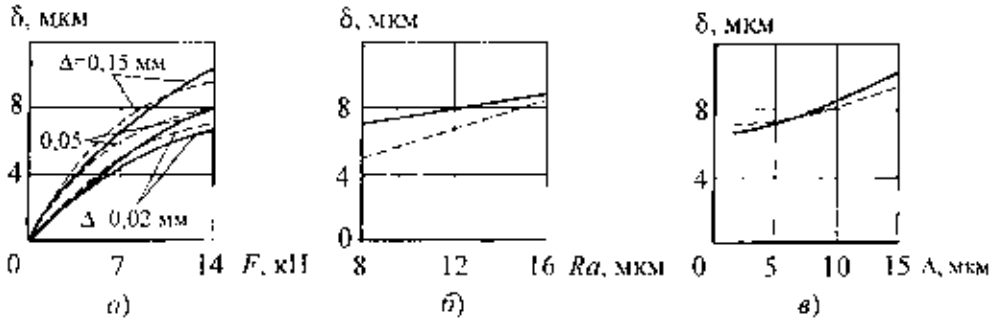



**Рис. 4. Сопоставление зависимостей, полученных по результатам испытаний [2] (сплошные линии) и расчетом (штриховые линии), сближения от радиальной силы (*а*), от средней арифметической высоты микронеровностей (*б*) и от зазора в соединении (*в*)**

*Цикл статей*
*"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"*
*(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)*

УДК 621.039.546-752.004.624

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, В. Н. ПУЧКОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
В. В. МАКАРОВ, канд. техн. наук (ОКБ "ГИДРОПРЕСС"),
А. В. БЕЗНОСОВ, д-р техн. наук, М. А. Антоненков (НГТУ, г. Нижний Новгород), e-mail: pushkov.v.n@bk.ru

# Виброизнос материалов пары "труба—дистанционирующая решетка" парогенератора со свинцовым теплоносителем

Представлены результаты экспериментальных исследований виброизноса теплообменных труб в узлах сопряжения с дистанционирующими решетками, выполненных для обоснования вибропрочности парогенератора реактора на быстрых нейтронах со свинцовым теплоносителем. Разработана методика исследований, проведены ресурсные испытания образцов труб и дистанционирующих решеток на виброизнос, выполнены металлографические и профилометрические исследования. Описан механизм изнашивания и дана предварительная оценка ресурса труб парогенератора.

**Ключевые слова:** парогенератор, свинцовый теплоноситель, износ, труба, дистанционирующая решетка.

Results of experimental study of heat-exchange tubes vibrowearing in the junctions with spacer grids, having been made for vindication of the shock resistance of hot-water generator of the fast reactor with lead heat carrier, are presented. Research technique was elaborated, resource test of the tube's samples and the spacer grids on the vibrowearing were made, metallographic and profilometric researches were carried out. Wearing mechanism has been described, and preliminary estimate of the hot-water generator tubes lifetime has been given.

**Keywords:** hot-water generator, lead heat carrier, wearing, tube, spacer grids.

Одним из перспективных теплоносителей реакторов на быстрых нейтронах является свинец, имеющий ряд преимуществ, однако требующий тщательных проработок на стадии НИОКР [1]. В России накоплен значительный опыт эксплуатации близкой по характеристикам к свинцу эвтектики "свинец—висмут" в реакторных установках серийных атомных подводных лодок (АПЛ). Настоящая работа выполнена в рамках научно-исследовательских проектов 705 и 705 К. На первой АПЛ с парогенератором МП-7

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 35)*

высоты микронеровностей для вала и втулки из стали 45 ($E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа), улучшенной до твердости 28÷30 *HRC*, при $\Delta = 0{,}15$ мм и $F = 7$ кН. На рис. 4, *в* показаны зависимости сближения от зазора при тех же параметрах соединения, что и на рис. 4, *а*, для $F = 14$ кН.

При расчете по формулам (11), (12) полагали, что $c_0 = 500$, $\varepsilon = l/50 = 0{,}6$. Погрешность расчета не превысила 30 %, что можно считать удовлетворительной сходимостью экспериментальных и расчетных значений. Изменение угла $2\alpha$ дуги контакта получили в пределах 0,35÷0,91 рад.

Подобную задачу для соединения вал—втулка с зазором, нагруженного радиальной силой, решали Н. Б. Демкин и В. В. Измайлов [3]. Предполагалось, что имеют место пластическая деформация выступов и их упрочнение. Расчетные формулы получились более сложными, чем представленные в данной статье.

Полученное нами решение распространяется не только на соединение вал—втулка с зазором, но и на соединение вал—втулка с натягом и при нагружении не только радиальной силой, но и опрокидывающим моментом. Поэтому в соединениях с натягом, заклепочных, штифтовых, резьбовых с болтами, поставленными без зазора и других предлагаем вычислять сближение и угол поворота по представленным в данной работе формулам (2)÷(17). Если же рассматривается соединение вал—втулка с зазором, нагруженное радиальной силой, то сближение можно также находить по формулам работы [3].

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов А. С., Измайлов В. В.** Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.

2. **Рыжов Э. В., Дуденков В. Г., Ходакова Л. Я.** Исследование контактной жесткости соединения вал—втулка // Технология машиностроения. Брянск: Приокское книжное изд-во. Брянское отделение, 1973. С. 46—50.

3. **Демкин Н. Б., Измайлов В. В.** К расчету жесткости цилиндрических соединений с зазором // Надежность и долговечность деталей машин: Сб. науч. тр. Калинин: КПИ, 1974. С. 36—42.

произошла потенциально опасная авария (межконтурная неплотность парогенератора) вследствие вибрационного изнашивания трубок парогенератора [2].

В настоящей статье представлено выполненное в рамках научно-исследовательских работ обоснование прочности парогенератора реактора БРЕСТ-ОД-300. Цель работы — исследование процесса вибрационного изнашивания образцов материалов сопряжения "труба—дистанцинирующая решетка" (далее "труба—ДР") в среде свинцового теплоносителя, которое может иметь опасные последствия в установках с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями [3].

Задачами исследований являлись: анализ условий работы триботехнической пары "труба—ДР" парогенератора в свинце и определение механизма и интенсивности вибрационного изнашивания образцов.

В процессе работы были проведены ресурсные испытания образцов материалов парогенератора на виброизнос, а также металлографические и профилометрические исследования. Всего на двух экспериментальных установках были проведены четыре эксперимента, в которых были испытаны 16 пар образцов материалов по схеме "палец—втулка" (рис. 1). В каждой установке испытывали две дублирующие пары образцов при одинаковых параметрах: частота вынужденных колебаний, равная 34 и 66 Гц, находилась в диапазоне расчетных частот вынужденных колебаний витых участков труб в поперечном потоке теплоносителя; поддерживалась температура, равная 440 и 540 °С, что соответствует температурам теплоносителя на входе и выходе из парогенератора. Величины амплитуд виброперемещений 0,25 и 0,5 мм и нормальной силы 3,3, 4,5 и 7 Н были выбраны, исходя из проектных зазоров и несоосностей отверстий ДР и труб. Испытания прекращались после времени работы, достаточного для определения интенсивности изнашивания.

После испытаний все образцы труб были подвергнуты профилометрическим исследованиям и фотографированию. Четыре образца труб (по одному из каждых четырех экспериментов) были разрезаны по площадке износа, измерена их твердость и исследованы изменения микроструктуры приповерхностных слоев металла. Проведен визуальный осмотр контробразцов.

В эксперименте 1 испытывали образцы в виде отрезков штатной трубы и призматические контробразцы (3 × 4 × 26 мм), вырезанные из такой же трубы вдоль образующей. Геометрия контакта пары трения "цилиндр—плоскость": торец контробразца площадью ≈ 3 × 4 мм$^2$ опирался на образующую образца-трубы.

В экспериментах 2, 3 и 4 была реализована геометрия контакта "плоскость—плоскость", что обеспечивало постоянное контактное давление в процессе изнашивания. Плоскость на поверхности трубы-образца была получена фрезерованием и шлифованием площадки шириной ≈ 7 мм. В этих

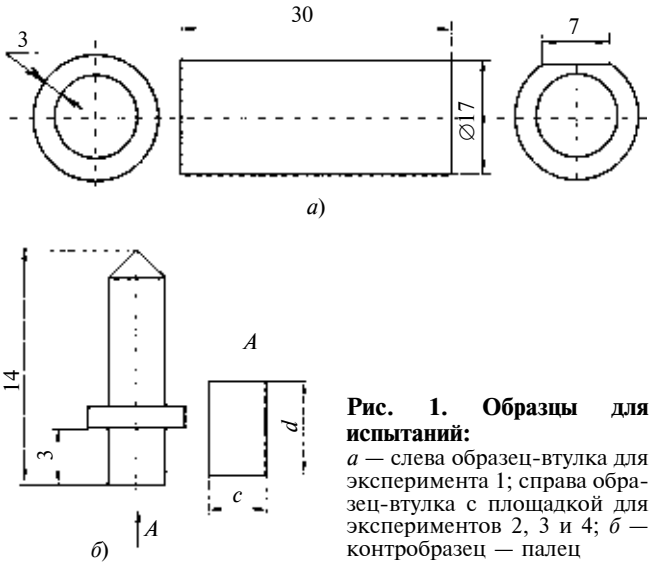



**Рис. 1. Образцы для испытаний:**
*а* — слева образец-втулка для эксперимента 1; справа образец-втулка с площадкой для экспериментов 2, 3 и 4; *б* — контробразец — палец

экспериментах образцы труб заменяли на новые, а контробразцы использовали одни и те же. В эксперименте 4 использовали новые контробразцы. Эксперименты проводили на стенде, который содержал две установки для испытаний на виброизнос и технологическое оборудование, обеспечивающее качество теплоносителя — свинца.

Экспериментальная установка (рис. 2) состоит из корпуса *1*, в котором на стержне-траверсе размещены два образца теплообменной трубки ⌀ 17 мм с толщиной стенки 3 мм, изготовленной из ферритно-мартенситной стали 10Х9НСМФБ. К наружным поверхностям трубок прижимаются с заданными усилиями два пальца *6*, вырезанные из этих же трубок. Каждый палец подвешен на двух консольных плоских пружинах *12*. Усилия прижатия пальцев обеспечивают гири *13* с заданной массой. По две пары образцов "трубка—палец" монтировали в каждой из двух установок. Полость корпуса заполняли свинцовым теплоносителем *22*, который полностью закрывает зону трения пары. Дренаж теплоносителя после испытаний осуществляли через штуцер в днище корпуса. Уровень теплоносителя в корпусе контролировали датчиком *17*. Через штуцер на боковой стенке установки подавали инертный газ. В крышке корпуса предусмотрен воздушный клапан *21* для сброса давления.

Середине траверсы, на которой закреплены образцы, с помощью вибратора *8* через сильфоны *9* и толкатель *4* сообщаются виброперемещения с фиксированными параметрами.

Корпус установки имеет электрообогрев *15* и теплоизоляцию *16*. В крышке корпуса для контроля суммарной глубины виброизноса пары трения установлены два индуктивных датчика *19* перемещения. Температура теплоносителя измеряется термоэлектрическим преобразователем *10*. Содержание кислорода в теплоносителе контролируется датчиком *11* термодинамической активности кислорода, установ-

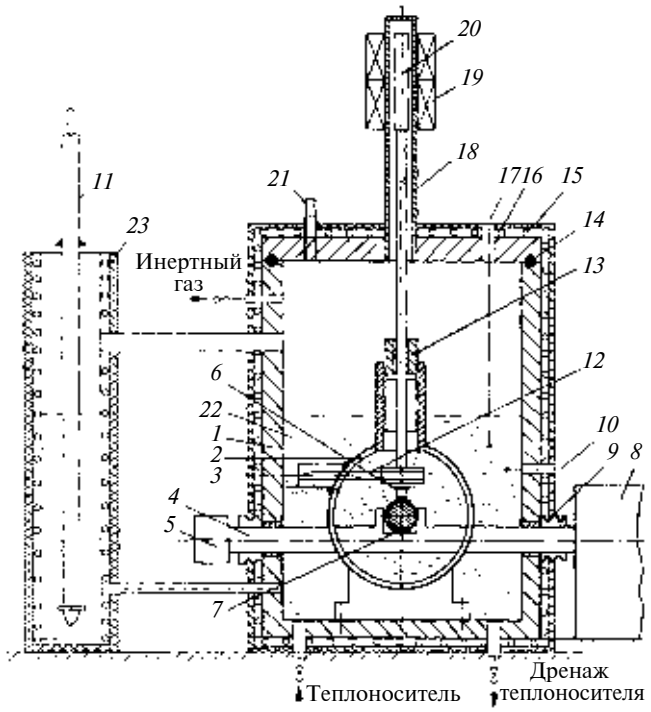



**Рис. 2. Схема установки для испытаний труб и ДР парогенератора на изнашивание:**
*2* — вытеснитель; *3* — держатель пальца (испытуемого образца); *5* — пьезоакселерометр; *18* — разделительная трубка; *20* — якорь индуктивного датчика; остальные позиции в тексте

ленным в отдельном стакане *23*, который соединен с корпусом двумя трубками (сообщающиеся сосуды). Согласно показаниям датчика *11* содержание кислорода в свинце было близким к насыщению, но, вероятно, в локальном объеме свинца в месте истирания теплоноситель был глубоко раскислен, что интенсифицировало процессы изнашивания.

Профилометрические исследования образцов проводили на профилографе-профилометре "Калибр ВЭИ 252". Направление движения иглы — вдоль образующей образца-трубы и поперек направления относительных виброперемещений образцов. Каждую площадку износа профилометрировали по двум параллельным направлениям.

Микротвердость металла образцов измеряли на приборе LEITZ MINILOAD при нагрузке 50 г.

Методики измерений основаны на принципе сравнения с образцовой мерой. В качестве образцовых мер амплитуды и частоты виброперемещений, силы, перемещений, температуры использовали внесенные в Госреестр и поверенные в плановом порядке виброкалибратор, электронные весы, набор концевых мер, потенциометр.

**Порядок испытаний.** Собранные и уплотненные установки заполняли инертным газом. Включали систему измерений, устанавливали на вибраторе требуемую амплитуду виброперемещений, включали электрообогрев устройств, заполняли их свинцом до замыкания контактов датчика уровня. Устанавливали требуемую температуру, включали измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) и вибраторы. В процессе непрерывных испытаний поддерживали заданные параметры. После испытаний вибратор и ИВК отключали, свинец выводили через дренаж, устройства продували инертным газом, охлаждали, разбирали, образцы осматривали и подвергали металлографическим и профилометрическим исследованиям. Осмотр зон изнашивания исследуемых образцов проводился с помощью микроскопа МБС-2 при 50-кратном увеличении. Металлографическим исследованиям подвергали выборочные характерные пары образцов. Измеряли твердость поверхностей трения до и после испытаний. Фотографировали поверхности трения, снимали их профилограммы. Оценивали изменение шероховатости, твердости поверхности, характер и механизм повреждений.

Визуальный осмотр образцов (рис. 3), профилометрические (рис. 4) и металлографические исследования показали, что образцы труб и контробразцы изношены неодинаково: образцы изношены больше. На них имеются четко выраженные следы пластической деформации в направлении движения. На контробразцах имеются частицы налипшего металла. Площадки износа имеют блестящий металлический вид. Следует отметить неодинаковые условия работы контробразцов и образцов, а именно: меньшую массу и размеры контробразцов и, как следствие, лучшие условия теплоотвода из зоны трения; наличие ямки на образце, в которой могут скапливаться продукты изнашивания. На поверхностях трения происходили: процессы пласти-

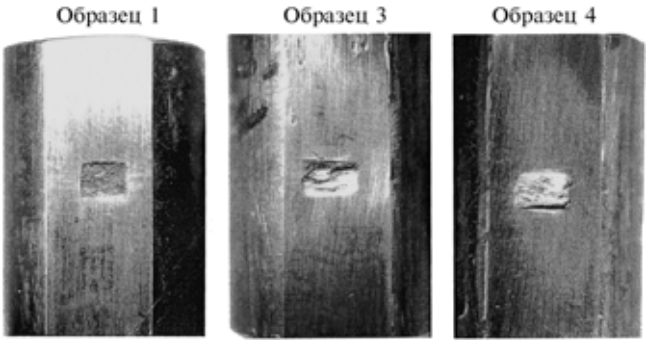



**Рис. 3. Виды образцов после эксперимента 4**

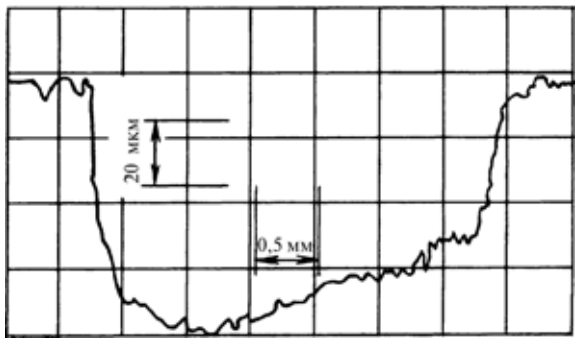



**Рис. 4. Профилограмма образца 3 в эксперименте 2**

| Номер эксперимента | Номер образца | Максимальная глубина износа $h$, мм | Температура $T$, °С | Время $t$, ч | Амплитуда виброперемещений $A$, мм | Нормальная сила $P$, Н | Частота виброперемещений $f$, Гц | Число циклов $N$, млн | Скорость изнашивания трубы, мкм/млн циклов | Интенсивность изнашивания трубы, $10^{-9}$ (мм/мм) | Коэффициент износа, $k \cdot 10^6$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 0,084 | 440 | 144 | 0,50 | 4,5 | 34 | 18 | 4,8 | 2,4 | 2,6 |
| | 2 | 0,048 | 440 | 144 | 0,50 | 4,5 | 34 | 18 | 2,7 | 1,4 | 1,5 |
| | 3 | 0,024 | 440 | 144 | 0,25 | 4,5 | 34 | 18 | 1,4 | 1,4 | 1,4 |
| | 4 | 0,070 | 440 | 144 | 0,25 | 4,5 | 34 | 18 | 4,0 | 4,0 | 4,3 |
| 2 | 1 | 0,042 | 440 | 430 | 0,50 | 3,3 | 34 | 53 | 0,8 | 0,4 | 1,2 |
| | 2 | 0,047 | 440 | 430 | 0,50 | 3,3 | 34 | 53 | 0,9 | 0,4 | 1,3 |
| | 3 | 0,050 | 440 | 430 | 0,50 | 3,3 | 34 | 53 | 0,9 | 0,5 | 1,3 |
| | 4 | 0,062 | 440 | 430 | 0,50 | 3,3 | 34 | 53 | 1,2 | 0,6 | 1,7 |
| 3 | 1 | 0,100 | 440 | 480 | 0,25 | 7,0 | 34 | 59 | 1,7 | 1,7 | 1,2 |
| | 2 | 0,060 | 440 | 480 | 0,25 | 7,0 | 34 | 59 | 1,0 | 1,0 | 0,7 |
| | 3 | 0,100 | 440 | 480 | 0,25 | 7,0 | 34 | 59 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| | 4 | 0,076 | 440 | 480 | 0,25 | 7,0 | 34 | 59 | 1,3 | 1,3 | 0,9 |
| 4 | 1 | 0,140 | 540 | 524 | 0,25 | 4,5 | 34 | 64 | 2,2 | 2,2 | 3,7 |
| | 2 | 0,100 | 540 | 524 | 0,25 | 4,5 | 34 | 64 | 1,6 | 1,6 | 2,6 |
| | 3 | 0,250 | 440 | 524 | 0,25 | 4,5 | 65 | 123 | 2,0 | 2,0 | 5,1 |
| | 4 | 0,300 | 440 | 524 | 0,25 | 4,5 | 65 | 123 | 2,4 | 2,4 | 5,3 |

ческой деформации, оттеснения, микрорезания, образования мостиков сварки и последующего их разделения; процессы упрочнения вследствие либо пластической деформации, либо фазовых превращений (закалки) от местных точечных перегревов в вершинах рельефа трущихся поверхностей. На некоторых образах был обнаружен приповерхностный бесструктурный слой толщиной 10÷20 мкм с твердостью, превышающей в 1,7 раза твердость основного металла. Параметрами, контролирующими скорость изнашивания, будут, по-видимому, пределы прочности и пластичности, твердость материалов пары трения. Исходные данные испытаний и результаты расчетов приведены в таблице.

Относительная линейная скорость изнашивания, определяемая как глубина износа за 1 млн циклов, колеблется от 0,8 до 4,8 мкм/1 млн циклов. Средняя скорость 1,9 мкм/1 млн циклов, среднеквадратичное отклонение 1,1 мкм/1 млн циклов. Большая скорость в эксперименте 1 обусловлена контактом по линии и большими удельными давлениями в начальный момент.

Для предварительной оценки ресурса парогенератора использовали формулу Арчарда:

$$W = kPL/HB, \qquad (1)$$

где $W$ — объемный износ; $k$ — коэффициент износа; $P$ — сила, нормальная к площадке контакта; $L$ — пройденный путь; $HB$ — твердость металла.

Пройденный путь определяется как

$$L = 4Aft3600, \qquad (2)$$

где $A$ — амплитуда виброперемещений; $f$ — частота относительных перемещений образцов; $t$ — время испытаний.

Ресурс (время до сквозного изнашивания стенки трубы) определяется из уравнения (2). Кроме того, определяли линейную интенсивность изнашивания как частное от деления глубины износа на пройденный путь. Средняя арифметическая коэффициента износа по 16 испытанным образцам труб составила $k = 2{,}2 \cdot 10^{-6}$. Среднеквадратическое отклонение составило $\sigma = 1{,}5 \cdot 10^{-6}$. С доверительной вероятностью 95 % коэффициент износа не превысил $[k] = k + 2{,}2\sigma = 5{,}5 \cdot 10^{-6}$. Средняя и среднеквадратическое отклонение интенсивности изнашивания соответственно $1{,}6 \cdot 10^{-9}$ и $0{,}7 \cdot 10^{-9}$. С доверительной вероятностью 95 % интенсивность изнашивания не превысила величины $2{,}5 \cdot 10^{-9}$.

Предположим, что у парогенератора сквозное изнашивание стенки трубы в контакте с плоской поверхностью ДР вследствие износа произойдет после удаления заштрихованного участка трубы (рис. 5) длиной 30 мм. Объемный износ стенки трубы толщиной 3 мм составит $W = 810{,}5$ мм$^3$.

Из формул (1) и (2) определим ресурс трубы парогенератора:

$$\tau = \frac{W \cdot HB}{[k]P4Af3600} =$$

$$= \frac{810{,}5 \text{ мм}^3 \cdot 2400 \text{ Н/мм}^2}{5{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot 4{,}5 \text{ Н} \cdot 0{,}25 \text{ мм} \cdot 64 \text{ с}^{-1} \cdot 3600} =$$

$$= 354 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

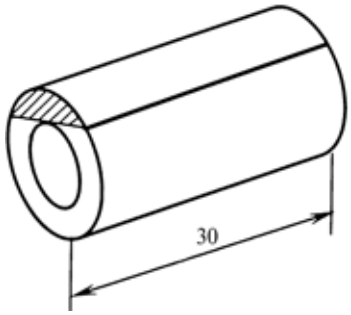



**Рис. 5. Участок трубы парогенератора со сквозным износом**

Таким образом, предварительная оценка ресурса трубы парогенератора по механизму вибрационного изнашивания превышает назначенный ресурс парогенератора, равный 105 000 ч.

Вопрос о суммировании повреждений труб от действия различных факторов (давления, коррозии, виброизноса, технологических отклонений формы), а также от изменения контактных параметров со временем в результате изнашивания в данной работе не рассматривался. Если в расчете учитывать не всю толщину стенки, а половину, как это было принято ранее в подобных случаях, то получим ресурс 103 тыс. ч, т. е. величину, соизмеримую с назначенным ресурсом парогенератора.

В расчете использованы достаточно консервативные оценки амплитуды, частоты, контактной силы, коэффициента износа и объема изношенного фрагмента, поэтому приведенные оценки являются предварительными. Более точную оценку ресурса можно сделать на основе более совершенной расчетной методики, например [4], для чего необходимо получить результаты измерений параметров вибрации трубного пучка, контактных сил и результатов испытаний образцов на виброизнос в установках, содержащих фрагменты штатных труб и дистанционирующих решеток в потоке свинца в составе неизотермического стенда со штатным контролируемым содержанием кислорода.

### Заключение

Проведены испытания материалов узла сопряжения "труба—ДР" парогенератора на виброизнос в среде свинца при температуре 440 °С. Приближенная оценка объемного коэффициента износа по формуле Хрущова—Арчарда с вероятностью 95 % не превышает $5{,}2 \cdot 10^{-6}$, а скорость изнашивания не превышает 4,8 мкм/$10^6$ циклов. Оценка ресурса труб парогенератора по механизму виброизноса при условии допускаемого износа половины стенки трубы равна 103 тыс. ч. Механизм изнашивания характеризуется процессами пластической деформации, микрорезания, оттеснения, наклепа и повышения твердости приповерхностных слоев. Специфического коррозионного влияния свинца не обнаружено.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Субботин В. И.** Жидкометаллические теплоносители в ядерной энергетике // Материалы Российской межотраслевой конф. "Тепломассоперенос и свойства жидких металлов". 29—31 октября 2002 г. Обнинск: Т. 1. С. 15, 16.
2. **Анализ** опыта эксплуатации реакторных установок с теплоносителями свинец-висмут и имевших место аварий / Б. Ф. Громов, О. Г. Григорьев, А. В. Дедуль и др. // Тез. докл. конф. "Тяжелые жидкометаллические теплоносители в ядерных технологиях. ТЖМТ-98". Обнинск: ГНЦ РФ ФЭИ, 1998.
3. **Федотовский В. С., Верещагина Т. Н.** Вибрации и виброизнос элементов ЯЭУ с ТЖМТ // Материалы Российской межотраслевой конф. "Тепломассоперенос и свойства жидких металлов". 29—31 октября 2002 г. Обнинск: Т. 1. С. 285—287.
4. **Дроздов Ю. Н.** Определение интенсивности изнашивания деталей машин // Вестник машиностроения. 1980. № 6. С. 12—15.
5. **Безносов А. В., Драгунов Ю. Г., Рачков В. И.** Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике. М.: Изд-во АТ, 2007. 434 с.


---


УДК 621.74.047:621.89



А. В. КУКЛЕВ, И. Ф. ГОНЧАРЕВИЧ, доктора технических наук,
Ю. М. АЙЗИН, канд. техн. наук (ЗАО "КОРАД"), тел.: 8(495) 342-01-80


# О выборе эффективных режимов подачи смазки в кристаллизаторы установок непрерывного литья сталей


С использованием реологической модели системы "кристаллизатор — смазка — отливка" сформирован компьютерный программный продукт, выдающий текущую и обобщенную информацию о ходе технологического процесса непрерывного литья стали. Разработанные методы позволяют выбирать наиболее эффективные конфигурации и параметры качаний кристаллизатора, аналитически исследовать их влияние на формирование поверхности отливки, величину сопротивлений прохождению ее через кристаллизатор, оптимизировать подачу ШОС и многое другое.



**Ключевые слова:** кристаллизатор, смазка, непрерывное литье сталей, осесимметричные колебания.



Using the rheological model of "crystallizer — lubricant — casting" system, a computer software product, providing the current and generalized information about a flow of continuous steel casting work process, has been formed. The methods elaborated allow select most effective configurations and parameters swings of the crystallizer, investigate their influence on forming of the mold surface, resistance values to its passage through the crystallizer, optimize the slag-forming mixture feed, and a lot of other things.



**Keywords:** crystallizer, lubricant, continuous steel casting, axisymmetric oscillations.


В свое время сообщение качаний кристаллизатору установок непрерывного литья сталей (УНЛС) стало фундаментальным открытием, позволившим в промышленном масштабе внедрить эту высокоэффективную технологию. Но и сегодня режимы качаний кристаллизаторов остаются в поле зрения специалистов в отношении их совершенствования. Дело в том, что в процессе непрерывного литья ста-

лей силы трения между стенками качающегося кристаллизатора и вытягиваемой заготовкой приводят к возникновению в оболочке слитка напряжений растяжения—сжатия, которые оказывают значительное влияние как на качество отливаемого металла, так и на стабильность процесса литья в целом.

Деформация и напряжения, возникающие в оболочке слитка, зависят также от ее температуры, марки отливаемой стали и ряда других факторов, но наибольшее влияние имеет действующая на нее сила трения. При значительной силе трения оболочка слитка, формирующегося в кристаллизаторе, деформируется и даже может разрушиться, так как ее прочность при температурах, близких к температуре затвердевания, сравнительно мала. Самыми распространенными и тяжелыми по своим последствиям нарушениями процесса литья являются прорывы металла. В подавляющем большинстве случаев они происходят на выходе из кристаллизатора, но преимущественно в результате предшествующего разрыва оболочки слитка в верхней части кристаллизатора.

Практически при любом режиме качаний кристаллизатора в отливке под действием силы трения о его стенки возникают знакопеременные напряжения растяжения—сжатия. По условиям стабильности процесса литья и качества отливки наличие растягивающих напряжений в слитке является нежелательным. Поэтому разрабатываются различные мероприятия, в том числе специальные режимы качаний кристаллизаторов, чтобы свести эти напряжения к минимуму, особенно в наиболее слабой применисковой части, предрасположенной к разрывам. Установлено также, что опасные напряжения в оболочке отливки возникают в случаях прилипания или приваривания ее к стенке кристаллизаторов в отдельных трудно прогнозируемых точках. Есть предположение, что уменьшению вероятности таких явлений могут способствовать полигармонические колебания с высокочастотными гармониками в своем составе.

При проектировании кристаллизатора особое внимание следует уделить его применисковой части, в которой вследствие развития адгезионных явлений происходит прилипание оболочки отливки, что в ряде случаев приводит к зависанию слитка в кристаллизаторе. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о чрезвычайной сложности процесса взаимодействия отливки с кристаллизатором. Установлено, что плотного контакта по всей длине, также как и гарантированного зазора между слитком и кристаллизатором, не существует. Причем зоны контакта не являются постоянными.

При зависании слитка в кристаллизаторе происходят чрезмерное растяжение оболочки и разрыв ее в применисковой части. В образовавшуюся щель проникает жидкий металл, который кристаллизуется. Если образовавшийся в щели оболочки спай не способен выдержать нагрузку, необходимую для его срыва, то оболочка опять разрывается. При этом в процессе вытягивания слитка разрыв перемещается к выходу из кристаллизатора и становится причиной прорыва металла, приводящего к нарушению нормального процесса литья.

В настоящее время разработано несколько способов, позволяющих изменять силу трения между слитком и стенкой кристаллизатора, например, применение специальных покрытий для стенок кристаллизаторов, режимов качаний, но одним из основных является использование технологической смазки в кристаллизаторе. Главная задача — обеспечить стабильность технологического процесса гарантированной в достаточных количествах подачей смазки в пространство между поверхностями слитка и кристаллизатора. При этом решающее значение имеют объем и равномерность ее подачи в кристаллизатор. Хорошо организованная подача смазки в 1,5÷2,5 раза снижает сопротивление трению.

Проблема организации эффективного смазывания кристаллизаторов УНЛС имеет два аспекта: во-первых, обеспечение нормированной равномерной подачи и распределения по всему сечению кристаллизатора сталеразливочных порошков, превращающихся при расплавлении в смазку; во-вторых, выбор режима качаний кристаллизатора, обеспечивающего подачу необходимого количества сталеразливочного порошка — смазки в зазор между стенкой кристаллизатора и отливкой.

В зарубежной литературе достаточно подробно рассмотрены вопросы, связанные с механизмами влияния конфигурации мениска расплава на подачу смазки в кристаллизатор. В данной статье мы не будем касаться этих проблем. Речь пойдет о взаимодействии смазки со стенками кристаллизатора и оболочкой отливки на всем протяжении (участке) их контакта — от входа в кристаллизатор и до выхода из него.

С этой целью была разработана компьютерная модель системы "кристаллизатор — смазочный слой — отливка". Математическая интерпретация этой системы включает в себя инерционную (двухмассную) модель смазки НЛЗ с тремя контактными зонами (стенка кристаллизатора — первый смазочный слой, первый смазочный слой — второй смазочный слой, второй смазочный слой — отливка НЛЗ). Использование "многослойной" модели смазывания позволило исследовать и проанализировать реально протекающие деформационные процессы в смазочном слое и изучить их влияние на особенности формирования оболочки отливки и возникающие на ней дефекты.

В рамках комплексной программы разрабатываются как средства подачи сталеразливочных порошков, так и режимы качаний кристаллизаторов, обеспечивающие производительную подачу их в расплавленном состоянии, т. е. уже в виде смазки, в пространство между отливкой и стенкой кристаллизатора.

В современной практике (в основном зарубежной) применяют гранулированные шлакообразующие смеси (ШОС), для подачи которых в кристаллизатор используют преимущественно системы с пневмотранспортными установками. Однако их применение для подачи сталеразливочных порошков, преобладающих на наших заводах, ограничено в связи с опасностью сегрегации смеси в процессе транспортирования ввиду резко различных аэродинамических свойств входящих в их состав компонентов. Для подачи сталеразливочных порошков в кристаллизатор за рубежом используют более сложные и дорогостоящие установки, базирующиеся в основном на шнековых транспортных установках.

В ЗАО "КОРАД" на принципах вибрационной техники разработано простое устройство для подачи порошковых ШОС в кристаллизаторы УНЛС. Стендовые испытания показали, что виброподатчик при простоте конструкции обеспечивает равномерное распределение порошка по заданной поверхности. Прорабатывается еще более простой и дешевый механизм, представляющий собой насадку на подающий серийный шнек с вибрирующими распределителями сталеразливочного порошка по поверхности кристаллизатора.

Использование инерционных феноменологических моделей (методов реологии нестационарных процессов) при исследовании закономерностей подачи смазки в кристаллизатор связано с тем, что при прохождении через кристаллизатор, работающий на высокочастотных режимах, смазка и расплав подвергаются инерционным нагрузкам, соизмеримым с прочими действующими силами. Поэтому недоучет этих нагрузок может приводить к ошибочным результатам.

Следует учитывать также, что при работе на высокочастотных (виброимпульсных) режимах проявляются новые эффекты (отсутствующие в тихоходных установках) как в технологических системах, так и в реализующих их машинах: возникновение инерционного поля, изменение действия сил тяжести, уменьшение сухого и вязкого трения, а также снижение предела пластической деформации; изменение плотности (разрыхление и уплотнение) дисперсных сред; возникновение в твердых (Т—Т), жидких (Т—Ж) и комбинированных (Т—Ж—Г) средах быстрых вихрей и медленных циркуляционных движений, вызывающих их виброожижение и виброкипение; ускорение энерго- и массообменных процессов. Не исключено, хотя пока это еще детально не изучено, что на вибрирующей стенке кристаллизатора мениск формируется несколько иначе, чем на неподвижной. В условиях высокочастотных воздействий и другие процессы непрерывного литья могут иметь свои особенности: достигается полное разрушение физико-химических структур высоконаполненных дисперсных систем, что повышает эффективность многих технологических процессов; улучшается структура отливок при достаточно интенсивной обработке кристаллизующегося металла под воздействием вибрации и многое другое.

Разработанные методы учитывают то, что реальные процессы взаимодействия расплава со стенками кристаллизатора протекают при постоянном изменении силы трения по всей его длине, параметров отливки, ее напряженно-деформированного состояния и т. д. Так как эти переходы формируются в ходе процесса и заранее неизвестны, в модель расплава введена логическая система, отслеживающая ее конфигурацию на всех стадиях и непрерывно адекватно конфигурирующая ее структуру и изменяющая параметры. Система самоконфигурации модели обеспечивает физически более достоверное воспроизведение особенностей технологических процессов любой сложности на всех стадиях. Необходимая точность расчетов феноменологических моделей достигается путем их идентификации натуре.

Состояние поверхности литых металлов существенно зависит от условий формирования оболочки отливки в кристаллизаторе, объема и равномерности подачи сталеразливочной смеси в кристаллизатор. Стремление улучшить качество поверхности и подповерхностного слоя НЛЗ (уменьшить риски от качаний кристаллизатора, уменьшить высоту "складок", исключить микрозавороты, трещины и прочее) ведет к необходимости оптимизации режимов качания по ряду критериев и, в частности, по режимам подачи смазки в кристаллизатор.

Разработанные методы позволяют аналитически исследовать влияние режимов колебаний кристаллизатора на формирование поверхности отливки, величину сопротивления прохождению ее через кристаллизатор, оптимизировать подачу ШОС, выбрать наиболее эффективные конфигурации и параметры качаний кристаллизаторов и многое другое. Сформированный компьютерный программный продукт выдает полную текущую и обобщенную информацию в табличной и графической формах о ходе технологического процесса:

кинематические и динамические характеристики: деформации и перемещения, скорости и ускорения деформаций и перемещений;

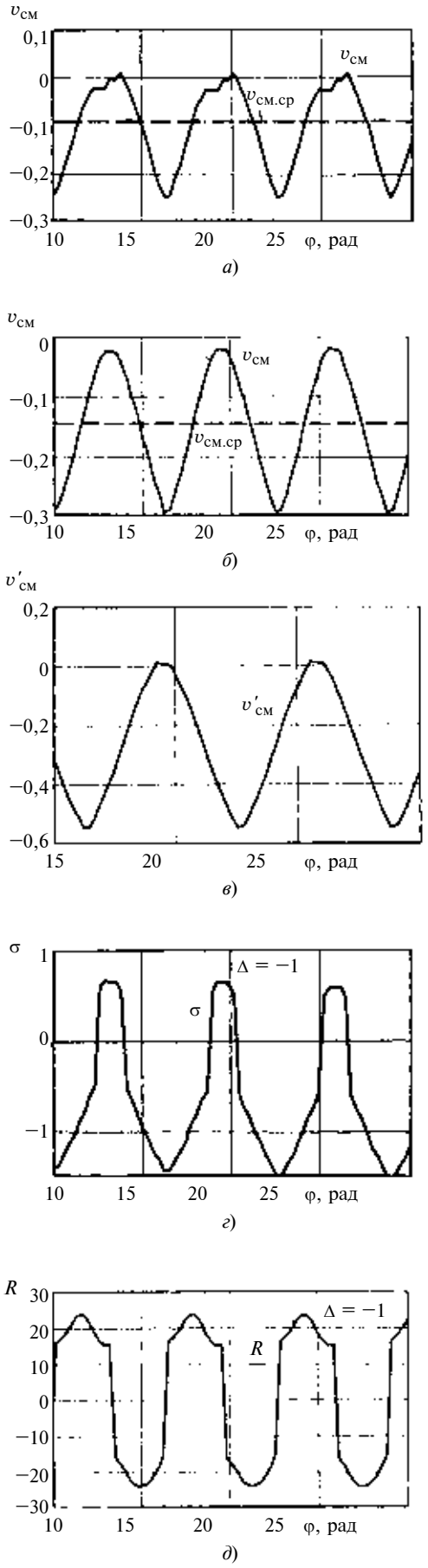
силовые характеристики: напряжения — упругие, вязкие, упруговязкие, пластические без упрочнения и с упрочнением, нормальные и касательные силы, действующие на стенки кристаллизатора;

энергетические характеристики: затраты энергии на упругие, вязкие и пластические деформации обрабатываемой среды и ее механические перемещения, циркуляции потенциальной и кинетической энергий в обрабатываемой среде в процессе ее периодических деформаций, затраты энергии на преодоление всех действующих сопротивлений.

Могут выдаваться также различные специальные характеристики.

Формирование асимметричных технологических режимов работы и подачи смазки в кристаллизаторы нового поколения с рессорной упругой подвеской и гидравлическим приводом рассмотрим на примере одного из принятых в промышленности асимметричных законов их качаний, а также некоторых новых, разработанных ЗАО "КОРАД". Полученные результаты проанализируем и сравним с гармоническими законами колебаний кристаллизатора при тех же частотах и амплитудах. Использование специальных законов колебаний кристаллизатора позволяет создавать по некоторым критериям весьма эффективные технологические режимы НЛС. Принятые методы исследования универсальны и могут быть использованы для анализа существующих и вновь разрабатываемых более совершенных законов колебаний кристаллизаторов. В разработанных методах анализа учитывается влияние динамических свойств системы "НЛЗ — кристаллизатор — тяговый механизм" на формирование технологических режимов. Рассмотрены вопросы подбора собственных частот (соотношений жесткостей рессорной подвески и колеблющейся массы) кристаллизаторов, предназначенных для работы при значительных коэффициентах асимметрии.

Более подробно рассмотрим специально разработанную компьютерную методику определения объема смазки, подаваемой в полость между стенкой кристаллизатора и отливкой, при заданных конфигурации и параметрах колебаний кристаллизатора и скорости протягивания отливки. Смазку моделируем инерционной двухмассовой упруговязкопластичной моделью. Первый слой смазки имеет вязкопластичный контакт со стенкой кристаллизатора, второй слой — вязкопластичный контакт с отливкой. Между слоями существует упруговязкопластичный контакт. В модели учитывается действие силы тяжести на слои смазки. Таким образом, модель способна воспроизводить упруговязкопластичноинерционные усилия внутри слоев смазки и на контактах со стенкой кристаллизатора и отливкой, циркуляционные и деформационные



процессы внутри двухслойной смазки. Определяем сопротивления качанию кристаллизатора под нагрузкой и перемещению отливки.

Расширенная модель учитывает также влияние на подачу смазки кольца затвердевшей смазки и мениска расплава вверху кристаллизатора и изменение вязкопластичных характеристик смазки по высоте кристаллизатора в соответствии с его температурным режимом.

Основное назначение разработанной методики и модели смазочного слоя, находящегося между стенкой кристаллизатора и отливкой, заключается в создании быстрого и дешевого способа предварительной апробации вновь проектируемых конфигураций и режимов колебаний кристаллизаторов с точки зрения их эффективности в части подачи смазки в объемах, требуемых данным технологическим процессом. Программа универсальна и пригодна для исследования любых режимов протягивания отливки и качаний кристаллизатора, а также при использовании ШОС любого состава. Предприятия могут с успехом использовать разработанный программный продукт для модернизации своих технологических режимов при минимальных консультациях с разработчиком.

Приведем несколько примеров определения объема подаваемой в кристаллизатор смазки, характеристики которой приняты условно одинаковыми для всех исследованных режимов работы. Сравнение проводим относительно гармонического режима колебаний кристаллизатора для ряда известных асимметричных и некоторых вновь спроектированных специальных режимов качаний при одинаковых амплитудах и несущих частотах, но различных конфигурациях перемещений кристаллизаторов. Параметры смазки — условные, но во всех случаях одинаковые. С достаточной степенью достоверности установлено, что действительно эффективный режим колебаний не является универсальным и может быть установлен только с учетом всех основных факторов технологического процесса НЛС (в частности, следует учитывать реологические свойства смазки).

Дополнительные исследования показали, что разработанная методика может быть полезна и при предварительном выборе марки ШОС для конкретного технологического процесса (выбора марки ШОС для принятого режима качаний кристаллизатора, а также модификации свойств ШОС для обеспечения необходимого уровня его подачи).

Программа позволяет получить достаточно подробную информацию о процессах, протекающих в слое смазки, находящейся между стенками кристаллизатора и отливкой, а также анализировать возникающие в ней напряжения: скорость $v_{см}$ (объем) смазки, подаваемой в кристаллизатор при разных режимах его качания — специальных негармонических (рисунок, *а*) и гармонических (рисунок, *б*); скорость $v'_{см}$ слоя смазки на контакте с кристаллизатором (рисунок, *в*); упруговязкопластические деформации; внутренние упруговязкопластические напряжения σ в слое смазки (рисунок, *г*); суммарные вязкопластические усилия $R$, приложенные к кристаллизатору (рисунок, *д*) и др. На рисунке: φ — угол поворота привода; Δ — коэффициент асимметрии.

Полученные в результате расчетов данные могут быть использованы и при решении смежных проблем, таких как управление тепловым режимом в кристаллизаторе, улучшение качества поверхности отливки, предотвращение образования на отливке разнообразных трещин, уменьшение сопротивления прохождению отливки через кристаллизатор и т. д. Следует обратить внимание специалистов на то, что в данной статье речь идет об аналитическом методе и соответствующем программном продукте, который позволяет до изготовления установки или перехода на новый режим работы при минимальных затратах времени и средств проанализировать последствия принимаемых решений. Следует также иметь в виду, что решаемые задачи, как правило, многокритериальны, т. е. улучшение одного показателя не всегда полезно для других. Поэтому советуем читателям ознакомиться с публикациям за последние годы в журнале "Сталь" о методах оптимального проектирования металлургического оборудования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Computer** methods of estimation of efficient process conditions of the ccm's casting mold / A. V. Kuklev, Yu. Aizin, I. F. Goncharevich, V. L. Danilov // The 6th European Conference of Continuous Casting — ECC. Rechione. Italy. 2008.

2. **Gusev B., Goncharevich Ig.** Vibration and wave technologies // Aims of Future of Engineering. Proceedings. Hong Kong: 2005.

3. **Гусев Б. В., Гончаревич И. Ф.** Разработка и идентификация объемных инерционных упруговязкопластичных феноменологических моделей для исследования вибрационных технологических процессов переработки дисперсных сред при производстве композитов и специальных сплавов // Тр. V Московской междунар. конф. "Теория и практика технологии производства композитов и новых металлических сплавов". Москва, 2008.

УДК 621.74.047:621.7.011

А. И. РУБАХИН (ОАО "Новолипецкий металлургический комбинат"), e-mail: Lesharu1984@yandex.ru

# Расчет напряженных состояний в зоне контакта раскатной головки и обрабатываемого ролика МНЛЗ

Проведен анализ контактного воздействия деформирующих элементов с целью определения интенсивности и характера распределения напряжений по площади контакта. Исследован процесс поверхностного пластического деформирования на основе разработки и анализа геометрических моделей. Выявлено их влияние на показатели качества поверхностного слоя, технические показатели оборудования и обрабатывающего инструмента.

**Ключевые слова:** поверхностно-пластическое деформирование, глубокие отверстия, контактные напряжения.

Analysis of contact action of deforming elements has been carried out purposely to determine the intensity and stress distribution character of over the contact area. On the basis of elaboration and analysis of geometrical models the process of surface plastic deforming has been studied.

The influence of these factors on the quality performances of the surface layer and engineering factors of equipment and machining tools has been revealed.

**Keywords:** surface-plastic deforming, deep holes, contact stresses.

Определение напряженного состояния в очаге деформации является одной из основных задач исследования процесса поверхностного пластического деформирования (ППД). Этому вопросу посвящено значительное число работ. Данная задача до конца не решена. Так, при деформировании поверхности детали коническим роликом необходимо одновременно учитывать множество факторов, влияющих на напряженное состояние в зоне контакта, — это форма и размеры зоны контакта, глубина внедрения ролика в поверхность детали, скорость деформирования, состояние и механические свойства материала детали в околоконтактной зоне, температура в контакте, упрочнение и разупрочнение поверхностного слоя, наличие нормальных и касательных напряжений [1—5]. Учитывая все особенности деформирования, используют метод определения напряженного состояния при упругом сближении тел под воздействием нормально действующих нагрузок. В производственной практике ППД коническими роликами задача определения напряженного состояния в контакте каплевидной формы не решена. Для ее решения использовали программную среду ABAQUS.

В работе рассмотрены и описаны воздействия четырех деформирующих элементов разных типов для определения интенсивности и характера распределения напряжения по площади контакта (рис. 1, см. на 2-й полосе обложки). Сравнительный конечно-элементный расчет напряженных состояний в контактной зоне раскатной головки и обрабатываемой детали проведен на основе теории Мизеса. По результатам расчета напряженных состояний в зоне контакта был выбран конический ролик с цилиндрической площадкой и составлена геометрическая трехмерная модель конуса, деформирующего ролика и обрабатываемого участка. Для расчета был взят круговой сегмент, состоящий из одного ролика, углового сектора ролика и обрабатываемой детали. Затем эту модель импортировали в программу ABAQUS. Так как это конечно-элементный расчет, то для каждого элемента были рассчитаны такие параметры, как перемещения узлов, напряжения в узлах и т. п. Их можно просмотреть после завершения расчета. Модель разбивают на конечные элементы, накладывают граничные условия, соответствующие реальному закреплению всех элементов в сборке, описывают свойства материалов. Учитываются только модуль упругости $E$ и коэффициент Пуассона $\mu$. Трение описывается кулоновской моделью трения покоя в контакте стальных поверхностей, а также описываются типы контактирующих поверхностей.

Сегменты конуса и обрабатываемого ролика закрепляли в окружном направлении, чтобы обеспечить условие осевой симметрии. Оба торца ролика закрепляли по оси, а боковую поверхность фиксировали в окружном направлении, что соответствует воздействию со стороны сепаратора. Конусу задается смещение в осевом направлении, вследствие чего он толкает ролики и происходит процесс раскатки. Затем модель запускается на счет. Расчет — геометрически нелинейный, после которого идет просмотр результатов. На рис. 2—5 (см. на 2-й полосе обложки) одним цветом показаны зоны с одинаковыми значениями выходных параметров: перемещения, напряжения, давления, а также числовые границы этих зон.

При выборе конструктивных параметров раскатной головки целесообразно исходить из заданной площади и формы контактной зоны, чтобы, определив характер распределения напряжений, перейти к определению усилия деформирования, а затем выбрать необходимый деформирующий ро-

УДК 621.926.001:621.01

А. Г. НИКИТИН, д-р техн. наук, С. А. ЛАКТИОНОВ, канд. техн. наук, Д. Ю. БОЙКО, А. Ю. ВЕКЕССЕР
(СибГИУ, г. Новокузнецк), e-mail: nikitin1601@yandex.ru

# Особенности работы шарнира кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки

Установлена причина возникновения дополнительных динамических усилий при работе шарниров с зазорами кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки, определены условия пересопряжения контактных поверхностей шарнира.

**Ключевые слова:** щековая дробилка, шарнир, зазор, кривошипно-коромыслового механизма.

The reason of additional dynamic forces appearance at work of joints with clearances of the jawbreaker's crank-and-rocker mechanism has been revealed, and the recoupling conditions of the joint's contact surfaces have been determined.

**Keywords:** jawbreaker, joint, clearance, crank-and-rocker mechanism.

Дробилки предназначены для измельчения материала. В щековых дробилках материал измельчается путем раздавливания, раскалывания и частичного истирания между двумя щеками, одна из которых, как правило, неподвижна. Движение подвижной щеки зависит от кинематики щековой дробилки. В дробилке с одной подвижной щекой для осуществления движения качания используется кривошипно-коромысловый механизм [1], подвижность которого обеспечивается шарнирами.

В любом механизме имеются степени свободы, связанные с отклонениями форм сопрягаемых деталей и погрешностями сборки, а также с наличием в шарнирах зазоров. Это обусловливает соударение деталей в тот момент, когда происходит перебег зазора, что вызывает дополнительные динамические нагрузки. Точное определение данных нагрузок требует решения систем нелинейных дифференциальных уравнений [2]. Однако, зная закономерность возникновения импульсных нагрузок и их причины, можно аналитическое решение свести к линейным уравнениям. Кроме того, возможны конструктивные решения, предупреждающие их возникновение.

Определим условия нарушения контакта кривошипа с подшипником коренной опоры. В некотором положении механизма палец кривошипа находится в контакте с обоймой шатуна (рис. 1, *а*, точка *A*). Сила $R_к$ реакции, действующая на кривошип, раскладывается на две составляющие: радиальную $R_к^n$, направленную по оси кривошипа, и тангенциальную $R_к^t$, направленную по касательной *n—n* к поверхности подшипника в точке контакта с кривошипом. Под действием $R_к^n$ кривошип прижимается к внутренней поверхности подшипника.

Следовательно, нарушение контакта кривошипа с подшипником происходит в двух случаях: при перемене знака силы $R_к$ реакции, что происходит при переходе механизма через мертвое положение, при котором поперечная ось кривошипа совпадает с продольной осью шатуна, т. е. при $\theta = k_\pi$, и в случае, если $R_к^n = 0$.

Радиальная составляющая силы реакции определяется выражением $R_к^n = R_к \cos\theta$. Следовательно, $R_к^n = 0$ в том случае, если $\theta = k\pi/2$, т. е. когда

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 47)*

лик. На основании проведенных расчетов напряженных состояний в зоне контакта раскатной головки и обрабатываемой детали можно говорить об эффективности использования конических роликов с цилиндрической площадкой, так как они имеют большую поверхность контакта при раскатке отверстия, вызывая при этом меньшие контактные напряжения, что снижает риск быстрого изнашивания ролика и увеличивает ресурс комбинированного инструмента.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев И. В., Бурмистрова Л. Н.** Выбор основных параметров упрочнения валов обкатыванием роликами // Вестник машиностроения. 1983. № 4. С. 8—10.

2. **Пинегин С. В**. Контактная прочность и сопротивление качению. М.: Машиностроение, 1969. 242 с.

3. **Коновалов Е. Г., Сидоренко В. А.** Чистовая и упрочняющая ротационная обработка поверхностей. Минск: Высшая школа, 1968. 363 с.

4. **Проскуряков Ю. Г., Меньшаков В. М.** Микрогеометрия поверхности при обработке детали упрочняющекалибрующим методом // Вестник машиностроения. 1961. № 8. С. 51—53.

5. **Смелянский В. М., Чоудхири М. Н.** Расчетная модель формирования остаточных напряжений при ППД обкатыванием и выглаживанием // Повышение качества изготовления деталей и изделий в машиностроении. Материалы семинара. М.: МДНТП им. Ф. Э. Дзержинского, 1988. С. 72—78.

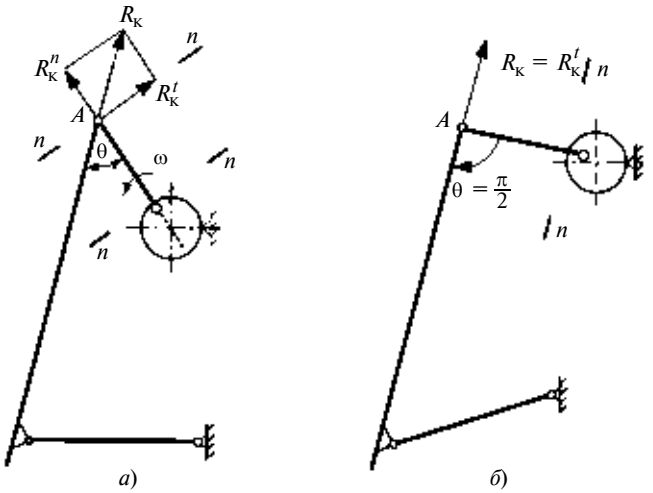



**Рис. 1. Силы, действующие на кривошип:**
*а* — произвольное положение элементов; *б* — $\theta = \pi/2$

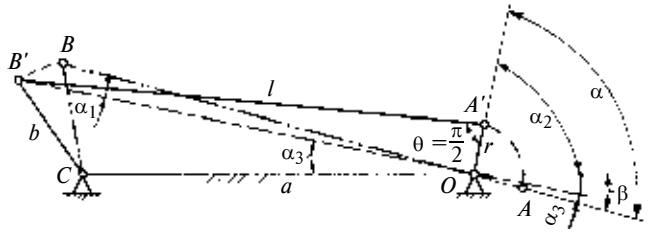



**Рис. 2. Изменение угла между кривошипом и шатуном**

ось шатуна параллельна касательной к поверхности подшипника в точке его контакта с кривошипом. Тогда сила реакции, действующая на кривошип, направлена по касательной к поверхности подшипника и кривошип оказывается в безопорном состоянии (рис. 1, *б*).

Таким образом, в положениях, когда $\theta = k\pi/2$, контакт поверхностей нарушается, происходит свободное движение кривошипа в зазоре, а затем — удар кривошипа о поверхность подшипника.

Угол $\alpha$ поворота кривошипа от крайнего верхнего положения, при котором продольная ось шатуна совпадает с поперечной осью кривошипа, т. е. $\theta = \pi/2$, определяется уравнением (рис. 2)

$$\alpha = \beta + \alpha_2 = \beta + \alpha_2 + \alpha_3 - \alpha_3, \qquad (1)$$

где $\beta$ — угол между осью стойки и осью шатуна в крайнем верхнем положении; $\alpha_2$ — угол между осью стойки и кривошипом в положении, при котором $\theta = \pi/2$; $\alpha_3$ — угол между осью стойки и линией, соединяющей шарниры "кривошип—коренная опора" и "шатун—коромысло" в положении, при котором $\theta = \pi/2$.

Так как $\alpha_2 + \alpha_3 = \alpha_1 + \theta$, где $\alpha_1$ — угол между осью шатуна и линией, соединяющей шарниры "кривошип—коренная опора" и "шатун—коромысло" в положении, при котором $\theta = \pi/2$, то уравнение (1) примет вид:

$$\alpha = \beta + \alpha_1 - \alpha_3 + \pi/2. \qquad (2)$$

Из рис. 2 следует: $\cos\beta = \dfrac{a^2 + (l-r)^2 - b^2}{2a(l-r)}$; $\mathrm{tg}\alpha_1 = r/l$; $\cos\alpha_3 = \dfrac{a^2 + (l+r)^2 - b^2}{2a\sqrt{l^2 + r^2}}$, где $a$ — длина стойки; $l$ — длина подвижной щеки; $b$ — длина распорной плиты; $r$ — эксцентриситет кривошипного вала.

Подставив значения в уравнение (2), получим:

$$\alpha = \arccos\frac{a^2 + (l-r)^2 - b^2}{2a(l-r)} + \mathrm{arctg}\frac{r}{l} - \\ - \arccos\frac{a^2 + (l+r)^2 - b^2}{2a\sqrt{l^2 + r^2}} + \frac{\pi}{2}. \qquad (3)$$

С учетом того, что эксцентриситет $r$ кривошипного вала значительно меньше длины $l$ подвижной щеки, выражение (3) можно привести к виду: $\alpha = \mathrm{arctg}\lambda + \dfrac{\pi}{2}$, где $\lambda = r/l$ — коэффициент шатуна.

Следовательно, за один цикл работы кривошипно-коромыслового механизма (один оборот) в кинематической паре "кривошип—подшипник коренной опоры" удар контактных поверхностей происходит 4 раза.

Таким образом, зная, в каких положениях происходит перебег зазора в шарнире "кривошип—коренная опора", можно рационально использовать механизмы для выборки зазоров с упругими элементами, например пружинными [3] или пневматическими [4], которые в течение всего цикла работы будут выбирать зазор.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Клушанцев Б. В., Косарев А. А., Муйземнек Ю. А.** Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. **Теоретическое** и экспериментальное изучение явлений в плоских механических системах с зазорами / С. Дубовски, М. Норрис, Е. Алони, А. Тамир // Конструирование и технология машиностроения. 1984. № 4. С. 148—156.
3. **А. с. 712266 СССР.** Кривошипный пресс.
4. **А. с. 2318599 Рос. Федерации.** Щековая дробилка.

УДК 621.9.06-52

В. С. ГОРЧЕВ, канд. техн. наук (МГУПИ), тел.: (495) 484-49-40

# Метод определения постоянных интегрирования при исследовании автоматических линий с учетом детерминированных процессов

Разработан метод определения при исследовании автоматических линий постоянных интегрирования, которые удовлетворяют общему решению при производительностях участков $q_1 > q_2$ или $q_1 < q_2$ и частному решению $q_1 = q_2$. Метод является теоретической базой решения всех задач для автоматических линий структуры "2 × 1" с учетом детерминированных процессов.

**Ключевые слова:** автоматические линии, исследование с учетом детерминированных процессов, постоянные интегрирования.

Method for determination of integrating constants at research of automated lines, satisfying to a general solution at the production sector productivity $q_1 > q_2$ or $q_1 < q_2$ and partial solution $q_1 = q_2$ has been elaborated. The method may be considered as theoretical basis for solution all problems of automated lines of 2 × 1 structure subject to the deterministic processes.

**Keywords:** automated lines, research subject to the deterministic processes, integrating constants.

Предложенная в работе [1] методология решения систем дифференциальных уравнений в задачах для автоматических линий (АЛ) структуры "2 × 1" с участками разной производительности позволяет найти общие решения, содержащие постоянные интегрирования $C_1$ и $C_2$. В АЛ структуры "2 × 1" непрерывного действия, в которых протекают чистые случайные процессы, постоянные интегрирования $C_1$ и $C_2$ определяются средствами самой математической модели, поэтому все задачи для АЛ непрерывного действия имеют аналитические решения [1].

В АЛ дискретного действия со структурой "2 × 1" к случайным процессам добавляются детерминированные процессы [2], связанные с переходом АЛ из одного состояния в другое после изготовления определенного числа деталей. В этом случае формулы для определения коэффициентов интегрирования $C_1$ и $C_2$ содержат неизвестный параметр $\lambda_d$ — интенсивность потока переходов в детерминированном процессе, и определить его классическим методом, опираясь только на математическую модель, не представляется возможным. Нужен новый подход к определению постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$, поэтому ставится задача: *построить метод определения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$, которые удовлетворяют общему решению при $q_1 > q_2$ или $q_1 < q_2$ и частному решению при $q_1 = q_2$*. Важность решения поставленной задачи определяется тем, что дискретные АЛ составляют около 98 % всех линий в машиностроении и к этому классу относятся все линии с поштучной выдачей деталей.

## Постановка задачи

Определение постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ рассмотрим на примере решения задачи для АЛ структуры "2 × 1" дискретного действия без учета совместных отказов участков с производительностями $q_1 > q_2$ и отказов бункера между ними.

Общая математическая модель такой линии состоит из математических моделей (ММ) звеньев ее главных состояний и согласно работе [2] может быть представлена в приведенном ниже виде:

***Математическая модель центрального звена* "1"**

$$(q_1 - q_2)\frac{\partial p_1}{\partial z(\tau_2 - \tau_1)} = -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1 + \mu_1 p_{1.1} + \mu_2 p_{2.1}; \quad (1)$$

$$-q_2\frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau_2} = -\mu_1 p_{1.1} + \lambda_1 p_1; \quad (2)$$

$$q_1\frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1} + \lambda_2 p_1. \quad (3)$$

***Начальные условия центрального звена* "1"**

$$\frac{\lambda_d P_0}{(q_1 - q_2)} = p_1(0); \qquad (4)$$

$$\frac{\lambda_2 + \lambda_d}{q_2} P_0 = p_{1.1}(0); \quad \frac{\lambda_1}{q_1} p_2 = p_{1.1}(z_{\max}\tau_2); \qquad (5)$$

$$\frac{\lambda_2}{q_1} P_0 = p_{2.1}(0). \qquad (6)$$

***Математическая модель звена* "0"**

$$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_d)P_0 + \mu_1 P_{1.0};$$

$$0 = -\mu_1 P_{1.0} + \lambda_1 P_0 + q_2 p_{1.1}(0).$$

***Математическая модель звена* "2"**

$$0 = -\left(\lambda_1 \frac{q_2}{q_1} + \lambda_2\right) P_2 + \mu_2 P_{2.2} +$$

$$+ (q_1 - q_2)p_1[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)];$$

$$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1).$$

Начальное условие (4) и первое из начальных условий (5) определяются через неизвестный параметр $\lambda_d$ — интенсивность переходов АЛ из состояния "0" в состояние "1" при детерминированном процессе.

Складывая дифференциальные уравнения (1)÷(3) и интегрируя, получим уравнение связи трех искомых функций $p_1$, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$:

$$q_2 p_{1.1} = (q_1 - q_2)p_1 + q_1 p_{2.1}. \qquad (7)$$

Уравнение (7) справедливо при всех значениях $z$, включая $z = 0$ и $z = z_{\max}$, и позволяет определить любую функцию, если известны две другие. Первые две функции считаются независимыми. Установим критерии выбора независимых функций.

Из анализа дифференциальных уравнений (1)÷(3) следует, что функция $p_1$ входит как слагаемое во все три дифференциальных уравнения и определяет плотность распределения деталей по уровням в бункере главного состояния "1", поэтому без нее невозможно получить решение. *Следовательно, дифференциальное уравнение* (1) *главного состояния "1" и определяемая им функция* $p_1$ *являются базовыми.*

Из оставшихся двух функций $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ — состояний отказов "1.1" и "2.1" в качестве базовой выбираем ту функцию, которая отвечает следующим требованиям:

1) *функция должна проходить через две точки, заданные начальными условиями* (*5*);

2) *функция должна быть равна сумме двух других согласно уравнению* (*7*).

Обоим этим требованиям отвечает функция $p_{1.1}$. *Следовательно, дифференциальное уравнение* (*2*) *состояния отказа "1.1" и определяемая им функция* $p_{1.1}$ *являются базовыми.*

Первое из указанных свойств функции обеспечивает возможность дополнительно определить неизвестную переменную или функцию, что важно при таких исследованиях.

Интегрируя систему базовых дифференциальных уравнений (1) и (2) центрального звена "1", получим общее решение для функций $p_1$, $p_{1.1}$ [1]:

$$p_1 = C_1\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right)e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 T_> e^{\omega_> z\tau_2}, \qquad (8)$$

$$p_{1.1} = \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>} C_1 e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 e^{\omega_> z\tau_2}. \qquad (9)$$

Используя выражение (7), получим решение и для функции $p_{2.1}$:

$$p_{2.1} = C_1\left[\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right)\right] \times$$

$$\times\, e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1} T_>\right)e^{\omega_> z\tau_2}. \qquad (10)$$

Коэффициенты $T_>$, $\psi_>$ и $\omega_>$ в формулах (8)÷(10) имеют вид:

$$T_> = \frac{\mu_1 q_1 + \mu_2 q_2}{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)};$$

$$\psi_> = \frac{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)}{q_1(q_1 - q_2)};$$

$$\omega_> = \frac{q_1\lambda_2\mu_1 - q_2\lambda_1\mu_2 + \mu_1\mu_2(q_1 - q_2)}{q_2[q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)]},$$

а индекс ">" при коэффициентах указывает на то, что производительность участка 1 больше производительности участка 2.

Используя независимые функции $p_1$ и $p_{1.1}$ и их начальные условия

$\lambda_d P_0/(q_1 - q_2) = p_1(0)$ и $(\lambda_2 + \lambda_d)P_0/q_2 = p_{1.1}(0)$, определим постоянные коэффициенты интегрирования $C_1$ и $C_2$:

$$C_1 = \frac{\lambda_d\left[1 - (q_1 - q_2)\frac{T_>}{q_2}\right] - (q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}T_>}{(q_1 - q_2)} P_0; \qquad (11)$$

$$C_2 = \frac{\lambda_d\left[(q_1 - q_2)\frac{h_1}{q_2} - \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>}\right] + (q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}h_1}{(q_1 - q_2)} P_0. \qquad (12)$$

Формулы (11) и (12) для определения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ на данном этапе ис-

следования удовлетворяют математической модели, разработанной только для случая, когда $q_1 > q_2$, и определяются через $P_0$ и $\lambda_d$, но параметр $\lambda_d$ неизвестен и определить $\lambda_d$ средствами исходной математической модели нельзя. Поэтому ставится задача: *разработать метод определения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$, которые удовлетворяют общему решению при $q_1 > q_2$ или $q_1 < q_2$ и частному решению при $q_1 = q_2$.*

### Решение задачи

Постоянные интегрирования $C_1$ и $C_2$ на данном этапе исследования удовлетворяют решению пока только для случая $q_1 > q_2$. Чтобы постоянные интегрирования одновременно удовлетворяли и частному решению при $q_1 = q_2$, определим значение любой из постоянных интегрирования $C_1$ или $C_2$ для случая $q_1 = q_2$ непосредственно из общего решения, используя систему уравнений (8)÷(10).

Левые слагаемые всех функций уравнений (8)÷(10), содержащие множитель $e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)}$ с параметром $\psi_> = \left.\dfrac{q_1(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_2(q_1 - q_2)}{q_1(q_1 - q_2)}\right|_{q_1 = q_2} = \infty$, обращаются в ноль и функции $p_1$, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ принимают вид: $p_1 = C_2 T_= e^{\omega_= z\tau}$; $p_{1.1} = C_2 e^{\omega_= z\tau}$; $p_{2.1} = C_2 e^{\omega_= z\tau}$, где присутствует только одна постоянная интегрирования $C_2$.

Из уравнений (8)÷(10) наиболее простым является выражение (9) для функции $p_{1.1}$, в котором постоянная интегрирования $C_2$ не имеет сомножителей. Функция $p_{1.1}$ является базовой функцией, и только базовая функция обладает таким свойством.

Приравнивая значение базовой функции $p_{1.1}$ из уравнения (9) для случая $q_1 > q_2$ и значение функции $p_{1.1}$ для случая $q_1 = q_2 = q$, получим: $C_2 e^{\omega_= z\tau} = \dfrac{\lambda_2}{q} P_0 e^{\omega_= z\tau}$, откуда следует, что коэффициент $C_2 = \dfrac{\lambda_2}{q} P_0$.

Функция $p_{1.1}$ указывает, что отказал участок 1, участок 2 работает за счет деталей бункера. Запас деталей в бункере уменьшается со скоростью $q_2$, равной производительности участка 2, поэтому в формуле для определения $C_2$ в случае $q_1 > q_2$ следует параметр $q$ заменить на $q_2$. Полученное новое значение постоянной интегрирования $C_2 = \lambda_2 P_0 / q_2$ становится основным и его следует подставить в уравнения (8)÷(10) общего решения.

Это второе значение постоянной интегрирования $C_2$ должно совпадать с первым значением, определяемым формулой (12), что позволяет составить уравнение

$$\frac{\lambda_d\left[(q_1 - q_2)\dfrac{h_1}{q_2} - \dfrac{\lambda_1}{q_2}\dfrac{1}{\omega_>}\right] + (q_1 - q_2)\dfrac{\lambda_2}{q_2}h_1}{(q_1 - q_2)} = \frac{\lambda_2}{q_2},$$

решая которое, получим формулу для определения интенсивности потока переходов АЛ при детерминированном процессе

$$\lambda_d = \frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}$$

и формулу для определения постоянной интегрирования:

$$C_1 = \frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}P_0,$$

где $h_1 = 1 + \dfrac{\lambda_1}{q_2}\dfrac{T_>}{\omega_>}$; $h_2 = \dfrac{\lambda_1}{q_2}\dfrac{1}{\omega_>} - (q_1 - q_2)\dfrac{h_2}{q_2}$.

Параметр $\lambda_d = 0$ для чистых случайных процессов, когда производительности участков 1 и 2 равны ($q_1 = q_2$), на что указывает множитель $(q_1 - q_2)$ в числителе формулы.

Подставив значения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ в уравнения (8)÷(10) и выполнив соответствующие преобразования, получим для определения функций $p_1$, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ окончательные формулы:

$$\left.\begin{aligned}
p_1 &= P_0\left\{\frac{(q_1 - q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2} \times \right.\\
&\left. \times\, h_1 e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{\omega_> z\tau_2}\right\};\\
p_{1.1} &= P_0\left\{\frac{\lambda_d}{q_2}e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \frac{\lambda_2}{q_2}e^{\omega_> z\tau_2}\right\};\\
p_{2.1} &= P_0\left\{\frac{(q_1 - q_2)}{q_1}\frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + \right.\\
&\left. + \frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}T_>\right)e^{\omega_> z\tau_2}\right\}.
\end{aligned}\right\} \quad (13)$$

### Контроль решения

При подстановке в формулы (13) $z = 0$ должны выполняться начальные условия. Проведем проверку:

*для функции* $p_1$:

$$p_1(0) = P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1 + \frac{\lambda_2}{q_2}T_>\right\} =$$

$$= P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1 + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{h_2}\left[\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>} - (q_1-q_2)\frac{h_1}{q_2}\right]\right\} =$$

$$= P_0\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1 + \frac{\lambda_2}{q_2}\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\frac{1}{h_2} - \right.$$

$$\left. - \frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1\right\} = P_0\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\frac{1}{h_2}.$$

Умножая и деля результат на множитель $(q_1 - q_2)$, получим:

$$p_1(0) = \frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\frac{1}{(q_1-q_2)}P_0 = \frac{\lambda_d}{(q_1-q_2)}P_0,$$

т. е. результат совпадает с начальным условием (4);

*для функции* $p_{1.1}$:

$$p_{1.1}(0) = P_0\left\{\frac{\lambda_d}{q_2} + \frac{\lambda_2}{q_2}\right\} = \frac{\lambda_2+\lambda_d}{q_2}P_0,$$

т. е. результат совпадает с начальным условием (5);

*для функции* $p_{2.1}$:

$$p_{2.1}(0) =$$

$$= P_0\left\{\frac{q_1-q_2}{q_1}\frac{\lambda_2}{q_2}T_> + \frac{\lambda_2}{q_2}\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1-q_2}{q_1}T_>\right)\right\} =$$

$$= P_0\left\{\frac{q_1-q_2}{q_1}\frac{\lambda_2}{q_2}T_> + \frac{\lambda_2}{q_1} - \frac{q_1-q_2}{q_1}\frac{\lambda_2}{q_2}T_>\right\} = \frac{\lambda_2}{q_1}P_0,$$

т. е. результат совпадает с начальным условием (6).

*Контроль выполнения уравнения* (7) *при* $z = 0$:

$$q_2p_{1.1}(0) = q_1p_{2.1}(0) + (q_1 - q_2)p_1(0).$$

Подставив из системы (13) значения указанных в уравнении функций и выполнив соответствующие преобразования, получим уравнение

$$(\lambda_2 + \lambda_d)P_0 = \lambda_2P_0 + \lambda_dP_0,$$

в котором функция в левой части равна сумме двух функций в правой части, что подтверждает справедливость уравнения (7) как при промежуточных значениях $z$ бункерного запаса, так и при $z = 0$.

*Контроль выполнения уравнения* (7) *при* $z = z_{\max}$:

$$q_2p_{1.1}(z_{\max}\tau_2) =$$
$$= q_1p_{2.1}(z_{\max}\tau_1) + (q_1 - q_2)p_1[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)].$$

Подставив из системы (13) значения указанных в уравнении функций

$$\left\{\lambda_d e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)} + \lambda_2 e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}\right\}P_0 =$$

$$= \left\{(q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{-\psi_> z(\tau_2-\tau_1)} + \right.$$

$$\left. + \frac{\lambda_2}{q_2}[q_2 - (q_1 - q_2)T_>]e^{\omega_> z\tau_2}\right\}P_0 +$$

$$+ \left\{\frac{(q_1-q_2)^2}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1 e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)} + \right.$$

$$\left. + (q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}T_> e^{\omega_> z_{\max}\tau_2}\right\}P_0$$

и определив суммы коэффициентов при множителях $e^{\omega_> z\tau_2}$ и $e^{-\psi_> z_{\max}(\tau_2-\tau_1)}$ в правой части данного соотношения

$$\frac{\lambda_2}{q_2}[q_2 - (q_1 - q_2)T_>] + (q_1 - q_2)\frac{\lambda_2}{q_2}T_> = \lambda_2;$$

$$(q_1 - q_2)\left\{\frac{(q_1-q_2)}{h_2}\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{T_>}{q_2}h_1 + \frac{\lambda_2}{q_2}T_>\right\} =$$

$$= (q_1 - q_2)\frac{\lambda_d}{(q_1-q_2)} = \lambda_d,$$

видим, что они в точности совпадают с коэффициентами в левой части соотношения, подтверждая тем самым, что уравнение (7) выполняется при всех значениях бункерного запаса.

Результаты контроля свидетельствует о том, *что разработан метод определения постоянных интегрирования, которые удовлетворяют общему решению при* $q_1 > q_2$ *и частному решению при* $q_1 = q_2$. Именно такой подход использовался в работе [2].

Распространим метод определения постоянных интегрирования и на случай, когда участки АЛ имеют производительности $q_1 < q_2$. Математическая модель АЛ дискретного действия структуры "2 × 1" без учета совместных отказов участков с производительностями $q_1 < q_2$ и бункера между ними может быть представлена в приведенном ниже виде.

***Математическая модель центрального звена* "1"**

$$-(q_2 - q_1)\frac{\partial p_1}{\partial z(\tau_1 - \tau_2)} =$$
$$= -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1 + \mu_1 p_{1.1} + \mu_2 p_{2.1}; \quad (14)$$

$$-q_2\frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau_2} = -\mu_1 p_{1.1} + \lambda_1 p_1; \quad (15)$$

$$q_1\frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1} + \lambda_2 p_1. \quad (16)$$

***Начальные условия центрального звена* "1"**

$$\frac{\lambda_d}{(q_1 - q_2)}P_2 = p_1[z_{\max}(\tau_1 - \tau_2)]; \quad (17)$$

$$\frac{\lambda_1}{q_2}P_2 = p_{1.1}(z_{\max}\tau_2); \quad (18)$$

$$\frac{\lambda_2}{q_2}P_0 = p_{2.1}(0);\ \frac{\lambda_1 + \lambda_d}{q_1}P_2 = p_{2.1}(z_{\max}\tau_1). \quad (19)$$

***Математическая модель звена* "0"**

$$0 = -\left(\lambda_1 + \lambda_2\frac{q_1}{q_2}\right)P_0 + \mu_1 P_{1.0} + (q_2 - q_1)p_1(0);$$

$$0 = -\mu_1 P_{1.0} + \lambda_1 P_0 + q_2 p_{1.1}(0).$$

***Математическая модель звена* "2"**

$$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_d)P_2 + \mu_2 P_{2.2};$$

$$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1).$$

Знак "–" перед частной производной указывает на то, что бункер выдает детали и его запас убывает, а отсутствие знака "–" указывает на то, что бункер принимает детали и его запас возрастает.

Складывая дифференциальные уравнения (14)÷(16) и интегрируя, получим уравнение связи трех искомых функций $p_1$, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$:

$$q_1 p_{2.1} = q_2 p_{1.1} + (q_1 - q_2)p_1. \quad (20)$$

В уравнении (20) согласно критериям независимости, установленным выше, независимыми или базовыми считаются функции $p_1$ и $p_{2.1}$: первая — как функция главного состояния "1", а вторая — как функция, для которой заданы два начальных условия (19) и которая равна сумме двух других функций. Следовательно, функция $p_{1.1}$ является зависимой и представляет собой линейную комбинацию двух независимых функций $p_1$ и $p_{2.1}$.

Интегрируя систему базовых дифференциальных уравнений (14) и (16) центрального звена "1", получим общее решение для функций $p_1$, $p_{2.1}$:

$$p_1 = C_1\left(1 - \frac{\lambda_2}{q_1}\frac{T_<}{\omega_<}\right)e^{\psi_< z(\tau_1 - \tau_2)} + C_2 T_< e^{\omega_< z\tau_1}; \quad (21)$$

$$p_{2.1} = -C_1\frac{\lambda_2}{q_1}\frac{1}{\omega_<}e^{\psi_< z(\tau_1 - \tau_2)} + C_2 e^{\omega_< z\tau_1}. \quad (22)$$

Используя формулу (20), получим решение и для функции $p_{1.1}$:

$$p_{1.1} = -C_1\left[\frac{\lambda_2}{q_2}\frac{1}{\omega_<} + \frac{q_2 - q_1}{q_2}\left(1 - \frac{\lambda_2}{q_1}\frac{T_<}{\omega_<}\right)\right] \times$$
$$\times e^{\psi_< z(\tau_1 - \tau_2)} + C_2\left(\frac{q_1}{q_2} - \frac{q_2 - q_1}{q_2}T_<\right)e^{\omega_< z\tau_1}. \quad (23)$$

Коэффициенты $T_<$, $\psi_<$ и $\omega_<$ в формулах (21)÷(23), имеют вид:

$$T_< = \frac{\mu_1 q_1 + \mu_2 q_2}{q_2(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_1(q_2 - q_1)};$$

$$\psi_< = \frac{q_2(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_1(q_2 - q_1)}{q_2(q_2 - q_1)};$$

$$\omega_< = \frac{q_1\lambda_2\mu_1 - q_2\lambda_1\mu_2 - \mu_1\mu_2(q_2 - q_1)}{q_1[q_2(\lambda_1 + \lambda_2) + \mu_1(q_2 - q_1)]},$$

где индекс "<" при коэффициентах указывает на то, что производительность участка 1 меньше производительности участка 2.

Используя независимые функции $p_1$ и $p_{2.1}$ и их начальные условия $\frac{\lambda_d}{(q_2 - q_1)}P_2 = p_1[z_{\max}(\tau_1 - \tau_2)]$ и $\frac{\lambda_1 + \lambda_d}{q_1}P_2 = p_{2.1}(z_{\max}\tau_1)$, определим постоянные интегрирования $C_1$ и $C_2$:

$$C_1 = \frac{\lambda_d\left(1 - \frac{q_2 - q_1}{q_1}T_<\right) - (q_2 - q_1)\frac{\lambda_1}{q_1}T_<}{(q_2 - q_1)e^{\psi_< z_{\max}(\tau_1 - \tau_2)}}P_2;$$

$$C_2 = \frac{\lambda_d\left(\frac{\lambda_2}{q_1}\frac{1}{\omega_<} + \frac{q_2 - q_1}{q_1}h_3\right) - (q_2 - q_1)\frac{\lambda_1}{q_1}h_3}{(q_2 - q_1)e^{\omega_< z_{\max}\tau_1}}P_2,$$

где $h_3 = 1 - \frac{\lambda_2}{q_1}\frac{T_<}{\omega_<}$.

Так как все искомые функции $p_1$, $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ в частном решении при $q_1 = q_2$ зависят только от вероятности $P_0$, то необходимо в формулах для определения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ заменить вероятность $P_2$ вероятностью $P_0$. Используя начальное условие $p_{2.1}(0) = \lambda_2 P_0/q_2$ (19), определим вероятность $P_2$ для решения при $q_1 < q_2$:

$$P_2 = \frac{\lambda_2 P_0/q_2}{-\frac{\lambda_2}{q_1}\frac{1}{\omega_<}\frac{\lambda_d\left(1-\frac{q_2-q_1}{q_1}T_<\right)-(q_2-q_1)\frac{\lambda_1}{q_1}T_<}{(q_2-q_1)e^{\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}}+\frac{\lambda_d\left(\frac{\lambda_2}{q_1}\frac{1}{\omega_<}+\frac{q_2-q_1}{q_1}h_3\right)+(q_2-q_1)\frac{\lambda_1}{q_1}h_3}{(q_2-q_1)e^{\omega_< z_{\max}\tau_1}}}. \quad (24)$$

Вероятность $P_2$ в частном решении при $q_1 = q_2$ определяется формулой:

$$P_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}P_0 e^{\omega = z_{\max}\tau}. \quad (25)$$

Чтобы перейти от формулы (24) к формуле (25) при $q_1 = q_2$, следует приравнять в знаменателе второе слагаемое без сомножителя $e^{\omega_< z_{\max}\tau_1}$ к значению $\lambda_1/q_1$:

$$\frac{\lambda_d\left(\frac{\lambda_2}{q_1}\frac{1}{\omega_<}+\frac{q_2-q_1}{q_1}h_3\right)+(q_2-q_1)\frac{\lambda_1}{q_1}h_3}{(q_2-q_1)} = \frac{\lambda_1}{q_1}, \quad (26)$$

при этом первое слагаемое в знаменателе равно 0, а сомножитель $e^{\omega_< z_{\max}\tau_1}$ переходит в числитель.

Используя соотношение (26), определим значение параметра

$$\lambda_d = \frac{(q_2-q_1)}{h_4}\frac{\lambda_1}{q_1}\frac{\lambda_2}{q_1}\frac{T_<}{\omega_<}, \text{ где } h_4 = \frac{\lambda_2}{q_1}\frac{1}{\omega_<} + \frac{(q_2-q_1)}{q_1}h_3.$$

Подставляя значение параметра $\lambda_d$ в формулу (24) и выполняя преобразования, получим для определения вероятности $P_2$ формулу

$$P_2 = \frac{\lambda_2}{q_2}P_0\frac{q_1}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}}.$$

Подставляя значения параметра $\lambda_d$ и вероятности $P_2$ в формулы для определения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ и выполняя соответствующие преобразования, получим для определения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ рабочие формулы:

$$C_1 = -\lambda_d P_0\frac{q_1}{q_2}\frac{\omega_< e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}};$$

$$C_2 = \frac{\lambda_2}{q_2}P_0\frac{\lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}}.$$

Вывод формул в случае $q_1 < q_2$ для определения постоянных интегрировании $C_1$ и $C_2$ несколько усложнился по отношению к задачам, когда $q_1 > q_2$, так как это связано с начальными условиями, которые задаются в точке $z = z_{\max}$.

## Контроль решения

Выполним весь контроль для одной функции $p_{2.1}$. Подставив значения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ в уравнение (22) и выполнив соответствующие преобразования, получим формулу для определения закона $p_{2.1}$ распределения запаса деталей по уровням, когда отказал участок 2 и бункерный запас возрастает:

$$p_{2.1} = \frac{\lambda_2}{q_2}P_0\frac{\lambda_d e^{-\psi_<(z_{\max}-z)(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_<(z_{\max}-z)\tau_1}}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}}.$$

При подстановке в данную формулу $z = 0$ должны получить первое из начальных условий (19). Проверяем:

$$p_{2.1} = \frac{\lambda_2}{q_2}\times$$

$$\times P_0\left.\frac{\lambda_d e^{-\psi_<(z_{\max}-z)(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_<(z_{\max}-z)\tau_1}}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1-\tau_2)}+\lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}}\right|_{z=0} =$$

$$= \frac{\lambda_2}{q_2}P_0.$$

Результат совпадает, так как числитель дроби равен знаменателю.

При подстановке в данную формулу $z = z_{\max}$ должны получить второе из начальных условий (19). Проверяем:

$$p_{2.1} = \frac{\lambda_2}{q_2} P_0 \times$$

$$\times \left. \frac{\lambda_d e^{-\psi_<(z_{\max} - z)(\tau_1 - \tau_2)} + \lambda_1 e^{-\omega_<(z_{\max} - z)\tau_1}}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1 - \tau_2)} + \lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}} \right|_{z = z_{\max}} =$$

$$= \frac{\lambda_d + \lambda_1}{q_1} P_2.$$

Результат совпадает, так как множители $e^{-\psi_<(z_{\max} - z)(\tau_2 - \tau_1)}$ и $e^{-\omega_<(z_{\max} - z)\tau_1}$ в числителе принимают единичные значения, т. е.

$$p_{2.1} = \frac{\lambda_2}{q_2} P_0 \times$$

$$\times \left. \frac{\lambda_d + \lambda_1}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1 - \tau_2)} + \lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}} \right|_{z = z_{\max}} = \frac{\lambda_d + \lambda_1}{q_1} P_2$$

и в формуле для перехода от вероятности $P_0$ к вероятности $P_2$ необходимо дробь умножить и разделить на $q_1$.

В заключение проверим выполнение условия получения при $q_1 = q_2$ известной функции $p_{2.1} = \lambda_2 P_0 e^{\omega = z\tau}/q$:

$$p_{2.1} = \frac{\lambda_2}{q_2} P_0 \times$$

$$\times \left. \frac{\lambda_d e^{-\psi_<(z_{\max} - z)(\tau_1 - \tau_2)} + \lambda_1 e^{-\omega_<(z_{\max} - z)\tau_1}}{\lambda_d e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_1 - \tau_2)} + \lambda_1 e^{-\omega_< z_{\max}\tau_1}} \right|_{q_1 = q_2} =$$

$$= \frac{\lambda_2}{q} P_0 e^{\omega = z\tau}.$$

Результат совпадает, так как множители $e^{-\psi_<(z_{\max} - z)(\tau_2 - \tau_1)}$ и $e^{-\psi_< z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)}$ в числителе и знаменателе дроби при $q_1 = q_2$ обращают первые слагаемые в 0.

Результаты контроля свидетельствует о том, *что разработанный метод определения постоянных интегрирования применим и для решения задач, когда производительности участков $q_1 < q_2$.*

Таким образом, ***поставленная задача решена*** — *разработан метод определения постоянных интегрирования, которые удовлетворяют общему решению при $q_1 > q_2$ или $q_1 < q_2$ и частному решению при $q_1 = q_2$.*

Метод состоит в следующем:

1. На первом этапе определяем значения постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ классическим путем как функции от параметра $\lambda_d$ интенсивности и вероятности $P_0$ или $P_2$, решая систему базовых уравнений с их начальными условиями.

2. На втором этапе, используя решение в общем виде, определяем новое значение одной из постоянных интегрирования таким образом, чтобы оно удовлетворяло частному решению при $q_1 = q_2$.

3. Из равенства соответствующих постоянных интегрирования, найденных на этапах 1 и 2, определяем интенсивность $\lambda_d$ потока переходов для детерминированного процесса, а затем и значение второго коэффициента интегрирования.

При определении постоянных интегрирования $C_1$ и $C_2$ ни разу не использовались зависимые функции, которые представляют собой линейную комбинацию базовых функций. Однако именно эти функции позволяют упростить математические выкладки при исследовании АЛ непрерывного действия, в которых протекают только чистые случайные процессы. Для подтверждения этого *положения* рассмотрим АЛ непрерывного действия структуры "2 × 1" с производительностями участков $q_1 > q_2$. Согласно работе [1], ее ММ имеет приведенный ниже вид.

***Математическая модель центрального звена* "1"**

$$(q_1 - q_2)\frac{\partial p_1}{\partial z(\tau_2 - \tau_1)} = -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1 + \mu_1 p_{1.1} + \mu_2 p_{2.1};$$

$$-q_2 \frac{\partial p_{1.1}}{\partial z\tau_2} = -\mu_1 p_{1.1} + \lambda_1 p_1;$$

$$q_1 \frac{\partial p_{2.1}}{\partial z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1} + \lambda_2 p_1.$$

***Начальные условия центрального звена* "1"**

$$\lambda_1 \frac{q_2}{q_1} P_2 = q_2 p_{1.1}(z_{\max}\tau_2);$$

$$\mu_1 P_{1.0} = (q_1 - q_2)p_1(0);$$

$$\mu_1 P_{1.0} = q_2 p_{1.1}(0);$$

$$\lambda_2 P_0 = q_1 p_{2.1}(0) = 0.$$

***Математическая модель звена* "0"**

$$0 = -\mu_1 P_{1.0} + q_2 p_{1.1}(0).$$

***Математическая модель звена* "2"**

$$0 = -\left(\lambda_1 \frac{q_2}{q_1} + \lambda_2\right) P_2 + \mu_2 P_{2.2} +$$

$$+ (q_1 - q_2)p_1[z_{\max}(\tau_2 - \tau_1)];$$

$$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + q_1 p_{2.1}(z_{\max}\tau_1).$$

Общее решение задачи может быть представлено уравнениями:

$$p_1 = C_1\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right)e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 T_> e^{\omega_> z\tau_2};$$

$$p_{1.1} = \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{1}{\omega_>}C_1 e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2 e^{\omega_> z\tau_2};$$

$$p_{2.1} = C_1\left[\frac{\lambda_1}{q_1}\frac{1}{\omega_>} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right)\right] \times$$
$$\times\, e^{-\psi_> z(\tau_2 - \tau_1)} + C_2\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{q_1 - q_2}{q_1}T_>\right)e^{\omega_> z\tau_2},$$

где функция $p_{2.1}$, являясь линейной комбинацией функций $p_1$ и $p_{1.1}$, позволяет при начальном условии $\lambda_2 P_0 = q_1 p_{2.1}(0) = 0$ определить связь между коэффициентами $C_1$ и $C_2$:

$$C_1 = C_2\frac{q_2 - (q_1 - q_2)T_>}{(q_1 - q_2)\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right) - \frac{\lambda_1}{\omega_>}}. \qquad (27)$$

Используя базовые функции $p_1$ и $p_{1.1}$, их начальные условия $\mu_1 P_{1.0} = (q_1 - q_2)p_1(0)$ и $\mu_1 P_{1.0} = q_2 p_{1.1}(0)$, установим связь между коэффициентами $C_1$ и $C_2$:

$$\mu_1 P_{1.0} = C_1(q_1 - q_2)\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right) + C_2(q_1 - q_2)T_>;$$

$$\mu_1 P_{1.0} = \frac{\lambda_1}{\omega_>}C_1 + q_2 C_2.$$

Приравняв правые части полученных выражений и выполнив преобразования, получим соотношение

$$C_1 = C_2\frac{q_2 - (q_1 - q_2)T_>}{(q_1 - q_2)\left(1 + \frac{\lambda_1}{q_2}\frac{T_>}{\omega_>}\right) - \frac{\lambda_1}{\omega_>}},$$

которое совпадает с формулой (27), что и подтверждает справедливость приведенного выше положения.

Следовательно, для определения постоянных интегрирования можно использовать зависимые уравнения только при исследовании АЛ непрерывного действия, в которых отсутствуют главные состояния вида "0" или "2", поэтому вероятности $P_0$ или $P_2$ этих состояний равны 0. Это приводит к нулевым начальным условиям, позволяющим установить связь между коэффициентами $C_1$ и $C_2$ типа (27), а затем получить и сами формулы.

Таким образом, разработан метод определения постоянных интегрирования для исследования АЛ дискретного действия структуры "2 × 1" с участками разной производительности. Разная производительность участков добавляет к случайным процессам детерминированные процессы, в которых АЛ переходит из одного состояния в другое в моменты изготовления определенного числа деталей.

Разработанный метод определения постоянных интегрирования является теоретической базой для решения всех задач АЛ структуры "2 × 1" с разными производительностями участков: $q_1 > q_2$ и $q_1 < q_2$.

## Выводы

1. Разработан метод определения постоянных интегрирования, которые удовлетворяют общему решению при $q_1 > q_2$ или $q_1 < q_2$ и частному решению при $q_1 = q_2$.

2. В прикладном аспекте разработанный метод определения постоянных интегрирования позволил получить решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера [2]. Формулы этого решения позволяют исследовать, как влияют параметры надежности участков и емкость бункера на производительность системы, и проектировать более совершенные автоматические линии.

3. В научном аспекте разработанный метод определения постоянных интегрирования является теоретической базой для решения всех задач структуры "2 × 1" с производительностями участков $q_1 > q_2$ или $q_1 < q_2$, когда к случайным процессам примешиваются детерминированные, и представляет серьезный вклад в теорию автоматических линий.

4. Полученные результаты и формулы будут полезны фирмам, научно-исследовательским институтам и проектным организациям, связанным с разработкой, исследованием и эксплуатацией автоматических линий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Горчев В. С.** Математические основы исследования автоматических линий с накопителями деталей // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 32—41.

2. **Горчев В. С.** Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера // Вестник машиностроения. 2009. № 11. С. 46—52.

УДК 621.9

С. И. ПЕТРУШИН, д-р. техн. наук (Томский политехнический университет),
А. В. ПРОСКОКОВ, канд. техн. наук (Юргинский технологический институт — филиал ТПУ), e-mail: proskokov@tpu.ru

# Теория несвободного резания материалов. Образование стружки с единственной условной поверхностью сдвига

Предложена схема ортогонального несвободного резания. Определены закономерности начального направления схода стружки для криволинейного лезвия, передняя поверхность которого наклонена относительно статических координат.

**Ключевые слова:** обработка резанием, лезвие, стружкообразование, сход, поверхность сдвига.

Orthogonal constrained cutting scheme has been proposed. Regularities of initial direction chip flow for curvilinear blade with inclined cutting face relatively static coordinates have been determined.

**Keywords:** cutting, blade, chip forming, flow, shear surface.

Большинство исследований процессов образования стружки основывается на схеме свободного резания с единственной плоскостью сдвига (схема И. А. Тиме), которая не учитывает геометрию лезвия в плане и трехмерный характер очага деформации срезаемого слоя. При этом делается допущение, что вся трансформация срезаемого слоя в стружку происходит в очень узкой зоне, прилегающей к плоскости сдвига. Для несвободного резания имеем пространственную условную поверхность сдвига (УПС), которая является аналогом плоскости сдвига.

Описанные в литературе [1, 2] схемы образования стружки при несвободном резании рассматривают режущую часть, образованную двумя прямолинейными режущими кромками (острозаточенная вершина). При этом предполагается, что условные плоскости сдвига исходят из этих кромок и располагаются под различными углами сдвига к вектору скорости резания. В случае криволинейного режущего лезвия такой подход неприемлем, так как для каждой точки режущей кромки УПС будет иметь свой угол сдвига, что приводит к неопределенности ее формы.

Следует различать ортогональное и косоугольное несвободное резание. Под ортогональным несвободным резанием понимается процесс, при котором плоская передняя поверхность лезвия независимо от формы режущей кромки перпендикулярна к вектору скорости $v$ резания для статических координат, или к вектору скорости $v_e$ результирующего движения резания для кинематических координат.

На рис. 1 в динамической системе координат $x_д y_д z_д$ [3] представлена схема ортогонального несвободного резания лезвием с плоской передней поверхностью и криволинейной режущей кромкой, которая в основном формирует стружку. Данная схема построена на основе допущений:

1) трансформация срезаемого слоя $ABC$ в стружку происходит в узкой зоне, прилегающей к условной поверхности $ABD$ сдвига;

2) стружка сходит по передней поверхности, как единое целое, в направлении, определяемом углом $\eta$ начального схода;

3) в сечениях корня стружки, параллельных секущей плоскости схода $P_c$, имеет место схема свободного ортогонального резания для $i$-й точки режущей кромки с определенными значениями коэффициента $\zeta_{ai}$ усадки и угла $\varphi_i$ сдвига;

4) форма и размеры поперечного сечения стружки определяются проекцией УПС на плоскость $x_д O z_д$ (деформацией прирезцового слоя пренебрегаем).

УПС имеет сложную пространственную криволинейную форму (см. рис. 1), ограниченную снизу рабочим участком $AB$ режущей кромки, а сверху — линией $DB$ перехода между наружной поверхностью стружки и поверхностью резания, оставшейся от предыдущего положения кромки, а также линией $AD$ выхода УПС на обрабатываемую поверхность.

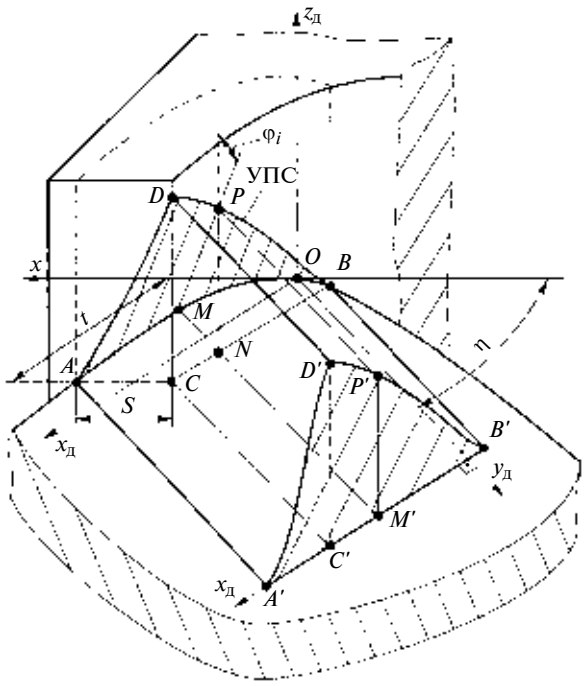



**Рис. 1. Схема ортогонального несвободного резания**

Рассмотрим $i$-е сечение корня стружки в точке $M$. Толщина $a'$ срезаемого слоя в направлении схода стружки определяется отрезком $MN$ и рассчитывается по формуле (24), приведенной в работе [3]. Если динамический передний угол $\gamma_д = 0$, то имеем: $\mathrm{tg}\varphi_i = \dfrac{1}{\zeta_{ai}} = \dfrac{a_i'}{a_{c_i}}$, где $a_i'$ и $a_{c_i}$ — соответственно толщины срезаемого слоя и стружки в направлении схода.

Тогда высоту УПС в данном сечении (см. рис. 1, $NP$) или, что то же самое, толщину стружки ($M'P'$), находим по формуле

$$a_{c_i} = a_i' / \mathrm{tg}\varphi_i. \quad (1)$$

Если $\gamma_д \neq 0$, а динамический угол наклона лезвия $\lambda_д = 0$, то процесс можно отнести к ортогональному несвободному резанию. При этом толщина стружки в $i$-м сечении определяется выражением

$$a_{c_i} = a_i \frac{\cos(\varphi_i - \gamma_д)}{\sin\varphi_i}. \quad (2)$$

Вопрос о закономерности изменения угла сдвига в сечениях корня стружки, параллельных направлению ее схода, остается открытым. С одной стороны, при свободном резании экспериментально установлено [4], что с уменьшением толщины $a_i$ среза угол $\varphi_i$ увеличивается. С другой стороны [2], при несвободном резании $\varphi_i$ увеличивается с увеличением отношения $a_i/b_i$. Вероятно, и в том, и в другом случае важную роль играет разница между плоским и трехмерным напряженно-деформированным состоянием срезаемого слоя. Поэтому правомерно предположение о том, что при несвободном резании в направлении схода стружки по передней поверхности угол $\varphi_i$ сдвига имеет одинаковое значение для любой точки рабочего участка криволинейного режущего лезвия [5]. Тогда формулы (1) и (2) примут вид:

$$a_{c_i} = \frac{a_i}{\mathrm{tg}\varphi_{ср}}; \quad a_{c_i} = a_i \frac{\cos(\varphi_{ср} - \gamma_д)}{\sin\varphi_{ср}}.$$

Перейдем к построению УПС для произвольной формы режущего лезвия применительно к схеме косоугольного несвободного резания, которое широко используется в металлообработке со снятием стружки и плохо поддается аналитическому описанию, так как $\lambda_д \neq 0$, что влечет за собой дополнительное отклонение направления схода стружки.

На рис. 2 показано криволинейное лезвие, плоская передняя поверхность которого наклонена относительно статических координат на углы $\gamma_x$ и $\gamma_y$. Здесь же построена УПС (заготовка и стружка не показаны), представляющая собой замкнутый контур $ABD$. Для заданных $t$ и $S$ сечение $A'BC'$ срезаемого слоя имеет проекцию $ABC$ на переднюю поверхность лезвия. Найдем уравнение линии $DB$, ограничивающей УПС сверху, снизу она ограничена участком $AB$ криволинейной режущей кромки.

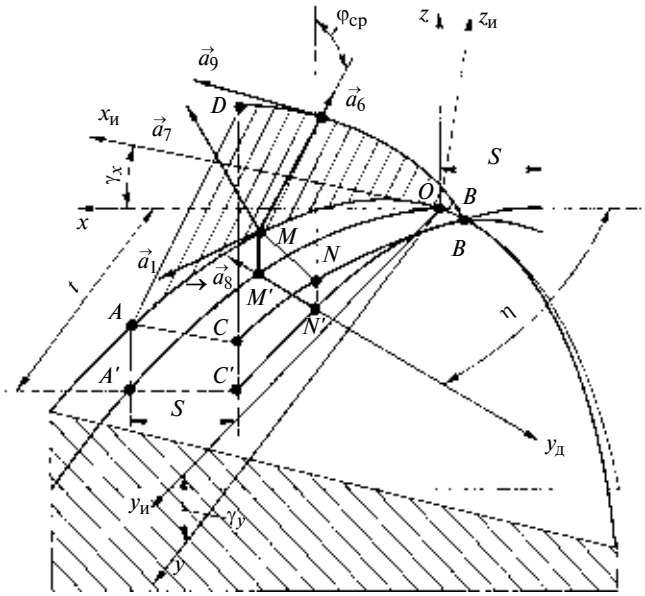



**Рис. 2. Форма УПС при косоугольном несвободном резании**

Исключим в уравнении (1) работы [3] параметр $t$ и запишем его в станочной системе координат:

$$\begin{cases} y = f(x); \\ z = \psi(x). \end{cases} \quad (3)$$

Уравнение предыдущего положения режущей кромки (через подачу $S$) имеет вид:

$$\begin{cases} y = f(x + S); \\ z = \psi(x + S). \end{cases} \quad (4)$$

Тогда выражение (2) работы [3] для касательной к режущей кромке в произвольной точке $M$ (см. рис. 2) примет вид:

$$\vec{a}_1 = \vec{i} + y_M' \vec{j} + z_M' \vec{k}, \quad (5)$$

где $y_M'$ и $z_M'$ — производные по $x$ уравнений (3) в рассматриваемой точке.

Единичный направляющий вектор $\vec{a}_6$, определяющий направление образующей линии УПС как линейчатой поверхности, на основании сделанных выше допущений находится по формуле

$$\vec{a}_6 = -\sin\varphi_{ср}\cos\eta \cdot \vec{i} + \sin\varphi_{ср}\sin\eta \cdot \vec{j} + \cos\varphi_{ср} \cdot \vec{k}. \quad (6)$$

Направляющий вектор нормали к УПС в точке $M$ равен векторному произведению $\vec{a}_7 = \vec{a}_1 \times \vec{a}_6$ или с учетом формул (5) и (6):

$$\vec{a}_7 = [(\cos\varphi_{cp} \cdot y'_M - \sin\varphi_{cp}\sin\eta \cdot z'_M)\vec{i} - (\cos\varphi_{cp} + \sin\varphi_{cp}\cos\eta \cdot z'_M)\vec{j} + \sin\varphi_{cp}(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_M)\vec{k}]\sin\mu, \quad (7)$$

где $\mu$ — угол между векторами $\vec{a}_1$ и $\vec{a}_6$.

Направляющий вектор нормали к поверхности резания, образованной предыдущим положением режущей кромки, исходящий из точки $N'$ (см. рис. 2), находят по формуле

$$\vec{a}_8 = \frac{y'_{N'}}{\sqrt{1 + y'^2_{N'}}}\vec{i} - \frac{1}{\sqrt{1 + y'^2_{N'}}}\vec{j}, \quad (8)$$

где через $y'_{N'}$ обозначена производная первого уравнения системы (4) в точке $N'$.

Тогда направляющий вектор касательной к искомой линии $OA$ определяется векторным произведением $\vec{a}_9 = \vec{a}_7 \times \vec{a}_8$. После соответствующих преобразований получим:

$$\vec{a}_9 = \frac{\sin\varphi_{cp}(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_M)}{\sqrt{1 + y'^2_{N'}}}\vec{i} + \frac{\sin\varphi_{cp} \cdot y'_{N'}(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_M)}{\sqrt{1 + y'^2_{N'}}}\vec{j} + \frac{\cos\varphi_{cp}(y'_{N'} - y'_M) + \sin\varphi_{cp} \cdot z'_M(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_{N'})}{\sqrt{1 + y'^2_{N'}}}\vec{k}. \quad (9)$$

Коэффициенты перед ортами в уравнении (9) представляют собой направляющие косинусы касательной к линии $DB$ в текущей точке. Поэтому проекцию линии $DB$ на плоскость $xOz$ можно определить по ее производной, представляющей собой отношение направляющих косинусов $\cos\alpha_z/\cos\alpha_x$ или

$$DB'_{xOz} = \frac{y'_{N'} - y'_M + \mathrm{tg}\varphi_{cp} \cdot z'_M(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_{N'})}{\mathrm{tg}\varphi_{cp}(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_M)}. \quad (10)$$

Интегрируя уравнение (10), получим:

$$DB_{xOz} = \frac{1}{\mathrm{tg}\varphi_{cp}} \times \int \frac{y'_{N'} - y'_M + \mathrm{tg}\varphi_{cp} \cdot z'_M(\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_{N'})}{\sin\eta + \cos\eta \cdot y'_M}\,\mathrm{d}x + C_1, \quad (11)$$

где постоянная $C_1$ определяется из условия, что в точке $B$ $z_B = DB_{xOz}$.

Для определения проекций линии $DB$ на плоскость $yOz$ необходимо все выражения сделать зависимыми от $y$. Запишем уравнения (3) и (4) режущей кромки в виде:

$$\begin{cases} x = \varphi(y); \\ z = \zeta(y); \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} x = \varphi(y) - S; \\ z = \zeta(y). \end{cases} \quad (13)$$

Тогда, проведя рассуждения, аналогичные рассмотренным выше, запишем формулы (5), (7)—(9) как:

$$\vec{a}_1 = x'_M\vec{i} + \vec{j} + z'_M\vec{k};$$

$$\vec{a}_7 = [(\cos\varphi_{cp} - \sin\varphi_{cp}\sin\eta \cdot z'_M)\vec{i} - (x'_M\cos\varphi_{cp} + z'_M\sin\varphi_{cp}\cos\eta)\vec{j} + \sin\varphi_{cp}(x'_M\sin\eta + \cos\eta)\vec{k}]\sin\mu;$$

$$\vec{a}_8 = \frac{1}{\sqrt{1 + x'^2_{N'}}}\vec{i} - \frac{x'_{N'}}{\sqrt{1 + x'^2_{N'}}}\vec{j};$$

$$\vec{a}_9 = \frac{x'_{N'}\sin\varphi_{cp}(x'_M\sin\eta + \cos\eta)}{\sqrt{1 + x'^2_{N'}}}\vec{i} + \frac{\sin\varphi_{cp}(x'_M\sin\eta + \cos\eta)}{\sqrt{1 + x'^2_{N'}}}\vec{j} + \frac{\cos\varphi_{cp}(x'_M - x'_{N'}) + z'_M\sin\varphi_{cp}(x'_{N'}\sin\eta + \cos\eta)}{\sqrt{1 + x'^2_{N'}}}\vec{k},$$

где $x'_M$ и $z'_M$ — производные функций (12) по $y$; $x_{N'}$ — абсцисса точки $N'$ (см. рис. 2).

Отсюда получим выражение для производной от проекции линии $DB$ на плоскость $yOz$:

$$DB'_{yOz} = \frac{\cos\alpha_z}{\cos\alpha_y} = \frac{x'_M - x'_{N'} + z'_M\,\mathrm{tg}\varphi_{cp}(\cos\eta + x'_{N'}\sin\eta)}{\mathrm{tg}\varphi_{cp}(x'_M\sin\eta + \cos\eta)},$$

проинтегрировав которое, получим:

$$DB_{yOz} = \frac{1}{\mathrm{tg}\varphi_{cp}} \times \int \frac{x'_M - x'_{N'} + z'_M\,\mathrm{tg}\varphi_{cp}(\cos\eta + x'_{N'}\sin\eta)}{x'_M\sin\eta + \cos\eta}\,\mathrm{d}y + C_2, \quad (14)$$

где $C_2$ находится из условия, что в точке $B$ $z_B = DB_{yOz}$.

Выражения (11) и (14) при $\gamma_x = \gamma_y = 0$ (т. е. для схемы ортогонального несвободного резания) имеют вид:

$$DB_{xOz} = \frac{1}{\mathrm{tg}\varphi_{cp}\cos\eta}\int \frac{y'_{N'} - y'_M}{\mathrm{tg}\eta + y'_M}\,\mathrm{d}x + C_3, \quad (15)$$

$$DB_{yOz} = \frac{1}{\mathrm{tg}\varphi_{cp}\cos\eta}\int \frac{x'_M - x'_{N'}}{\mathrm{tg}\eta + x'_M}\,\mathrm{d}y + C_4, \quad (16)$$

где постоянные $C_3$ и $C_4$ определяются из условия, что в точке $B$ $DB_{xOz} = DB_{yOz} = 0$.

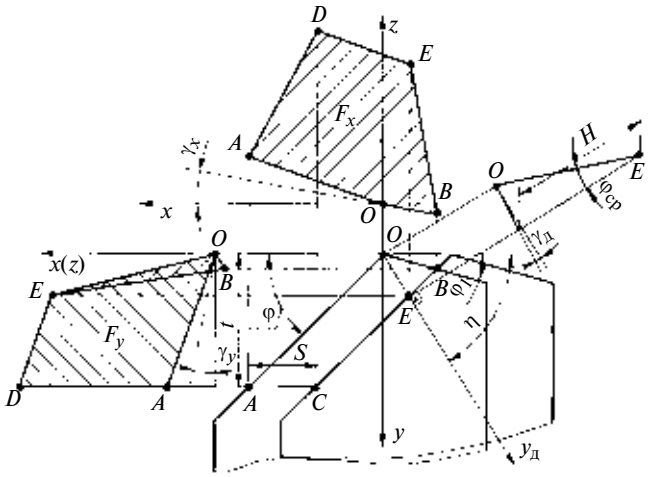



**Рис. 3. Форма УПС для острозаточенной вершины**

В полученных формулах, определяющих верхнюю границу УПС, фигурируют частные производные в точке $N'$ от функции, описывающей проекцию предыдущего положения режущей кромки на основную плоскость. Координаты этой точки определяют методом, изложенным в работе [3].

Исследуем частные случаи построения УПС при несвободном косоугольном резании, рассмотрев для этого режущие лезвия с острозаточенной вершиной и со стандартной геометрией (вершина закруглена). При этом будем считать, что в направлении схода стружки $\varphi = \text{const}$ для любой точки рабочего участка режущей кромки.

На рис. 3 показано острозаточенное в плане лезвие инструмента с плоской передней поверхностью, положение которой задано фронтальным и профильным углами $\gamma_x$ и $\gamma_y$.

Для этих условий имеем:

уравнение главной режущей кромки:

$$\begin{cases} y = \text{tg}\varphi \cdot x; \\ z = \left(\dfrac{\text{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \text{tg}\varphi\,\text{tg}\gamma_y\right)x, \end{cases} \qquad (17)$$

уравнение предыдущего положения главной режущей кромки:

$$\begin{cases} y = \text{tg}\varphi(x + S); \\ z = \left(\dfrac{\text{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \text{tg}\varphi\,\text{tg}\gamma_y\right)(x + S); \end{cases} \qquad (18)$$

уравнение вспомогательной режущей кромки:

$$\begin{cases} y = -\text{tg}\varphi_1 \cdot x; \\ z = \left(\dfrac{\text{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} - \text{tg}\varphi_1\,\text{tg}\gamma_y\right)x. \end{cases}$$

Так как режущая кромка задана в данном случае ломаной линией, то построение УПС проведем по участкам. При $x \geqslant 0$, подставляя соответствующие производные выражений (17) и (18) в формулы (11) и (14), получим следующие выражения для верхней границы УПС:

$$DE_{xOz} = \left(\frac{\text{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \text{tg}\varphi\,\text{tg}\gamma_y\right)x + H;$$

$$DE_{yOz} = \left(\frac{\text{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y\,\text{tg}\varphi} + \text{tg}\gamma_y\right)y + H,$$

где $H = \dfrac{S\sin\varphi}{\text{tg}\varphi_{ср}\sin(\varphi + \eta)}$ — высота УПС.

Нижняя граница УПС на этом участке задается проекциями главной режущей кромки на координатные плоскости.

На участке $0 > x > x_B$ верхняя граница УПС имеет точку перелома $E$, положение которой определяется координатами:

$$X_E = -\frac{S\sin\varphi\cos\eta}{\sin(\varphi + \eta)};$$

$$Y_E = \frac{S\sin\varphi\cos\eta}{\sin(\varphi + \eta)}.$$

С использованием полученных результатов на рис. 3 построены проекции УПС $F_x$ и $F_y$ на плоскости $zOx$ и $zOy$. Особенность $F_x$ заключается в добавлении треугольника с основанием $S$, а $F_y$ содержит "скрытую" поверхность условной поверхности, которая на рисунке показана штриховкой.

Нередко режущая кромка или ее часть представляют собой окружность. Опишем форму УПС для этого случая применительно к затачиваемым инструментам, когда скругление вершины задано в станочной системе координат (рис. 4). Пусть рабочая часть режущей кромки состоит из прямолинейной главной режущей кромки $AM$ и переходной $MB$, которая в координатах $xyz$ представляет собой часть окружности радиуса $r$ (вспомогательная режущая кромка — нерабочая).

Плоская передняя поверхность лезвия располагается относительно статической основной плоскости под углами $\gamma_x$ (фронтальный) и $\gamma_y$ (профильный). Решая попарно два первых уравнения в выражении (16) совместно с уравнением передней поверхности в инструментальной системе координат $z_и = 0$ согласно формуле перехода (5) в работе [3], получим следующие уравнения проекций:

главной режущей кромки на координатную плоскость $xOz$:

$$Z_x = \left(\frac{\text{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \text{tg}\varphi\,\text{tg}\gamma_y\right)x + \\ + r\,\text{tg}\gamma_y(1 - \cos\varphi - \text{tg}\varphi\sin\varphi); \qquad (19)$$

главной режущей кромки на плоскость $yOz$:

$$Z_y = \left(\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\mathrm{tg}\varphi\cos\gamma_y} + \mathrm{tg}\gamma_y\right)y -$$

$$- r\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y}(1 - \cos\varphi - \mathrm{tg}\varphi\sin\varphi); \qquad (20)$$

переходной режущей кромки на плоскость $xOz$:

$$Z_x = \frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y}x + \left(r - \sqrt{r^2 - x^2}\right)\mathrm{tg}\gamma; \qquad (21)$$

переходной режущей кромки на плоскость $yOz$:

$$Z_y = \pm\sqrt{r^2 - (y - r)^2}\,\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \mathrm{tg}\gamma_y \cdot \gamma, \qquad (22)$$

для проекций предыдущего положения режущей кромки (см. рис. 4) аналогичные уравнения имеют вид:

$$Z_x = \left(\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y} + \mathrm{tg}\varphi\mathrm{tg}\gamma_y\right)x +$$

$$+ \mathrm{tg}\gamma_y[S\mathrm{tg}\varphi + r(1 - \cos\varphi - \mathrm{tg}\varphi\sin\varphi)];$$

$$Z_y = \left(\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y\mathrm{tg}\varphi} + \mathrm{tg}\varphi_y\right)y - \qquad (23)$$

$$- \left[\frac{r}{\mathrm{tg}\varphi}(1 - \cos\varphi - \mathrm{tg}\varphi\sin\varphi) + S\right]\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y};$$

$$Z_x = \frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\cos\gamma_y}x + \left(r - \sqrt{r^2 - (x + S)^2}\right)\mathrm{tg}\gamma_y;$$

$$Z_y = (\pm\sqrt{2ry - y^2} - S)\frac{\mathrm{tg}\gamma_x}{\mathrm{tg}\gamma_y} + \mathrm{tg}\gamma_y \cdot y.$$

На рис. 4 для данных условий на основе формул (18)—(23) построены нижние границы проекций УПС на координатные плоскости АМОВ и соответствующие проекции предыдущего положения режущих кромок $C'N'M'B$.

Построение верхних границ УПС $DEB$ по точкам выполнено по формуле, полученной из треугольника $MEN'$:

$$EN' = MN\left(\frac{1}{\mathrm{tg}\varphi_{\text{ср}}} + \mathrm{tg}\gamma_{\text{д}}\right), \qquad (24)$$

где $MN = a$ определяется из формулы (24) работы [3].

Рассчитанные по формуле (24) работы [3] координаты прибавляем к соответствующим координатам предыдущего положения режущей кромки. Таким образом на рис. 3 построены проекции УПС $F_x$ и $F_y$ на координатные плоскости станочной системы координат. Как и для острозаточенного лезвия, $F_x$ достроена треугольником с основанием $S$, а $F_y$

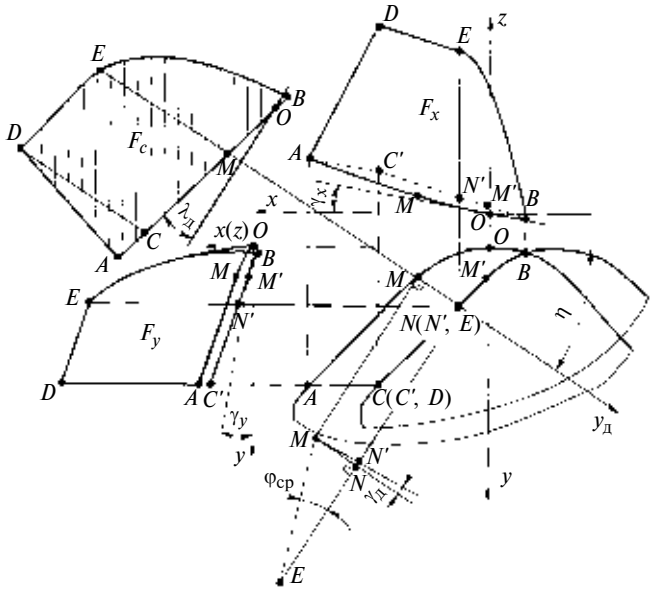



**Рис. 4. Форма УПС для закругленной вершины**

имеет скрытую поверхность, прилежащую к криволинейному участку режущей кромки.

Здесь же построено поперечное сечение стружки в направлении ее схода, высота $H_{\text{ст}}$ которого определяется высотой $H_{\text{УПС}}$ условной поверхности сдвига согласно равенству $H_{\text{ст}} = H_{\text{УПС}}\cos\gamma_{\text{д}}$.

Рассмотренные примеры подтверждают справедливость предложенной схемы стружкообразования с единственной поверхностью сдвига при несвободном косоугольном резании материалов инструментами с произвольной формой режущих лезвий для описания геометрии зоны стружкообразования.

Данная схема позволяет: использовать решения и закономерности, установленные для свободного резания, в случае несвободного резания; рассчитывать формы и размеры поперечного сечения стружки; определять направление схода стружки по передней поверхности лезвия.

Стружка перемещается по передней поверхности инструмента в определенном направлении на участке контакта, а далее приобретает конечную форму. При этом следует различать первоначальное направление схода стружки, ее движение по передней поверхности и завивание стружки после ее отхода от передней поверхности. Рассмотрим трансформацию стружки в данной последовательности, используя предлагаемую схему стружкообразования с единственной УПС.

Из полученных формул следует, что направление схода стружки, задаваемое углом η начального схода, имеет большое значение для исследования особенностей механики несвободного резания металлов. Для определения угла η при ортогональном

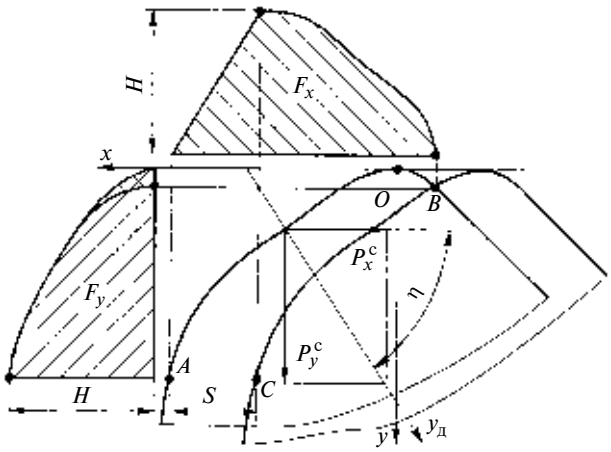



**Рис. 5. Расчетная схема к определению начального угла схода стружки при ортогональном несвободном резании**

несвободном резании разложим силу, действующую на срезаемый элемент стружки со стороны УПС, на составляющие, направленные параллельно осям $x$ и $y$ (рис. 5). Очевидно, под действием этих сил стружка на начальном участке будет двигаться в направлении равнодействующей:

$$\mathrm{tg}\eta = P_y^c / P_x^c. \qquad (25)$$

Здесь

$$P_y^c = \int_{F_x} \sigma_{сдв} \mathrm{d}F_x; \qquad (26)$$

$$P_x^c = \int_{F_y} \sigma_{сдв} \mathrm{d}F_y, \qquad (27)$$

где $\sigma_{сдв}$ — напряжения на УПС, ориентированные перпендикулярно оси $z$.

Допустим, что закон распределения этих напряжений вдоль оси $Oz$ одинаков для любой точки режущей кромки и имеет вид: $\sigma_{сдв} = \sigma_{max}k(z)$, где $k(z)$ — некоторая функция, зависящая только от координаты $z$. Тогда, подставляя это выражение в формулы (26), (27), а затем в выражение (25), имеем:

$$\mathrm{tg}\eta = F_x/F_y, \qquad (28)$$

где $F_x$ и $F_y$ — площади проекции УПС на плоскости $xOz$ и $yOz$ (см. рис. 5).

Следовательно, при сделанном допущении определение угла начального схода стружки сводится к расчету площадей проекций УПС на координатные плоскости. В свою очередь определение площадей УПС для конкретных случаев сводится к определению площадей четырехугольников и криволинейных фигур (см. рис. 3 и 4).

При косоугольном несвободном резании на величину начального угла схода стружки будет оказывать влияние не только отношение площадей УПС согласно выражению (28), но и динамический угол $\lambda_д$ наклона передней поверхности. Поэтому выражение (28) следует для этой схемы резания записать в виде:

$$\eta = \mathrm{arctg}(F_x/F_y) \pm \lambda_д. \qquad (29)$$

Из выражения (29) следует, что для определения угла схода стружки необходимо знать динамический угол наклона режущей кромки, который зависит от η согласно выражению (10) работы [3]. Из формул (11) и (14) также видно, что угол схода стружки участвует в определении параметров $F_x$ и $F_y$. Поэтому решение уравнения (29) можно осуществить только численным методом последовательных приближений. Этот факт имеет физическое объяснение: направление схода стружки при несвободном резании самоустанавливается (адаптируется) к исходной геометрии лезвия и кинематике процесса резания путем изменения формы и размеров УПС. В работе [7] предложен алгоритм расчета угла η по выражению (29) и проведено сравнение расчетных и экспериментальных данных, которое показало их удовлетворительное совпадение.

Выражение (29) задает первоначальное направление схода стружки. В дальнейшем движении стружка отклоняется в ту или иную сторону вследствие наклона передней поверхности к основной плоскости, ее кривизны и особенностей пластической деформации прирезцового слоя. Определение траектории движения стружки по передней поверхности лезвия требует рассмотрения силового нагружения стружки напряжениями со стороны УПС и контактными напряжениями со стороны передней поверхности. На рис. 6 в динамической системе координат изображена режущая часть инструмента с корнем сходящей в направлении $y_д$ стружки. Здесь $OAB$ — условная поверхность сдвига, $O'A'B'$ — поперечное сечение стружки. На пятне силового контакта $OO'B'B$ между стружкой и передней поверхностью распределены по определенным законам нормальные и касательные контакт-

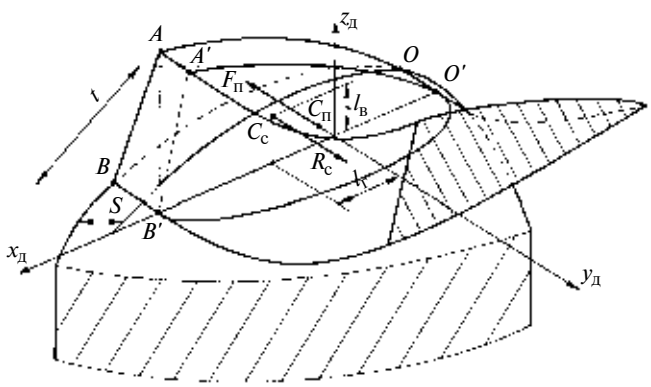



**Рис. 6. Схема завивания сливной стружки**

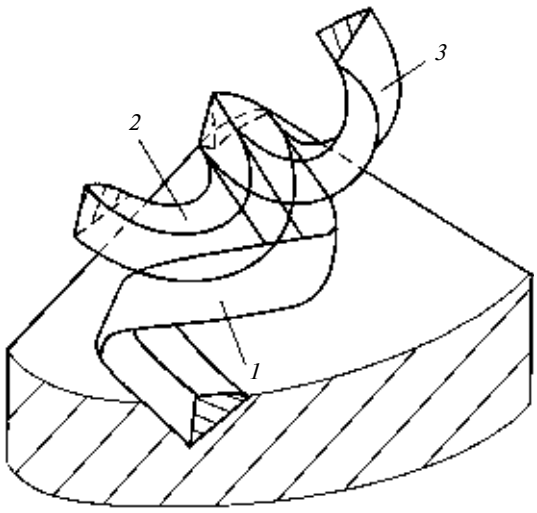



**Рис. 7. Виды завивания стружки:**
*1* — стружка общего вида; *2*, *3* — плоское и кольцевое завивание

ные напряжения. В первом приближении предположим, что напряжения на условной поверхности сдвига и напряжения трения на пятне силового контакта распределены равномерно. Тогда точки приложения $C_с$ и $C_п$ интегральных сил $R_c$ и $F_п$ будут совпадать с центрами тяжести криволинейных фигур $O'A'B'$ и $OO'B'B$. Если стружка на своем пути не встречает препятствий, то приняв $v_с = \text{const}$, получим $R_с = F_п$, т. е. силы, действующие на стружку со стороны УПС и передней поверхности, уравновешены.

В общем случае координаты $x_д$ и $z_д$ точек $C_с$ и $C_п$ не совпадают, что приводит к возникновению изгибающего момента, задающего так называемое "естественное" завивание стружки [10]. При этом плечо $l_в$ (см. рис. 6) определяет момент, изгибающий стружку в вертикальной плоскости в сторону передней поверхности, который на пятне силового контакта компенсируется за счет неравномерных пластических деформаций прирезцового слоя. После разгружения стружки, возникающего в конце пятна контакта, происходит упругое восстановление неравномерно сжатых слоев стружки, проявляющееся завиванием стружки вверх от передней поверхности. Кривизна завивания определяется изгибающим моментом и физико-механическими свойствами обрабатываемого материала.

Плечо $l_г$ сил обусловливает завивание стружки в плоскости передней поверхности, которое формирует траекторию движения стружки до момента прекращения ее контакта с передней поверхностью. Происходит неравномерный пластический изгиб, вызываемый неравномерным сжатием стружки. Следовательно, соотношение плеч $l_г$ и $l_в$ определяет отношение радиуса к шагу винтовой спирали стружки.

При косоугольном резании нормальные контактные напряжения вызывают дополнительную сдвигающую стружку силу. Результирующая траектория движения стружки, а также ее пространственная форма определяются суммарным воздействием всех рассмотренных выше факторов. Если передняя поверхность имеет сложную топографию, как на современных многогранных режущих пластинах, алгоритм расчета траектории движения должен предусматривать определение нормали к передней поверхности в точке, в которой оказался элемент стружки в данный момент времени. При этом возникают задачи описания движения стружки как единого целого и установления границы, после которой она разделится по ширине.

Затем стружка отрывается от передней поверхности, происходит ее естественное завивание. На рис. 7 показаны три возможных завивания стружки. Стружка *1*, завивающаяся по спирали, получается чаще. Кольцевое завивание (стружка *2*) в вертикальной плоскости имеет место при $l_г = 0$, когда силы $P_с$ и $F_п$ лежат в одной вертикальной плоскости. Плоское завивание (стружка *3*) получается, когда вертикальный изгибающий момент полностью компенсируется пластическими деформациями прирезцового слоя и упругим восстановлением неравномерно сжатой стружки. Это легло в основу проектирования стружколомающих элементов на режущей части [14].

Заметим, что результативное решение задачи завивания стружки невозможно с использованием схемы стружкообразования с единственной УПС, так как последняя не дает ответа на вопрос о напряжениях в зоне образования стружки, а также о форме и размерах пятна силового контакта стружки с передней поверхностью лезвия.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полетика М. Ф.** Теория обработки резанием. Ч. II. Томск: Изд-во ТПИ, 1975. 101 с.

2. **Куфарев Г. Л. Оконов К. Б., Говорухин В. А.** Стружкообразование и качество обработанной поверхности при несвободном резании. Фрунзе: Мектеп, 1970. 70 с.

3. **Петрушин С. И., Проскоков А. В.** Теория несвободного резания материалов. Геометрия несвободного резания // Вестник машиностроения. 2009. № 11. С. 56—63.

4. **Зорев Н. Н**. Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 368 с.

5. **Петрушин С. И.** Введение в теорию несвободного резания материалов. Томск: Изд-во ТПУ, 1999. 97 с.

6. **Петрушин С. И., Бобрович И. М., Корчуганова М. А.** Оптимальное проектирование формы режущей части лезвийных инструментов. Томск: Изд-во ТПУ, 1999. 92 с.

УДК 621.9-187.001.57

А. А. КОБЗЕВ, д-р техн. наук, Л. К. ГЕНЕРАЛОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ), e-mail: generalov@vlsu.ru

# Модельное управление точностью обработки резанием

Рассматривается вопрос повышения точности относительного движения инструмента и заготовки при токарной обработке. Одной из причин, ограничивающих повышение точности, является несвоевременная подача корректирующих сигналов в систему управления приводом. Для решения этой задачи используется параллельная модель процесса резания. Моделирование осуществляется на персональном компьютере одновременно с обработкой заготовки, корректирующий сигнал с модели подается в блок управления приводом с опережением сигналов обратных связей. Приведены результаты моделирования и экспериментальной проверки точности обработки.

**Ключевые слова:** инструмент, заготовка, точение, точность, резание, коррекция, структура, модель, моделирование, эксперимент, результаты.

A matter of the accuracy enhancement of the relative motion of tool and blank at turning is considered. One of reasons limiting the accuracy enhancement is an untimely lead-in of correcting signals into the gear's control system. For solution of this problem a parallel model of cutting process is used. The modeling is realized on a PC at one time with the blank machining, and correcting signal from the model is introduced into the gear's control block with advancing of the feedback signals. Results of modeling and experimental validation of working accuracy are presented.

**Keywords:** tool, blank, turning, cutting, correction, structure, model, modeling, experiment, results.

Заданные показатели качества систем автоматического управления (САУ), используемых в станках с программным управлением, могут быть обеспечены при известных и неизменных значениях внешних возмущающих воздействий. В действительности этого не происходит, поскольку в процессе резания возникают нестационарные во времени и изменяющиеся по случайным законам возмущающие воздействия. Основными причинами нестационарности процесса резания при токарной обработке являются: неравномерная толщина срезаемого слоя металла; неравномерная твердость заготовки по периметру; упругие отжатия, обусловленные изменением усилия резания; износ инструмента и др. В отдельных случаях обеспечить управление процессом резания удается путем разработки САУ с большими запасами по диапазону управляемых величин, быстродействию, мощности и другим параметрам. Однако для стабилизации качества управления процессом резания этого недостаточно. Основная причина заключается в том, что возмущающие воздействия регистрируются после появления и их устранение занимает определенное время. В случае с токарной обработкой это приводит к тому, что относительное положение инструмента и заготовки в момент коррекции не является первоначальным, в результате чего появляется дополнительная погрешность положения. Инерционность при отработке корректирующих сигналов в технологических системах практически всегда имеет место, поэтому введение автоматического управления для повышения качества САУ позволит достичь более высокой точности обработки.

Решение задачи автоматической настройки САУ токарных станков с числовым программным управлением (ЧПУ) оказалось возможным при использовании модели привода для формирования корректирующих воздействий. В нашем случае корректирующим сигналом является точность обработки, которая определяется при моделировании в текущий момент времени. Причем процесс моделирования происходит параллельно реальному процессу. Возникающие отклонения размеров на модели подаются в систему управления приводом и отрабатываются в текущем цикле обработки до прихода корректирующих сигналов технологической системы. В результате этого устраняются погрешности, связанные с инерционностью протекания физических процессов в технологической системе. При этом особое значение приобретает модель процесса резания, которая входит в систему управления приводом как составляющее звено и формирует корректирующие сигналы, не зависящие от реального процесса.

Модель включает прогнозирующее устройство, которое рассчитывает дополнительные значения поперечной подачи инструмента в зависимости от текущих координат обработки в связи с изгибом продольной оси заготовки. Это явление известно и возникает в результате действия усилия резания на заготовку. Величина упругих отжатий обусловлена схемой закрепления заготовки, которую можно определить по зависимостям, приведенным в работе [1].

Рассмотрим закрепление заготовки в патроне без поджатия центром. В этом случае заготовка представляет собой консольную балку, на свободный конец которой действует сосредоточенная сила резания. В результате податливости заготовки и элементов технологической системы готовая деталь будет иметь погрешность по длине в виде усеченного конуса. Для ее устранения предполагается формировать корректирующий сигнал, учитывающий упругие деформации по длине и позволяющий в итоге определить относительную траекторию движения инструмента и заготовки с минимальной погрешностью.

Для одномерной САУ функциональная схема показана на рис. 1. На схеме обозначены следую-

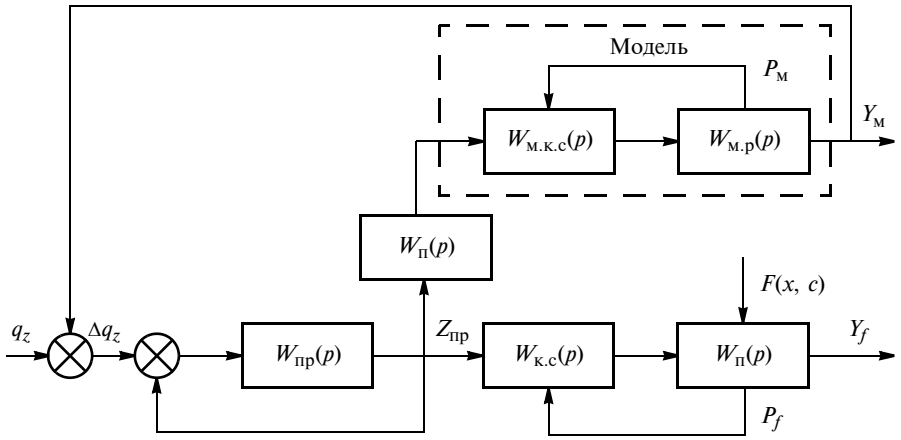



**Рис. 1**

щие передаточные функции: $W_{пр}(p)$ — разомкнутого привода; $W_{к.с}(p)$ — кинематической системы для передачи движения инструмента по одной из осей; $W_р(p)$ — процесса резания с компонентами технологической системы; $W_{м.к.с}(p)$ — модели кинематической системы; $W_{м.р}(p)$ — модели процесса резания с компонентами технологической системы; $W_п(p)$ — прогнозирующего устройства.

На вход системы подается задающий сигнал $q_z$, который сравнивается с выходной величиной $Y_м$. Сигнал рассогласования $\Delta q_z$ поступает на вход привода, с выхода которого снимается управление $Z_{пр}$. Под действием этого управления в технологической системе осуществляется процесс, влияющий на изменение выходной координаты $Y_f$, которая является векторной величиной, представляющей перемещение инструмента в плоскости координат $XOY$ рабочего пространства станка.

Прогнозирующее устройство $W_п(p)$ рассчитывает корректирующий сигнал, который поступает в модель процесса резания. В модели определяются усилие резания и упругие перемещения. Поскольку регулируемые координаты режущей кромки инструмента замкнуты по цепи главной обратной связи через модель и реальный привод, появляется возможность подавать корректирующий сигнал с модели в сравнивающее устройство в виде дополнительной составляющей и делать это с опережением сигнала с реального привода, т. е. управлять процессом достижения заданной точности обработки.

Модель процесса резания разработана для токарной обработки заготовок, установленных в патроне. При ее разработке учтены доминирующие факторы, оказывающие наибольшее влияние на точность размеров и форму деталей. К ним относятся колебания припуска, твердость материала заготовки, упругие деформации станочной системы и геометрия режущего инструмента. Дополнительно учитывается изгиб продольной оси заготовки от действия силы резания, что отличает данную модель от известной ранее [2].

Также предполагаем, что скорость резания и подача остаются неизменными, поскольку мощность приводов вполне достаточна для обеспечения стабильности протекаемого процесса. При этом отклонения возмущающих факторов действуют непродолжительное время и не выводят систему из равновесия.

Для описания динамики процесса резания воспользуемся зависимостями, приведенными в справочной литературе [3]. Усилия резания $\Delta P(t)$ по соответствующим осям в текущий момент времени имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \Delta P(t)_x &= C_x \Delta b(t)^x \Delta S(t)^y HB^n; \\ \Delta P(t) &= C_y \Delta b(t)^x \Delta S(t)^y HB^n; \\ \Delta P(t)_z &= C_z \Delta b(t)^x \Delta S(t)^y HB^n, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $C_x$, $C_y$, $C_z$ — коэффициенты, характеризующие условия обработки, включающие геометрию режущего инструмента, скорость резания и т. п.; $\Delta b(t)$ — глубина резания; $\Delta S(t)$ — скорость подачи; $HB$ — твердость материала; $x$, $y$, $n$ — показатели степени при соответствующих составляющих силы резания.

Считая, что упругая система станка безинерционная и составляющие упругих перемещений $U_x$, $U_y$, $U_z$ вдоль осей и заготовки $U_c$ постоянны, определим их величины:

$$\Delta U_x = K_x \Delta P_x(t);\ \Delta U_y = K_y \Delta P_y(t);$$
$$\Delta U_z = K_z \Delta P_z(t);\ \Delta U_c = K_c \Delta P_y(t), \quad (2)$$

где $K_x$, $K_y$, $K_z$ — коэффициенты податливости технологической системы по соответствующим осям при действии силы резания, учитывающие деформации шпиндельной и суппортной групп; $K_c$ — коэффициент податливости заготовки, зависящий от схемы закрепления. Так для случая установки заготовки в патроне без поджатия центром коэффициент податливости $K_c = l^3/(3EJ)$, где $l$ — длина заготовки, $E$ — модуль упругости материала, $J$ — момент инерции поперечного сечения заготовки.

Учитывая, что модель процесса резания разрабатывается для токарного станка с ЧПУ мод. ТПУ-125М, виброустойчивость которого подтверждена практикой, а также данными работ [1, 4], предположим, что постоянные времени упругой системы станка, заготовки и процесса резания могут быть на порядок меньше времени запаздывания и определяются выражением $\tau = 1/n_{шп}$, где $n_{шп}$ — частота вращения шпинделя.

Зависимость для определения толщины среза от скорости продольной подачи, упругих деформаций

технологической системы и заготовки с учетом данных, приведенных в работе [1], имеет вид:

$$s(t) = x_0(t) - x(t - \tau) - K_\varphi[U_y(t) + U_y(t - \tau) + U_c(t)], \quad (3)$$

где $x(t)$ и $x(t - \tau)$ — координаты вершины резца в текущий момент времени и в момент $(t - \tau)$; $K_\varphi = \mathrm{ctg}\varphi$ — коэффициент, учитывающий составляющую упругой деформации по оси $Y$; $\varphi$ — главный угол резца в плане.

Глубина резания в текущий момент времени определяется выражением:

$$b_y(t) = b_0(t) - U_y(t). \quad (4)$$

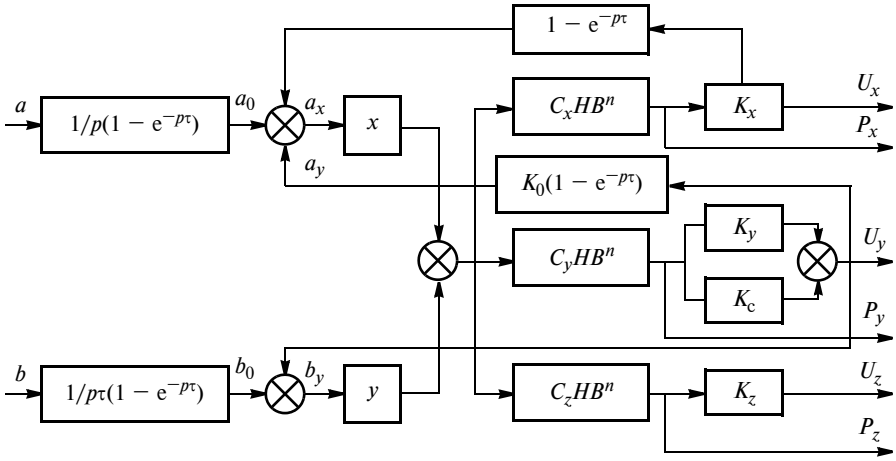



**Рис. 2**

Используя выражения (1) и (2), а также зависимости (3) и (4), запишем систему уравнений движения объекта в операторной форме:

$$\left.\begin{aligned}
&\Delta P(p)_x = C_x \Delta b(p)^x \Delta S(p)^y HB^n;\\
&\Delta P(p)_y = C_y \Delta b(p)^x \Delta S(p)^y HB^n;\\
&\Delta P(p)_z = C_z \Delta b(p)^x \Delta S(p)^y HB^n;\\
&\Delta U_x = K_x \Delta P_x(p);\ \Delta U_y = K_y \Delta P_y(p);\\
&\Delta U_z = K_z \Delta P_z(p);\ \Delta U_c = K_c \Delta P_y(p);\\
&a(p) = 1/p(1 - e^{-p\tau})S(p) - (1 - e^{-p\tau})U_x(p) -\\
&- K_\varphi(1 - e^{-p\tau})(U_y(p) + U_c(p);\\
&b(p) = 1/p\tau(1 - e^{-p\tau})b(\mathrm{p}) - U_y(p).
\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Структурная схема, соответствующая системе уравнений (5), показана на рис. 2.

Входными параметрами являются скорость продольной подачи и глубина резания, а выходными — упругие деформации изготовляемой детали и составляющие силы резания по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Разработанная схема использовалась как отдельное звено при моделировании привода продольной и поперечной подачи станка с ЧПУ мод. ТПУ-125М. Моделирование проводили в среде Simulink интегрированного пакета Matlab.

При проведении аналитических исследований токарной обработки заготовок диаметром от 10 до 50 мм и длиной 150 мм установлено, что использование параллельной модели в качестве корректирующего звена позволяет повысить точность обработки диаметральных размеров в среднем в 3÷5 раз по сравнению с существующим методом.

Экспериментально точность обработки проверяли на том же станке при обработке заготовок диаметром 30 мм и длиной 130 мм. Обработку проводили в несколько проходов без применения СОЖ с режимами резания: первый проход $t = 0{,}5$ мм; $S = 600$ мм$^{-1}$; $V = 80$ мм/мин без компенсации, без перебора; второй проход — режимы аналогичные, но с компенсацией и перебором. Программируемое движение осуществлялось по двум координатам. В качестве режущего инструмента использовался левый проходной твердосплавный резец Т15К6. Размеры после обработки контролировали пассиметром с ценой деления 0,002 мм. Результаты измерений приведены в таблице.

По данным эксперимента построены зависимости отклонений диаметральных размеров деталей в продольном сечении без использования коррекции (рис. 3, штриховая линия) и с использованием корректирующих сигналов (сплошная линия). Как видно из рис. 3, погрешность обработки существенно снизилась при введении корректирующих сигналов в управляющую программу станка с ЧПУ. В данном случае на длине 120 мм погрешность снизилась примерно в 6 раз.

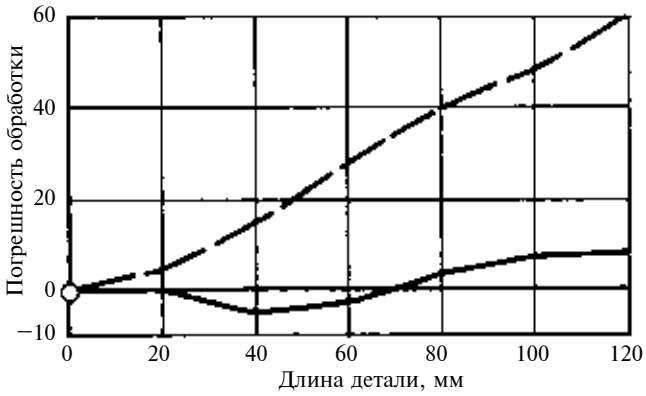



**Рис. 3**

| Проход | Отклонения, мкм, диаметральных размеров по длине заготовки | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 |
| 1 | 0 | +4 | +14 | +28 | +40 | +48 | +60 |
| 2 | 0 | 0 | −5 | −3 | +3 | +7 | +8 |

УДК 628.955.4:[621.373.826-777]

Н. А. ВОЛКОВ, А. Г. ПОЛУТОВ, канд. техн. наук
(ОАО "ЭЛАРА", г. Чебоксары), тел.: (8352) 22-11-57

# Лазерная гравировка знаков на светопроводах с использованием эмалей различных типов

Описаны эффекты, которые сопровождают изготовление знаков и надписей на светопроводе методом лазерной гравировки, с применением эмалей зарубежного и российского производства. Приведены данные светотехнических измерений образцов деталей, покрытых цветовыми комбинациями эмалей типов ЭП, АС, УР, SF, проанализированы примененные материалы и требования нормативно-технической документации к изделиям.

**Ключевые слова:** коэффициент отражения, коэффициент пропускания, блеск, колодезный эффект.

The effects, accompanying the making process of marks and inscriptions on the light conductor by laser engraving method with use of Russian and foreign enamels, have been described. Lighting measurement data of the detail specimens, covered by color combinations of the enamels EP, AC, UR, SF types, are presented. The employed materials and requirements of the reference technical documentation to working products are analyzed.

**Keywords:** reflection coefficient, transmission coefficient, brightness, well effect.

С 2005 г. в ОАО "ЭЛАРА" активно применяют лазерную маркировку и гравировку изделий различного назначения как собственной разработки, так и разработанных сторонними организациями. Наиболее сложной задачей при этом является обеспечение светотехнических характеристик надписей и знаков на светопроводе.

В работе [1] отмечалось, что качество знаков и надписей на поверхности светопровода, изготовленных методом лазерной гравировки, определяется набором таких характеристик, как частота развертки, энергия импульса, число проходов и т. п. Знаки проявляются на фоне посредством выжигания (испарения) пучком лазерного излучения внешнего слоя эмали в форме знака до получения изображения знака цвета подслоя (рабочий слой), контрастного цвету фона. При этом наиболее существенный вклад в качество светотехнических характеристик знаков вносят выбор эмали или комбинации эмалей и режимы лазерной гравировки.

В 2008 г. промышленность РФ приступила к разработке и производству эмалей, предназначенных для лазерной гравировки (далее — эмаль УР). Ниже приводятся экспериментальные данные по качеству светотехнических характеристик знаков на светопроводах, полученных на вышеупомянутых эмалях, в сравнении с широко применяемыми в отрасли эмалями типов ЭП, АС и эмали типа SF производства Германии.

Лазерная гравировка знаков на светопроводе отличается от обычной лазерной маркировки изделий наличием требований по обеспечению светотехнических параметров по наблюдаемости знаков в условиях внешнего освещения и по яркости и ее равномерности в условиях встроенного освещения. Для обеспечения требуемых значений светотехнических характеристик лазерной гравировкой при разработке технической документации необходимо учитывать следующие сопутствующие эффекты: 1) уменьшение прозрачности рабочего слоя; 2) уменьшение коэффициента отражения рабочего слоя; 3) рельефность знаков; 4) старение рабочего слоя эмали.

Свойства рабочего слоя эмали исследовали на серийно выпускаемых изделиях и образцах-свидетелях, имеющих ровные с регулярной структурой рабочие поверхности. Толщина рабочего слоя эмали (белого цвета) — не менее 40 мкм. Яркость измеряли с помощью яркомера ЯРМ-3, толщину лакокрасочного покрытия определяли по ГОСТ Р 51694—2000 "Материалы лакокрасочные. Опреде-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)*

## Выводы

1. САУ приводом позволяет управлять формообразованием детали при токарной обработке в продольном и поперечном сечениях при введении дополнительных корректирующих сигналов с параллельной модели процесса обработки.

2. Возможность опережения сигналов обратных связей расчетными корректирующими воздействиями с параллельной модели расширяет пределы использования адаптивных систем и повышает качество управления процессом резания.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Колев К. С., Горчаков Л. М**. Точность обработки и режимы резания. М: Машиностроение, 1976. 144 с.

2. **Абакумов А. М., Видманов Ю. И., Михелькевич В. Н.** Алгоритмизация процесса продольного точения // Станки и инструмент. 1972. № 9. С. 29—31.

3. **Обработка** металлов резанием. Справочник технолога / Под общ. ред. А. А. Попова. М.: Машиностроение, 1988. 735 с.

4. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 260 с

ление толщины покрытия" методами № 3А и № 3В, блеск — по ГОСТ Р 52663—2006 и ГОСТ 896—69, коэффициент отражения — по ОСТ 100669. В качестве источников света использовали светодиодные системы встроенного освещения серийно выпускаемых изделий.

## 1. Уменьшение прозрачности рабочего слоя эмали

В работе [2] приведены зависимости яркости знака от числа проходов лазерного пучка. Уменьшение прозрачности рабочего слоя эмали при воздействии лазерного излучения наглядно демонстрируется характером изменения яркости знаков на светопроводе при действующем встроенном освещении. Фактически показана зависимость прозрачности рабочего слоя эмали от числа проходов лазерного пучка. Накопленный опыт показывает, что существуют многообразные "траектории" приближения к желаемому результату (рис. 1, кривые *1—3*), который определяется величиной яркости знаков при встроенном освещении.

На рис. 1 первому проходу соответствует 100 %-е формирование поверхности знака на светопроводе (кривые *1—3*). Эффект снижения прозрачности рабочего слоя адекватен снижению яркости (кривые *2*, *3*), которое наблюдается при неудачно выбранном режиме гравировки и при нанесении на поверхность светопровода эмали рабочего слоя большой толщины. На практике встречаются случаи, когда не удается исправить качество рабочего слоя (кривая *3*) изменением режима лазерной гравировки.

**Рис. 1. Зависимости яркости рабочего слоя эмали от числа проходов лазерного пучка при режимах гравировки знаков:**
*1* — оптимальном (характерен для эмали типов SF, УР); *2* — обычном (характерен для эмали типов ЭП, АС, SF, УР); *3* — неудачном (характерен для эмали типов АС, ЭП)

На первый взгляд результат воздействия лазерного излучения неочевиден: при удалении слоя эмали вполне ожидаемым является увеличение яркости, ведь слой эмали становится тоньше. Однако такое поведение рабочего слоя эмали имеет место при его толщине 20÷60 мкм и корректно назначенном режиме гравировки.

При изготовлении светопроводов получили распространение два подхода к обеспечению светотехнических характеристик символов на светопроводе.

Первый подход заключается в обеспечении светотехнических характеристик рабочего (для определенности — белого) слоя эмали последующим нанесением на него слоя эмали цвета фона и формированием изображения знака лазерным пучком. На первый взгляд метод прост и рассчитан на то, что после снятия слоя эмали цвета фона можно получить светотехнические характеристики рабочего слоя, доведенные до требуемых на промежуточном этапе.

При использовании машинного способа нанесения лакокрасочного покрытия и жестком соблюдении режимов лазерной гравировки такой подход вполне может дать удовлетворительный результат, однако вопрос повторяемости результата остается открытым. Конечный результат определяется еще рядом факторов, таких как реальные отклонения толщины эмали, качество эмали, качество электрического оборудования, отклонения от параметров режима гравирования и т. п.

Второй подход также предполагает контроль характеристик рабочего слоя до нанесения слоя цвета фона. Отличие заключается в том, что технологическая яркость белого слоя может не соответствовать строго требуемой, а зависеть от типа эмали и толщины рабочего слоя. Гравировка же проводится с использованием устройства обратной связи, обеспечивающего требуемую прозрачность слоя [2]. Этот подход имеет ряд преимуществ, так как позволяет учитывать отклонения всех технологических параметров в зависимости от ситуации, а главное — этот подход позволяет учитывать фактическое изменение прозрачности эмали рабочего слоя после воздействия лазерного излучения. Как правило, после лазерной гравировки прозрачность эмали уменьшается на 30÷90 % по сравнению с прозрачностью белого слоя светопровода до лазерной гравировки. На величину уменьшения яркости влияют также: качество подготовки эмали (вязкость, чистота, свежесть, сортность и т. п.), режимы сушки, качество поверхности и др.

Анализ факторов уменьшения прозрачности рабочего слоя будет сделан далее, а пока поговорим об эффектах ожидаемых или даже очевидных, рассмотрение которых с точки зрения выхода годных изделий представляется актуальным.

## 2. Уменьшение коэффициента отражения рабочего слоя

В ряде прикладных задач параметрами соответствия техническому заданию являются наблюдаемость знаков при внешнем освещении в 30 000 лк и коэффициент отражения белой эмали. Действительно, наблюдаемость знаков определяется их размерами (об этом далее) и цветовым контрастом. Согласно нормативным требованиям коэффициент отражения для панелей должен быть не более 0,2, для знаков — не менее 0,7. При применении лазерной гравировки последний параметр выдержать достаточно трудно.

Ошибочно полагать, что выбор эмали с коэффициентом отражения 0,9 и выше гарантирует соответствие изделия нормативным требованиям по этому параметру.

Следует помнить об уменьшении коэффициента отражения рабочего слоя эмали на 15÷30 % после воздействия на него лазерного излучения в зависимости от режима лазерной гравировки, не забывая при этом, что окончательное значение коэффициента отражения определяется лакировкой лицевой поверхности светопровода.

### 3. Рельефность знаков

Следует отдельно остановиться на жестком соблюдении определенной толщины и равномерности слоев эмали цвета фона. Характерной особенностью технологии лазерной гравировки (аналогично технологии фотохимического травления) является то, что знаки наблюдаются расположенными на некоторой глубине, которая определяется в основном толщиной слоев эмали цвета фона, что является причиной так называемого колодезного эффекта. Применительно к требованиям наблюдаемости знаков колодезный эффект определим следующим образом. При изменении угла $\Theta$ между направлением наблюдения и поверхностью светопровода от 90° до 0 видимая ширина $S_1$ линии уменьшается по синусоидальному закону от $S$ до 0. В случае наблюдения линии, расположенной на некоторой глубине $h$, имеет место такое отклонение от синусоидальной зависимости, что линия становится ненаблюдаемой быстрее, т. е. при углах $\Theta$, больших, чем при отсутствии глубины $h$. Это явление и называется колодезным эффектом. С учетом расположения наблюдателя на расстоянии, намного большем ширины линии, колодезный эффект описывается зависимостью

$$S_1 = (S + h\mathrm{tg}\Theta)\sin\Theta - h/\cos\Theta. \quad (1)$$

Формула (1) показывает, что оптимальной является толщина эмали цвета фона, равная 10÷15 % от ширины $S$ линии. Это подтверждают результаты испытаний изделий. В соответствии с действующими методиками испытаний на наблюдаемость символов светопровод располагается под углом 30° к наблюдателю. С одной стороны, толщина эмали цвета фона должна обеспечивать постоянство цвета и исключать просветы, с другой — требуется максимальное уменьшение колодезного эффекта, который может формироваться еще и за счет толщины слоя белой эмали и усугубляться затенениями части линии в зависимости от расположения источника освещения (30 000 лк).

Очевидно, что нанесение слоя эмали цвета фона большой толщины не только скажется на увеличении времени изготовления и затрат энергии, но и создаст дополнительное тепловое воздействие на рабочий слой и дополнительное его загрязнение. В связи с этим максимальная толщина слоя эмали цвета фона также должна быть жестко ограничена и технологически оптимизирована.

Процессы, характеризуемые кривыми *2* и *3* (см. рис. 1), могут сопровождаться эффектом впекания эмали в материал светопровода. Таким образом, с одной стороны, достигается полезный результат — изготовление окрашенных рельефных надписей на светопроводе методом лазерной гравировки вместо механической гравировки с последующим заполнением знаков эмалью, а с другой — лазерная гравировка в данном случае сопровождается значительным числом прожогов рабочего слоя и плохо сочетается с обеспечением жестко заданных светотехнических характеристик.

Для неответственных изделий эффект впекания, часто возникающий как побочный, может быть полезным, однако для светопроводов с жесткими светотехническими параметрами это явление сопровождается отбраковкой изделий или отправкой их на доработку. В местах частичного проникновения эмали в материале светопровода часто наблюдаются увеличение шероховатости и помутнение материала, реже — его потемнение, что ухудшает качество светопровода и делает невозможным его повторное использование без механической обработки. Доработка же светопровода с такими рельефными знаками сопровождается не только смывкой испорченного слоя эмали, но и шлифовкой со снятием от 0,3 до 0,5 мм от толщины светопровода для исключения влияния рельефа предыдущей гравировки на равномерность рабочего слоя при повторном нанесении лакокрасочного покрытия. Очевидно, что после механической обработки качество светопровода ухудшится, ведь его рабочая толщина уменьшится.

По мере удаления слоев эмали лазерным излучением области испарения эмали приближаются к поверхности светопровода. В подавляющем большинстве случаев целесообразно избегать утонения рабочего слоя эмали, так как помимо изменений в материале светопровода резко ухудшается эффективность рабочего слоя, что проявляется в появлении в его цвете оттенков и уменьшении его коэффициента отражения.

### 4. Старение рабочего слоя эмали

Обычно эффект старения эмали рассматривают как изменение цвета (на примере белого цвета — появление серого или желтого оттенков). В дополнение к известным параметрам рассмотрим снижение светопропускающей способности рабочего слоя эмали с течением времени и под воздействием климатических и иных факторов. Сам по себе эффект старения не нов, присущ всем эмалям белого цвета и известен большинству изготовителей светопроводов. Очевидно также, что применительно к лакокрасочному покрытию продолжительность эксплуатации светопроводов определяется, с одной стороны, истираемостью и загрязнением знаков с внешней стороны светопровода, с другой — собственно старением рабочего слоя эмали.

Для оценки влияния старения эмали на светотехнические характеристики авторами были проведе-

ны опытные работы по изучению характера старения эмали, подвергнутой воздействию лазерной гравировки, по сравнению с образцами светопроводов, окрашенными белой эмалью того же типа. Все изделия подвергались воздействию пониженной и повышенной температур, циклическому изменению температур и т. п. Исследования показали, что характер снижения светопропускающих свойств рабочего слоя эмали, подвергнутой лазерной обработке, и эмали в исходном состоянии одинаков. Характер снижения светопропускающей способности определяется в основном типом эмали. Минимальным старением по цвету и светопропусканию характеризуется эмаль SF, лучшая из российских эмалей УР несколько уступает эмали SF по постоянству светопропускания.

Эффект старения рабочего слоя эмали, по мнению автора, может быть минимизирован поиском оптимального химического состава эмали. Разработчики материала, конечно, согласятся с тем, что старение отчасти связано с продолжающимися процессами полимеризации (сушки, отверждения и т. п.) слоев эмали. Для красок типа растворов сжатие пленки по мере высыхания определяет показатели отражения и светорассеяния на частицах белых пигментов [3], поэтому необходимо обеспечить полное завершение процессов формирования слоя до начала гравировки и неважно, какими средствами: увеличением в составе эмали отвердителя, режимом сушки, введением дополнительной выдержки перед гравировкой и т. п.

В связи с тем, что сама постановка задачи довольно сложна, при изготовлении светопроводов имеет место учет эффекта старения изготовлением символов с яркостью, близкой к верхнему пределу допуска на параметр. Такое решение гарантирует увеличение срока службы изделия, и яркость символов будет дольше находиться в поле допуска. Если же при изготовлении верхняя граница будет превышена, то такой "промах" легко устраняется доводкой. Наибольший интерес вызывает анализ эффектов уменьшения прозрачности рабочего слоя и коэффициента отражения. При рассмотрении этих двух эффектов складывается впечатление, что лазерное излучение позволяет управлять прозрачностью лазерного слоя в сторону как увеличения, так и уменьшения яркости. Конечно, это так, но механизм управления достаточно сложен.

Известно общее уравнение для светового потока, проходящего сквозь светорассеивающую среду:

$$\Phi_0 = \Phi_{з.0} + \Phi_{д.0} + \\ + \Phi_{погл} + \Phi_{вых}, \qquad (2)$$

где $\Phi_0$ — световой поток, падающий на поверхность эмали со стороны светопровода; $\Phi_{з.0}$ — световой поток, зеркально отраженный от слоя эмали; $\Phi_{д.0}$ — световой поток, диффузно рассеянный слоем эмали; $\Phi_{погл}$ — световой поток, поглощенный слоем эмали; $\Phi_{вых}$ — световой поток на выходе из слоя эмали.

Разделив выражение (2) на $\Phi_0$, получим выражение для коэффициентов зеркального отражения, диффузионного рассеяния, коэффициента поглощения и коэффициента пропускания:

$$1 = \alpha_{з.0} + \alpha_{д.0} + \alpha_{погл} + \alpha_{проп}. \qquad (3)$$

Общая постановка задачи достаточно широка и охватывает большое число взаимозависимых параметров, поэтому для анализа эффектов обратимся к упрупненным моделям, определяемым режимом работы светопровода.

1. Режим наблюдения знаков при отсутствии внешнего освещения: действует встроенное освещение светопровода.

В связи с тем, что параметры $\alpha_{д.0}$ и $\alpha_{погл}$ снижают измеряемую на выходе из слоя эмали величину светового потока, а $\alpha_{з.0}$ определяет качество светового потока, формируемого светопроводом, введем результирующий параметр $\alpha_п$ — коэффициент потерь, суммирующий переотражения в светопроводе, диффузионное рассеяние и поглощение света рабочим слоем эмали. Тогда выражение (3) примет вид: $1 = \alpha_п + \alpha_{проп}$.

Обе величины зависят от толщины рабочего слоя эмали; очевидно, что ее уменьшение (пока будем полагать, что лазерное излучение уменьшает толщину слоя) должно приводить к увеличению светового потока, пропускаемого слоем эмали, вследствие уменьшения поглощения и рассеяния светового потока.

На рис. 2 показана зависимость яркости знака от толщины рабочего слоя эмали ЭП, полученная при использовании светодиодного источника света.

Сопоставление экспериментальных данных с микрошлифами [1] позволяет объяснить эффект снижения яркости света, проходящего через рабочий слой эмали (см. рис. 1, кривые *2* и *3*). При толщине рабочего слоя эмали 80÷100 мкм имеет место слабая зависимость изменения яркости от изменения толщины слоя, и с учетом разрыхления слоя эмали (это, по сути, — увеличение толщины и рассеивающих свойств слоя) снижение прозрачности выглядит вполне предсказуемым. Кривая *2* соответствует ме́ньшим толщинам (60÷80 мкм) лакокрасочного покрытия (ЛКП), а кривая *3* — бо́льшим (90÷100 мкм).

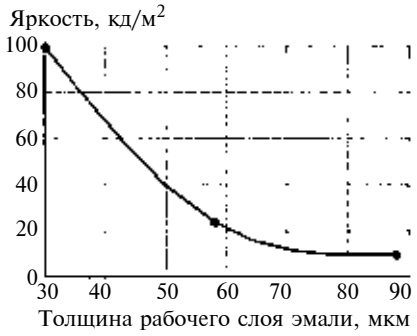



**Рис. 2. Зависимость яркости знака от толщины рабочего слоя эмали ЭП**

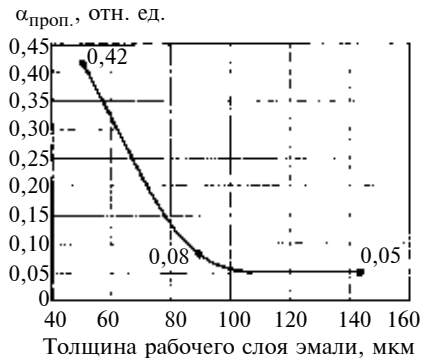



**Рис. 3. Зависимость коэффициента пропускания $\alpha_{проп}$ от толщины рабочего слоя эмали SF**

При изготовлении светопровода для каждого типа эмали опытным путем определяется оптимальная толщина рабочего слоя, обеспечение которой может нивелировать разницу в технологических подходах, описанных выше. На рис. 3 показана зависимость коэффициента пропускания эмали SF от толщины ее рабочего слоя.

Анализ рис. 2 и 3 и сопоставление с результатами изготовления светопроводов показывают, что при толщине рабочего слоя эмали более 80 мкм сначала имеет место снижение прозрачности по сравнению с прозрачностью белого слоя эмали до нанесения слоя цвета фона. Снижение прозрачности объясняется увеличением рассеяния света и поглощения его рабочим слоем эмали вследствие более рыхлой структуры верхних слоев эмали и загрязнения их продуктами горения эмали. Иными словами, при уменьшении толщины слоя эмали под воздействием лазерного излучения обратного движения по кривой не происходит, значения пропускания находятся ниже кривой, т. е. уменьшение прозрачности эмали вследствие рассеяния света и загрязнения верхних слоев эмали больше, чем увеличение прозрачности слоя, вызванное его истончением.

При толщине слоя эмали менее 80 мкм (область практически линейной зависимости) наблюдается либо ожидаемое увеличение прозрачности слоя при воздействии лазерного излучения, либо несущественное изменение прозрачности — в зависимости от выбранного режима лазерной гравировки. Таким образом, имеет место балансировочная зависимость между увеличением прозрачности слоя в результате его утонения и ее уменьшением вследствие его разрыхления, образования пустот [2] и загрязнения продуктами горения. Известно, что при высоких концентрациях пигмента рассеяние света происходит на гранях пустот в большей степени, чем на отдельных частицах [3].

2. Режим наблюдения знаков при внешнем освещении: встроенное освещение светопровода не функционирует.

Упрощенная модель процесса определяется коэффициентом отражения $\alpha_{отр}$ и выглядит следующим образом: $\alpha_{отр} = \alpha_{з.0} + \alpha_{д.0}$.

Зеркальная составляющая коэффициента отражения может быть оценена посредством анализа блеска слоя эмали. Исследования, проведенные на образцах-свидетелях, показали, что все покрытия (эмали) после воздействия лазерного излучения из состояния матового и полуматового (согласно ГОСТ 9.032) перешли в состояние глубоко матовых и матовых покрытий. Уровень блеска покрытий изменился в 2,8÷15,3 раза в зависимости от режима лазерного излучения.

На показателях блеска существенно отражаются изменение структуры рабочего слоя эмали и загрязнение эмали продуктами горения. Анализ структуры эмали выявил изменения, которые можно характеризовать как увеличение шероховатости, высокотемпературное спекание частиц эмали, предполагающее увеличение размеров частиц материала, что, в свою очередь, уменьшает блеск и при приближении размеров частиц к длине волны источника света способствует увеличению количества света, рассеянного в направлении падающего луча [3]. Существенная часть исследуемой площади выглядела серой по цвету, а при увеличении с помощью микроскопа в структуре слоя эмали просматривались образования черного и стального цветов.

Непосредственное измерение коэффициента отражения $\alpha_{отр}$ показало уменьшение его на 30÷40 % при воздействии на эмаль пучков лазерного излучения средней мощности и на 15÷20 % — малой мощности.

При выполнении проходов лазерным пучком от поверхности окрашенной детали к поверхности светопровода прозрачность рабочего слоя уменьшается еще и в результате проникновения продуктов горения и микрочастиц, образуемых микровзрывами во внешних разрыхленных слоях эмали цвета фона, в подслои рабочего слоя эмали, расположенные ближе к светопроводу. Избежать загрязнения можно, используя ресурс толщины рабочего слоя (см. рис. 1, кривая *2*). Однако он не безграничен, при этом продукты горения и микрочастицы, образуемые микровзрывами, также могут быть причиной снижения прозрачности и потемнения цвета. Можно получить требуемую прозрачность, предельно истончив рабочий слой эмали, что имеет свои недостатки, которые проявляются в уменьшении коэффициента отражения рабочей поверхности знака и снижении его читаемости при дневном свете.

Оптимальная толщина рабочего слоя эмали находится между двумя граничными условиями: она не может быть слишком большой, так как это ухудшает прочность ЛКП, увеличивает время изготовления, и не может быть слишком малой, так как в этом случае не обеспечивается требуемый коэффициент отражения. На практике оптимальная толщина слоя составляет от 40 до 100 мкм.

## Заключение

1. Для полноты описания процесса изготовления светопровода следует остановиться на завершающей операции — лакировке светопровода матирующими защитными лаками. Известно, что матовые покрытия заметно темнеют, если их покрыть лаком [3].

Применяемые для защиты материалы (лаки типов АК, АС, УР), как правило, характеризуются поглощением от 2 до 8 % и снижением коэффициента отражения на 2÷20 % в зависимости от технологии и приемов лакировки. При измерении коэффициентов отражения знаков необходимо учитывать ширину их линии обводки во избежание краевых эффектов, которые объясняются наличием колодезного эффекта гравировки знаков. После операции лакировки в местах перехода с поверхности знака на поверхность фона формируется слой лака переменной толщины, который, как правило, приводит к снижению коэффициента отражения.

2. Определенным препятствием применения лазерной гравировки при изготовлении светопроводов является некоторое несоответствие получаемых на практике результатов действующей нормативной технической документации (НТД). При использовании эмали с коэффициентом отражения 0,94 допустимое снижение коэффициента (0,24) требуется распределить между операциями лазерной гравировки и лакировкой. Ориентировочно до лакировки светопровода требуется обеспечить коэффициент отражения фона не выше 0,25 и знака — не менее 0,8. Обеспечение требуемого параметра для фона не вызывает проблем, а вот для знаков, изготовляемых методом лазерной гравировки, указанная величина достигается трудно. Причем при применении лака с более выраженным матирующим эффектом первый показатель улучшается, а требуемое значение второго может быть не достигнуто. Исключая зеркальное отражение фона, ухудшаем тем самым коэффициент отражения знаков. Трудно себе представить лакировку панелей комбинацией лаков: матирующим лаком — только поверхность фона светопроводов; полуглянцевым лаком — только поверхность знаков.

Традиционно при изготовлении светопроводов методом фотохимического травления применяется комбинация эмалей ЭП-140 (белая — знаки) и ЭП-1143 (черная — фон). Согласно нормативным документам эти эмали характеризуются коэффициентами отражения 0,67÷0,7 и 0,05 соответственно. Сложно представить, что после фотохимического травления светопровод может иметь коэффициент отражения знаков больше 0,7. Однако после нанесения матирующего лака изделие признается соответствующим нормативным требованиям. В этом случае нелогичен вывод о матирующих свойствах лака. Логичнее предположить, что при получении светопровода с коэффициентами отражения знаков 0,67 и фона 0,05 производителю проще несколько повысить его блеск, и он определенно не заинтересован в использовании матирующего лака.

| Параметр | Тип эмали белого цвета | | | |
|---|---|---|---|---|
| | ЭП | АС | SF | УР |
| $K_{отр}$, отн. ед., до гравировки | 0,93 | 0,94 | 0,91 | 0,94 |
| Блеск по ФБ-2 | 20,33 | 8,90 | 19,20 | 15,47 |
| Гравируемость лазерным излучением: равномерность цвета, повторяемость результата | Низкая | Низкая | Высокая | Высокая |
| Образование сажи (серый, желтый оттенок) | Высокое | Среднее | Низкое | Низкое |
| Старение эмали (по снижению яркости) | Более 20 % | — | Менее 10 % | От 10 до 20 % |

В условиях, когда нормативные документы разработаны для ламповых систем встроенного освещения и ориентированы на применение отработанных ранее технологий, важнейшим стимулом для разработки нового изделия и применения новых технологий является заказчик, его понимание потребительских свойств изделия, важности реализации в новом изделии тех или иных требований.

Определяющими показателями пропускания и отражения рабочего слоя эмали при изготовлении знаков на светопроводах методом лазерной гравировки являются: толщина рабочего слоя, режим гравировки, определяющие степень разрыхления и загрязненность продуктами горения, а также выбор лака и приемов лакировки после изготовления знаков. Анализ старения рабочего слоя эмали не выявил влияния лазерной гравировки на характер старения, которое определяется свойствами определенного типа эмали (таблица). Для изделий с длительными сроками эксплуатации предпочтительнее использование эмалей типов УР, АС, SF, старение которых менее всего сказывается на светотехнических характеристиках изделия.

Лазерная гравировка — относительно новая технология и применительно к изготовлению знаков на светопроводах не имеет четкого описания в нормативно-технических документах, созданных преимущественно в 1970÷1980-е годы и относящихся к требованиям на изделие, не учитывающим технологические особенности изготовления и реальные потребности заказчика. В связи с этим применению лазерной гравировки в изделиях должна предшествовать детальная проработка требований в техническом задании на изделие.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Волков Н. А., Полутов А. Г., Самсонов К. И.** Особенности поведения лакокрасочного покрытия при изготовлении знаков и надписей светопроводов методом лазерной гравировки // Технологии приборостроения. 2007. № 3 (23). С. 43—48.

2. **Изготовление** деталей и светопанелей с заданными светотехническими характеристиками методом лазерной гравировки / А. Г. Полутов, Е. К. Круду, К. И. Самсонов, Т. К. Софронова // Технологии приборостроения. 2006. № 3 (19). С. 26—33.

3. **Лакокрасочные** материалы и покрытия. Теория и практика: Пер. с англ. / Под. ред. Р. Ламбурна. СПб.: Химия, 1991. 512 с.

УДК 621.824.002

А. В. КОРОЛЕВ, д-р техн. наук, Е. В. ФИЛИМОНОВ, В. В. БОЛКУНОВ, кандидаты технических наук,
А. А. КОРОЛЕВ, д-р техн. наук (Саратовский ГТУ), e-mail: kor_science@rambler.ru

# Безотходная технология изготовления деталей типа фасонных валиков

Приведены результаты экспериментальных исследований безотходной технологии изготовления деталей типа фасонных валиков взамен токарной обработки. В качестве исходной заготовки используется пруток. Технология состоит из трех простых операций: накатки на прутке фасочных зон будущей детали, технологического разлома прутка на штучные заготовки, накатки наружной фасонной поверхности. Исследования показали, что практическая реализация этой технологии позволит уменьшить расход материала, снизить затраты электроэнергии и существенно повысить производительность процесса обработки.

**Ключевые слова:** безотходная технология, валики, накатка.

Results of experimental research of wasteless fabrication method of details fashioned rollers type instead of turning have been presented. A plain bar is used as initial blank. The technology consists of three simple steps — knurling on the bar of chamfering zones of future detail, technological break of the bar on the piece blanks, and knurling of outer profiled surface. Investigations have shown that practical realization of this technology will have allowed to reduce the material and electric power consumption and to heighten substantially manufacturing process efficiency.

**Keywords:** wasteless fabrication method, rollers, knurling.

Несмотря на большие успехи, достигнутые в последнее время в механической обработке деталей (например, использование станков с программным управлением, режущего инструмента из сверхтвердых материалов и др.), коэффициент использования металла (КИМ) остается низким, так как значительная часть металла (до 30 %) при обработке заготовок удаляется в виде стружки.

Приближение геометрии заготовок деталей к готовому изделию является одной из активно изучаемых задач в научно-исследовательских центрах страны — Сибирском отделении Российской Академии Наук (фундаментальные основы обработки материалов давлением), МГТУ им. Н. Э. Баумана (валковая штамповка), Пермском ГТУ (порошковая металлургия), Тульском ГТУ (глубокая вытяжка тонкостенных изделий), Санкт-Петербургском ГТУ (торцовая раскатка) и др.

На кафедре "Технология машиностроения" Саратовского государственного технического университета (СГТУ) совместно с Саратовским подшипниковым заводом разработаны технологии изготовления деталей подшипников методами холодного пластического деформирования — поверхностным пластическим деформированием, торцевой раскаткой, радиальной раскаткой и накаткой периодических профилей на заготовках деталей типа колец подшипников. Разработки по накатыванию периодических профилей на телах вращения ведутся в течение последних 10 лет: проведен ряд экспериментальных работ по накатке профилей дорожек качения на заготовках колец шариковых радиальных подшипников средней серии, на заготовках валиков комбинированных подшипников. Полученный опыт исследований используется в промышленном производстве.

Накатывание профильных элементов деталей по сравнению с их нарезанием имеет следующие преимущества: обеспечивается экономия металла, повышается производительность труда, увеличиваются точность и долговечность обрабатываемых деталей, уменьшаются расходы на инструмент, осуществляется экономия производственных площадей. Точность профильных элементов, изготовленных накатыванием, в большинстве случаев приближается к точности, получаемой резанием, а в некоторых случаях превышает ее. В силу своей экономичности процессы накатывания привлекают большое внимание работников промышленности.

Однако в настоящее время большинство отечественных и зарубежных фирм предлагают для накатки профилей на деталях типа колец и роликов оборудование, которое имеет следующие недостатки: сложность конструкции и, как следствие, высокую цену — использование точной токарной заготовки для накатки деталей. Предварительная обработка заготовки точением приводит к значительному расходу материала и существенному повышению трудоемкости изготовления деталей, что часто сводит эффект, получаемый на операции накатки, к минимуму.

Это обстоятельство вызвало необходимость поиска и исследования альтернативных способов получения штучной заготовки. В результате сотрудниками ООО НПП НИМ были проведены поисковые и экспериментальные работы, которые позволили выделить в качестве основных способов: комбинированную резку в штампах с вращением; резку дисковыми ножами кольцевых заготовок из трубы; холодную ломку изгибом сортового проката круглого сечения. Данные способы, как и накатка, относятся к обработке материалов давлением и позволяют получать заго-

**Рис. 1. Заготовка валика 1НР после накатки**

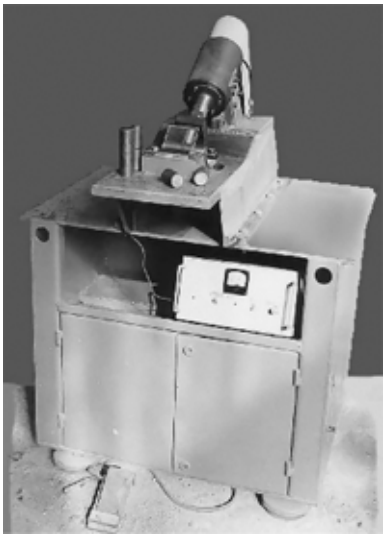


**Рис. 2. Опытный образец полуавтомата для холодной ломки сортового проката на штучные заготовки крупногабаритных роликов**

**Перспективная технология изготовления заготовок валиков 1НР подшипников**

| Операция | Заготовка после операции |
|---|---|
| 1. Нанесение холодной раскаткой концентратов напряжений — фасочных зон | |
| 2. Разделение сортового проката на штучные заготовки холодной ломкой изгибом | |
| 3. Накатка на валике профиля дорожки качения и канавки | |

**Рис. 3. Контрастное изображение микрошлифов торцевой поверхности ролика после разлома, с концентраторами напряжений радиусом 0,1 мм (черный цвет) и 1 мм (серый)**

товки без отходов материала в виде стружки со значительной экономией энергетических и временны́х затрат.

Объединение двух направлений исследований позволило проводить на Саратовском подшипниковом заводе подготовительные мероприятия к внедрению инновационных проектов научных коллективов ООО НПП НИМ и СГТУ. Одним из таких проектов является создание новой технологии производств валиков подшипников типа 1НР (рис. 1). В настоящее время заготовки валиков подшипника типа 1НР получают точением на токарных автоматах. Токарная обработка состоит из черновой и чистовой обточки цилиндрической поверхности, вытачивания шариковой дорожки качения, канавки, фасок и отрезки заготовки.

Инновационный проект предлагает новую перспективную технологию получения заготовок типа валиков 1НР подшипника, представленную в таблице. Эксперименты показали, что исходную заготовку под накатку деталей наиболее эффективно получать использованием технологического разлома.

Экспериментальные исследования процесса нанесения концентраторов напряжений — фасочных зон на поверхность проката холодной накаткой за одну операцию показали, что данный метод вполне пригоден для массового производства валиков. При этом получаются качественные фаски на торцах заготовок и глубокий концентратор напряжений, пригодный для последующего разделения прутка на мерные штучные заготовки методом разлома. Для исследования процесса холодной ломки сортового проката на штучные заготовки был проведен ряд работ. Аналитическое исследование процесса холодной ломки проката осуществлялось с применением методов теории сопротивления материалов, энергетической теории разрушения хрупких тел и теории дислокаций.

Экспериментальные исследования процесса разлома по трехточечной схеме нагружения проводили на основе методов математической статистики и теории планирования экспериментов. Холодную ломку осуществляли за один симметричный цикл нагружения проката, при этом варьируемыми факторами были: величина прикладываемой к прокату нагрузки (перемещения образцов под действием нагрузки в зоне разделения); радиус при вершине концентратора напряжений, амплитуда высокочастотных колебаний инструмента. Для проведения экспериментов использовали опытный образец полуавтомата для холодной ломки крупногабаритных роликов конструкции ООО НПП НИМ (рис. 2) и приборы ОАО "Саратовский подшипниковый завод".

На рис. 3 приведено контрастное изображение микрошлифов экспериментальных образцов с различными радиусами при вершине концентратора напряжений. Микрошлиф выполнен в плоскости, нормальной к плоскости распространения разрушающей трещины.

Экспериментальные исследования процесса разлома прутка на мерные штучные заготовки по трехточечной схеме показали принципиальную возможность применения данного метода разлома. Среднее значение дефектного слоя у каждого торца заготовки составляет 0,56 мм. Данная величина дефектного слоя может быть уменьшена при разработке конструкции установки, позволяющей увеличить точность позиционирования зоны разделения заготовок относительно деформирующих элементов.

Для проведения экспериментальных исследований были созданы два опытных образца автоматов для холодной накатки профилей дорожки качения и канавки под уплотнение по четырехвалковой схеме деформирования. На рис. 4 приведена фотография блока накатки автоматов. Пара валков, расположенных в горизонтальной плоскости, является деформирующей, а пара валков, расположенных в вертикальной плоскости, — поддерживающей.

Исследования показали принципиальную возможность получения на заготовке требуемого профиля методом холодной накатки. При этом наблюдалось стабильное удлинение заготовки в среднем на 0,93 мм. При колебании диаметра исходной заготовки в пределах допуска (16,35 до 16,45 мм) колебание удлинения заготовки составляло 0,11 мм, что укладывается в токарный допуск на длину заготовки $92_{-0,2}$ мм. При используемой оригинальной конструкции накатного инструмента наблюдалось также стабильное наплывообразование по диаметру в среднем на 0,465 мм. Разброс значений наплывов составлял 0,03 мм, что укладывается в шлифовочный допуск. Наплывы металла по диаметру заготовки легко удаляются при последующем шлифовании. Наплывооб-

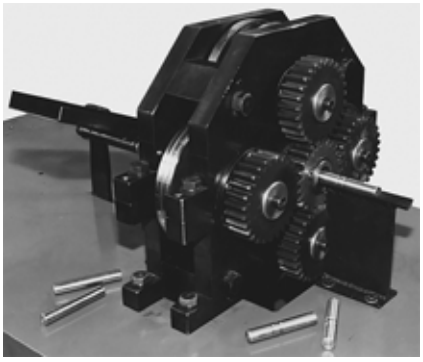


**Рис. 4. Блок опытного образца автомата для холодной накатки периодических профилей по четырехвалковой схеме**

УДК 65.0

Ю. В. САЖИН, д-р экон. наук, Н. П. ПЛЕТНЕВА
(Рузаевский институт машиностроения — филиал Мордовского ГУ), e-mail: pnatp30842@rambler.ru

# Менеджмент качества в условиях неопределенности

Приведены результаты анализа внешних и внутренних причин низкой результативности систем менеджмента качества, разработанных российскими организациями в соответствии с международными стандартами ИСО серии 9000.

**Ключевые слова:** аудит, качество, менеджмент качества, системы менеджмента качества, результативность, сертификация, процессный подход к менеджменту, системный подход к менеджменту, высшее руководство организации, эффективность.

Results of analysis of outer and internal reasons of low effectiveness of quality management systems, elaborated by Russian organizations in accordance with the ISO 9000 series International Standards, are presented.

**Keywords:** audit, quality, quality management, quality management systems, effectiveness, certification, process approach to the management, systems approach to the management, higher administration of the organization, efficiency.

Стандарты ИСО серии 9000 известны в России главным образом с 1994 г., когда Международной организацией по стандартизации (ИСО) была выпущена их вторая редакция. По данным отчета ИСО за 2007 г. в мире насчитывалось 951 486 сертификатов на системы менеджмента качества (СМК) в 175 странах мира [1]. За прошедшие с 1994 г. 15 лет СМК по стандартам ИСО 9000, к сожалению, не получили в России широкого распространения, о чем свидетельствуют данные отчетов ИСО о динамике числа сертифицированных СМК в России, КНР и США за 2001÷2007 гг. (таблица).

Поиск причин низкой "популярности" СМК в России необходимо начать с анализа макроэкономической ситуации, в которой находятся российские предприятия. Прежде всего следует отметить, что стандарты ИСО 9000 подчеркивают необходимость систематического и открытого менеджмента организации. Данное положение полностью распространяется на менеджмент качества, являющийся неотъемлемой частью менеджмента организации.

Модель системы менеджмента качества, содержащаяся в обновленном стандарте ИСО 9001:2008, основана на системном и процессном подходе к управлению организацией. Схематически процесс и система представлены соответственно на рис. 1, *а*, *б*. В основе СМК организации лежит необходимость достижения удовлетворенности внутренних и внешних потребителей. Следовательно, стандарты ИСО 9000 ориентируют организацию на работу в условиях свободной рыночной конкуренции.

По данным ежегодного обзора "Индекс экономических свобод", составляемого в течение 15 лет американским Фондом наследия (Heritage Foundation) и журналом Wall Street Journal, Россия заняла 146-е место из 179 возможных, перейдя из разряда стран с "подавляемой" экономикой в разряд стран с "главным образом несвободной" экономикой. Оценку проводили по десяти параметрам, включающим свободу торговли, ведения бизнеса, труда, свободу от давления правительства, финансовую

| Год | Число сертификатов на СМК | | |
|---|---|---|---|
| | Российская Федерация | США | КНР |
| 2001 | 35 | 1 104 | 7 413 |
| 2002 | 314 | 4 587 | 40 997 |
| 2003 | 962 | 30 294 | 96 715 |
| 2004 | 3 816 | 37 285 | 132 926 |
| 2005 | 4 883 | 44 270 | 143 823 |
| 2006 | 6 398 | 44 883 | 162 259 |
| 2007 | 11 527 | 36 192 | 210 773 |

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 74)*

разование может быть вообще устранено путем подналадки автоматов на размер заготовки.

В результате комплексных исследований был предложен проект автоматизированной линии по производству заготовок валиков 1НР подшипников, которая будет включать автомат для нанесения концентраторов напряжений — фасочных зон, автомат для разделения проката на штучные заготовки и автомат для холодной накатки профилей дорожки качения и канавки под уплотнение. Проектный такт выпуска заготовок составляет 6 с, что позволяет выпускать данную продукцию в объеме более 1200 тыс. шт. в год при работе в одну смену. При этом в сравнении с автоматно-токарной операцией значительно сокращаются затраты на инструмент, уменьшаются энергозатраты, увеличивается коэффициент использования материала и более чем на порядок повышается производительность обработки.

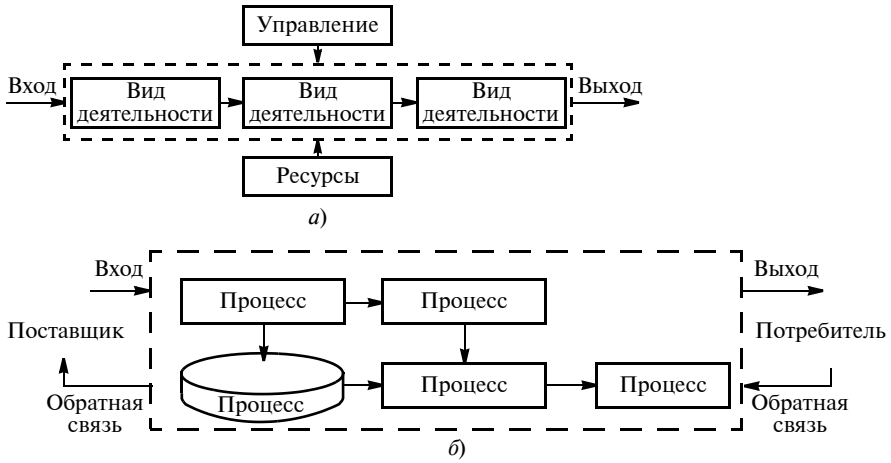



**Рис. 1. Схемы процесса организации (*а*) и системы (*б*)**

свободу, права собственности и свободу от коррупции. Ситуация с гражданскими и политическими правами в странах мира отражается в ежегодном отчете международной организации Freedom House. По данным отчета за 2008 г., в России имеются определенные проблемы в области демократии, соблюдения прав человека и свободы прессы. Менее свободными, чем Россия, остаются 23 страны мира, впереди — более 150 стран.

За прошедшие десятилетия реформ в России не удалось создать диверсифицированную экономику. Данное положение, к сожалению, подтверждается набирающим силу экономическим кризисом, разразившимся в России во второй половине 2008 г. По данным Минэкономики, ВВП в 2008 г. вырос всего на 5,6 %. Результат 2008 г. стал худшим за последние 6 лет. Таким образом, макроэкономическая ситуация в России характеризуется монополизацией экономики, ее преимущественно сырьевым характером, что не способствует развитию свободной конкуренции, понуждая большинство предприятий приспосабливаться и выживать в сложившихся условиях. Этим объясняются, с одной стороны, низкие темпы роста числа российских предприятий, имеющих сертифицированные СМК.

Уровень качества разработки и внедрения СМК на российских предприятиях является невысоким. В работе [2] нами было приведено высказывание директора ООО "Конфлакс" В. Д. Мацуты о том, что более 80 % российских СМК являются недееспособными и потому бесполезными для разработавших их предприятий. На занятиях по качеству с персоналом организаций мы часто просим поднять руки сотрудников тех компаний, которые считают, что получили все преимущества от внедрения СМК. Нам не приходилось наблюдать большого числа поднятых рук. Иногда не бывает ни одной.

Наш опыт диагностических исследований систем управления ряда российских предприятий позволяет сделать вывод о том, что в подавляющем большинстве случаев системный и процессный подходы к менеджменту не используются, коммуникационные каналы не разработаны или их явно недостаточно, предупреждающие действия и другая деятельность по улучшению не развиты. Таким образом, видно, что система качества не может полноценно развиваться в тисках неадаптивных организационных структур и устаревших методов управления организациями. Внутренние проблемы в системах управления предприятий являются настолько серьезными, что тормозят внедрение и развитие СМК.

Большинство российских предприятий нуждаются в радикальном обновлении систем управления. Только после внедрения обновлений СМК, олицетворяющие собой передовую практику управления, смогут свободно развиваться и приносить пользу организации.

Отдельного внимания заслуживает положение дел в области сертификации СМК. В настоящее время сертификация является прибыльным бизнесом преимущественно для органов по сертификации. Практика показывает, что в подавляющем большинстве случаев сертификат на СМК не отражает уровня зрелости СМК организации, выполняя главным образом представительские функции.

Анализируя сказанное выше, можно сделать вывод, что в течение последних 15 лет системы качества оказались не востребованными по-настоящему российскими организациями вследствие их внутренних трудностей в сочетании с отрицательным воздействием внешней среды, а деятельность в области сертификации СМК вполне может быть охарактеризована всем нам знакомым понятием "застой".

Выход из создавшейся непростой ситуации, по нашему мнению, можно найти, только занимаясь постоянным совершенствованием результативности деятельности организации, ее эффективности, добиваясь большей степени зрелости СМК. Важнейшим средством диагностики состояния СМК и организации в целом является внутренний аудит качества.

Основной целью любой СМК является внедрение стратегии, выбранной организацией, путем сосредоточения ресурсов в областях, являющихся критическими для успеха организации. Применительно к СМК это означает производство высококачественной продукции и услуг, удовлетворяющих или превосходящих потребности и ожидания потребителей. Эти цели могут быть достигнуты и без системного подхода, но практика показывает, что их достижение может быть более результативным и эффективным, если осуществляется управление процессами и их взаимодействиями как системой, что является ключевым моментом системного подхода к менеджменту. Повышение результативности системы зависит от улучшений на процессном уровне. Итогом деятельности всякой системы менеджмента является создание механизма постоянного улучшения. Внутренний аудит качества представляет собой важнейший инструмент диагностики результативности внедрения процессов и выявления возможностей их дальнейшего улучшения.

Внутренние аудиторы могут идентифицировать слабые места систем в отношении соответствия и результативности, а также возможности для улучшений. Аудиторы могут стать движущей силой для изменений и улучшений в областях, жизненно важных для организации.

Авторы имеют опыт участия в разработке СМК ряда российских предприятий в качестве независимого консультанта по организационному проектированию. Для примера приведем ОАО "Рузхиммаш", являющееся одним из крупнейших вагоностроительных предприятий России[1]. Система менеджмента качества в ОАО "Рузхиммаш" существует с 2000 г., пройдя три ресертификационных

[1] Данные публикуются с согласия руководства предприятия.

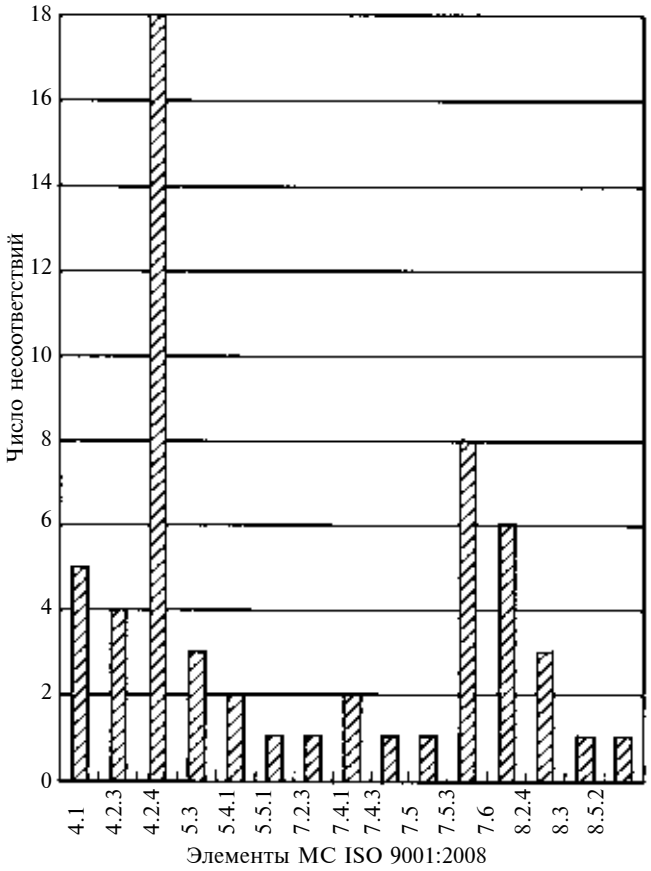



**Рис. 2. Распределение несоответствий, выявленных в ходе внутренних аудитов, по элементам СМК**

аудита. Внутренний аудит качества проводится в соответствии с годовым планом-графиком во всех подразделениях предприятия, входящих в СМК. Так, в 2006 г. были проведены 73 внутренних аудита качества. При этом выявлены 57 несоответствий, из которых 34 — несоответствия, касающиеся незнания документов СМК; причины остальных — невыполнение требований документации СМК или недоработка документов СМК (рис. 2).

Как отмечается в книгах Р. Каплана и Д. Нортона "Система сбалансированных показателей" и "Стратегические карты" [3, 4], большинство организаций испытывают затруднения в реализации стратегических целей не из-за слабости стратегии, а вследствие плохой работы по ее реализации. Аудиторы могут обнаружить признаки слабых мест организации на ранних этапах при условии, что это будет частью целей аудита. Кроме того, аудиторы могут вскрыть причины трудностей функционирования при изучении плохо функционирующего процесса. Высшее руководство организации должно знать об этих стратегических преимуществах и приводить программы аудитов в соответствие со стратегическим направлением деятельности организации. Эффективный аудит не может фокусироваться только на верификации того, что в СМК делается правильно.

Результат улучшается, если аудитор идентифицирует слабые места и возможности их устранения. Этапы процесса эволюции СМК приведены на рис. 3, *а*. Если организация не получила ожидаемых от внедрения СМК преимуществ, необходимо выяснить, на каком уровне зрелости она находится, и предпринять действия, необходимые для перехода на следующий уровень. Системы менеджмента качества, как и все другие системы, должны развиваться. Этапы зрелости аудита СМК схематично показаны на рис. 3, *б*.

На первом этапе (см. рис. 3, *а*) существования СМК упор делается на внедрение процедур и соответствие им. Этот этап можно назвать этапом соответствия. По мере того как СМК становится более зрелой, все больше внимания уделяется результатам (этап результативности), т. е. внутренние аудиторы будут тратить больше времени на изучение результативности процессов и меньше на проверку их соответствия. Они будут иметь больше возможностей для того, чтобы сконцентрироваться на процессах, имеющих проблемы функционирования. Организации на данном этапе сосредоточиваются на повышении результативности, производительности и прибыльности.

Высшим этапом зрелости является этап постоянного улучшения, который характеризуется наличием развитой системы измерения характеристик всех важнейших процессов СМК. Мониторинг результативности и соответствия попрежнему будет выполняться, но большее внимание будет уделяться эффективности и получению добавленной ценности от существующих процессов (см. рис. 3, *б*). На данном этапе инновации и лучшие практики внедряются по всей организации. Аудиторы будут уделять больше внимания эффективности процессов, связанной с ликвидацией непроизводительных трат ресурсов и рабочего времени. Хотя главной целью СМК является обеспечение качества на выходе ее процессов, важно, чтобы используемые виды деятельности были эффективными и обеспечивали максимальный результат. В сегодняшней сверхконкурентной бизнес-среде организации не имеют времени, денег и других ресурсов для поддержания неэффективной или не добавляющей ценно-

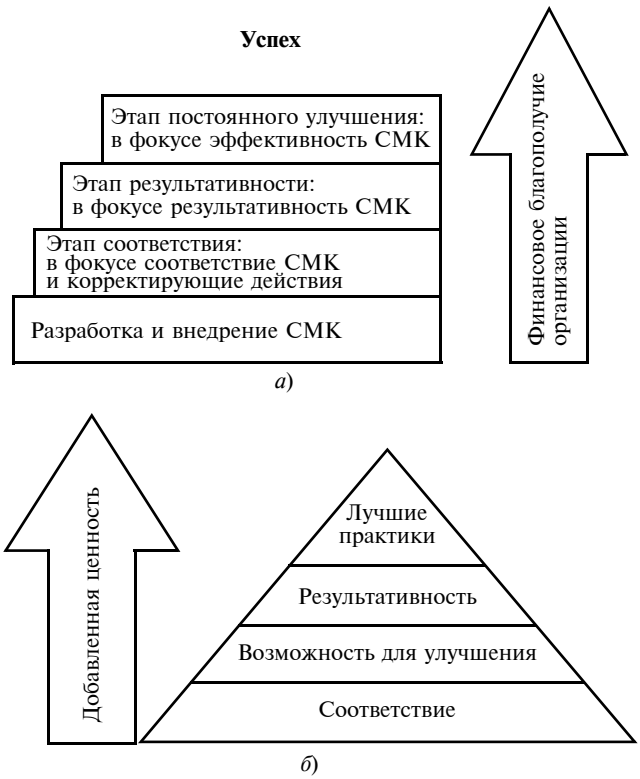



**Рис. 3. Эволюция системы менеджмента (*а*) и аудита (*б*) качества**

УДК 621.43.019.9:665.7.035.7

А. Ф. ДОРОХОВ, д-р техн. наук, Е. В. КЛИМОВА (Астраханский ГТУ), e-mail: katuwaastu@yandex.ru

# Метод расчета токсичных составляющих в отработавших газах дизельных двигателей

Для контроля токсичности отработавших газов дизельных двигателей предлагается аналитический метод расчета концентрации вредных веществ по внешним показателям работы двигателя в виде трансцендентных зависимостей.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, отработавшие газы, токсичность, вредные вещества, концентрация вредных веществ, газоанализатор.

An analytical computation method of harmful substance concentration in the diesel engines exhaust regarding external showings of the engine work in view of transcendental dependences is proposed for the toxicity control of the diesel engines.

**Keywords:** diesel engine, exhaust, toxicity, harmful substances, concentration of harmful substances, gas analyzer.

Дизельные двигатели как привод превалируют в составе энергетических установок: дизельных электростанций, компрессорных станций и различных комбинированных агрегатов. Так как дизельные двигатели имеют наивысшие значения эффективного КПД по сравнению с другими ДВС, область их применения постоянно расширяется. Однако энергетические установки на базе дизелей являются источниками повышенного уровня наиболее опасных токсичных составляющих: оксидов азота ($NO_x$), оксидов углерода ($CO_x$), углеводородов ($C_xH_y$), сажи (С). Поэтому необходимо поддерживать состояние дизелей при эксплуатации на уровне технических требований, установленных заводами-изготовителями, а также применять топлива таких марок и химического состава, которые соответствуют установленным нормам выбросов вредных веществ (ВВ) в атмосферу.

По воздействию выбросов ВВ следует выделить техническое состояние топливной аппаратуры, цилиндропоршневой группы и систем газообмена. Возможность влияния топлива на экологическую безопасность дизель-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)*

сти деятельности. К нецелесообразным тратам можно отнести все, что увеличивает стоимость без добавления ценности. Идентификация нецелесообразных трат позволяет их устранить. На этом основании она также входит в обязанности внутреннего аудитора. Данный этап характеризуется полной реализацией преимуществ от внедрения СМК.

Результаты аудитов в ОАО "Рузхиммаш" взяты за 2006 г., когда СМК предприятия в третий раз прошла сертификационный аудит. Данные отчетов об анализе СМК руководством ОАО "Рузхиммаш" свидетельствуют о том, что для устранения обнаруженных в процессе аудитов несоответствий разрабатываются главным образом корректирующие действия, имеющие целью ликвидацию причин выявленных несоответствий. Деятельность по предупреждению несоответствий на данном предприятии развита еще недостаточно. Таким образом, СМК несмотря на значительный период существования все еще находится на этапе соответствия. Руководству и всему персоналу предприятия предстоит большая работа по достижению СМК этапа результативности, а затем и постоянного улучшения.

Необходимо отметить, что выпущенный Ростехрегулированием документ, определяющий порядок сертификации СМК на соответствие ГОСТ Р ИСО 9001:2008 [5], допускает разработку совмещенного стандарта организации по корректирующим и предупреждающим действиям, в то время как стандарт ИСО 9001:2008 требует разработки отдельного документа по каждому из этих действий. Практика показывает, что в случае разработки совмещенного стандарта организации предупреждающие действия, требующие специальных методов анализа, зачастую отходят на второй план, "прячась" за корректирующими действиями, что является совершенно нерациональным для СМК, поскольку тормозит ее дальнейшее развитие и переход на новую ступень зрелости.

Народная мудрость гласит: "Четырех вещей не вернуть назад: сказанное слово, выпущенную стрелу, прожитую жизнь, упущенную возможность". В последнее время можно наблюдать, что сегодняшняя ситуация в экономике сравнивается с 1998 г. Подобные сопоставления наводят на мысль, что прошедшие 10 лет в отношении внедрения в организациях прогрессивных систем управления были для нашей экономики в значительной степени упущены.

Сейчас мы вновь оказались в вязком болоте кризисной неопределенности. "Дайте мне рычаг, и я переверну Землю", — утверждал выдающийся ученый древности Аристотель. Вызволить себя из болота кризиса можем только мы сами. Система менеджмента качества будет в этом случае хорошим рычагом для приложения наших усилий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **The ISO** Survey of ISO 9000 and ISO 14000 Certificates (отчет за 2007 г.).
2. **Сажин Ю. В., Плетнева Н. П.** К вопросу о результативности СМК в России // Методы менеджмента качества. 2008. № 10. С. 20—23.
3. **Kaplan R., Norton D.** The Balanced Scorecard. Boston: Harvard Business School Press, 1996.
4. **Kaplan R., Norton D.** Strategy Maps. Boston: Harvard Business School Press, 2004.
5. **Р.50.3.005—2003.** Система сертификации ГОСТ Р. Регистр систем менеджмента качества. Временный порядок сертификации систем менеджмента качества на соответствие ГОСТ Р ИСО 9001:2001 (ИСО 9001:2000). М.: Изд-во стандартов, 2002.

ных энергетических установок не превышает 15÷20 % от исходного количества выбросов ВВ. Однако следует иметь в виду, что качественный химический состав топлива определяет ресурс работы каталитических конверторов и выброс в атмосферу прямых токсичных и канцерогенных компонентов.

Необходимо учитывать, что актуально решение и обратной задачи — по количественному составу отработавших газов (ОГ) можно косвенно определить техническое состояние двигателя и возможные неисправности. В этом случае увеличение какого-либо токсичного компонента в ОГ становится сигналом о нарушении функционирования некоторых систем и агрегатов. Поэтому необходимо уделять самое пристальное внимание определению количественного состава ОГ дизелей.

Содержание токсичных компонентов в ОГ в условиях эксплуатации проверяется при техническом осмотре по установленному графику, а также после ремонта двигателя, регулирования топливной системы и после обкатки двигателя. Для количественного анализа применяют инструментальный метод определения состава ОГ, т. е. используют измерительные приборы — газоанализаторы и дымомеры. Определение количества наиболее токсичных компонентов необходимо для сравнения показателей двигателей с установленными международными и российскими нормативами.

Нормирование выбросов загрязняющих веществ с ОГ двигателей можно разделить на косвенное и непосредственное. Косвенно (через предельное содержание в топливе) нормируют выбросы соединений серы. Необходимо отметить, что качество топлива влияет также на выбросы углеводородов и твердых частиц. К непосредственно нормируемым веществам относятся углекислый газ, угарный газ, оксиды азота, твердые частицы и суммарные углеводороды.

В Российской Федерации для автомобильных дизелей предусмотрены ограничения только по дымности ОГ, регламентируемые национальным стандартом ГОСТ Р 52160—2003 [1]. Для дизелей, предназначенных для водного, железнодорожного и промышленного транспорта, в целях исполнения государственного законодательства в области охраны окружающей среды от вредного воздействия двигателей установлены нормативы не только по дымности выбросов, но и по отдельным наиболее опасным химическим компонентам [2]. Количественный состав ВВ в ОГ можно определить инструментальным способом — с помощью газоанализаторов и дымомеров, или аналитически — инженерными расчетами. Основные преимущества инструментального метода — более высокие точность и оперативность измерений, однако аналитический способ более удобен на стадии проектирования, к тому же он не требует применения дорогостоящих измерительных приборов.

Следует заметить, что в ГОСТ Р 52408—2005 содержатся предписания для ПДВС в части токсичности ВВ [2]. Для определения уровня токсичности ОГ применяется расчетная методика количественной оценки опасных составляющих в выбросах двигателей с использованием инструментальных данных приборов.

В соответствии с ГОСТом необходимо рассчитать удельный средневзвешенный выброс $i$-го вредного вещества по формуле [2]

$$e_i^p = 0{,}446\mu_i \frac{\sum\limits_{j=1}^{m} C_{ij} V_{exhj} W_j}{N_{e\text{ном}} \sum\limits_{j=1}^{m} \overline{N}_{ej} W_j}, \qquad (1)$$

где $\mu_i$ — молекулярная масса $i$-го загрязняющего вещества либо его эквивалента по приведению: $\mu_{NO} = 30$, $\mu_{NO_x} = 46$, $\mu_{CO} = 28$; $m$ — число режимов испытаний в цикле; $j$ — порядковый номер режима испытаний в цикле; $i$ — индекс загрязняющего вещества; $C_{ij}$ — концентрация $i$-го загрязняющего вещества в ОГ, измеренная при испытаниях в заданном режиме; $V_{exhj}$ — объемный расход ОГ, приведенный к нормальным атмосферным условиям ($T_0 = 273$ К, $p_0 = 101{,}3$ кПа), м$^3$/ч, во "влажном" или "сухом" состоянии; $\overline{N}_{ej}$ — отношение эффективной мощности дизеля для данного режима испытаний к номинальной эффективной мощности; $N_{e\text{ном}}$ — номинальная эффективная мощность; $W_j$ — коэффициент весомости режима по ГОСТ Р 52408—2005.

Основная идея заключается в суммировании результатов измерений по всем режимам работы двигателя с учетом весовых коэффициентов.

Однако определение уровня токсичности химических компонентов посредством газоанализатора и дымомера не всегда возможно ввиду сложности доступа для забора проб или отсутствия измерительных приборов. Кроме того, применение измерительных приборов весьма дорогостояще и невозможно, например, на стадии разработки двигателя. В связи с этим необходим достоверный расчетный метод определения количественного состава ОГ дизелей. В качестве варианта рассмотрим анализ токсичных составляющих по составу топлива и элементарному составу ОГ. Данный подход широко известен и представлен в работах Н. Х. Дьяченко, В. Н. Луканина, А. С. Орлина, М. Г. Круглова [3—5]. Количественно элементарный состав этих компонентов продуктов сгорания в киломолях для 1 кг топлива можно выразить так:

$$M_{CO_2} = C/12;\ M_{H_2O} = H/2;\ M_{O_2} = 0{,}21(\alpha - 1)L;$$
$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha L_0;\ M_{SO_2} = S/32,$$

$L$ — действительное количество воздуха в цилиндре; $\alpha$ — коэффициент избытка воздуха; $L_0$ — стехиометрическое количество воздуха в цилиндре.

Общее количество продуктов сгорания определяют как сумму:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} + M_{SO_2}.$$

Содержание кислорода и водорода в жидком топливе влияет на изменение количества рабочего тела при сгорании $\Delta M$ следующим образом. Кислород при переходе в газообразное состояние обусловливает увеличение объема на O/32 кмоль. При сгорании водорода образуется водяной пар, объем которого в 2 раза больше объема кислоро-

да, необходимого для сгорания водорода. Следовательно, объем продуктов сгорания увеличивается на H/4 кмоль. Относительное изменение объема при сгорании характеризуется коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси $\mu_0$, который зависит от количества продуктов сгорания и количества горючей смеси до сгорания: $\mu_0 = 1 + \left(\frac{H}{4} + \frac{0}{32}\right)/(\alpha L_0)$. В зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха меняется объемный состав продуктов сгорания. Объемные доли отдельных компонентов влажных продуктов сгорания для $NO_2$, $H_2O$ и $O_2$ рассчитывают по формулам [3]:

$$r_{CO_2} = M_{CO_2}/M_2;\ r_{H_2O} = M_{H_2O}/M_2;$$
$$r_{O_2} = M_{O_2}/M_2;\ r_{N_2} = M_{N_2}/M_2.$$

Для расчета продуктов неполного сгорания используют уравнения баланса отдельных компонентов, входящих в состав горючей смеси и продуктов сгорания [4]: $M_{CO_2} + M_{CO} = C/12$; $M_{H_2O} + M_{N_2} = H/2$; $M_{CO_2} + 0{,}5M_{CO} + 0{,}5M_{H_2O} = 0{,}21\alpha L_0 + O/32$; $M_{N_2} = 0{,}79\alpha L_0$. Результаты расчетов проверяют по контрольному уравнению, которое позволяет судить о качестве сгорания топлива: $(r_{CO_2})_C + (r_{O_2})_C = \beta(r_{CO_2})_C + 0{,}21$ [5].

Однако результаты расчета по указанному методу дают погрешность от 30 до 50 %. Столь высокая погрешность не позволяет заменить инструментальную оценку ОГ двигателя, а потому широкое применение данного метода при расчете концентраций ВВ для дальнейшего использования малопригодно. Однако необходимость в предварительном достаточно точном аналитическом расчете концентраций наиболее опасных химических соединений остается актуальной.

Авторы предлагают оценивать концентрацию токсичных составляющих в ОГ по внешним показателям работы двигателей без применения измерительных приборов: по частоте $n$ вращения коленчатого вала, эффективной мощности $N_e$, степени сжатия $\varepsilon$, коэффициенту $\alpha$ избытка воздуха, давлению $p_{вп.т}$ впрыска топлива, расходу $g_e$ топлива.

Концентрация окислов азота ($NO_x$) определяется в основном максимальной температурой в зоне реакций, концентрацией кислорода $O_2$ и азота $N_2$ в топливе, а также материалом стенок камеры сгорания.

С увеличением нагрузки, давления, угла $\varphi_{опт}$ опережения впрыска, коэффициента $\alpha$ избытка воздуха, максимального давления $p_{вп.т}$ впрыска топлива, степени сжатия $\varepsilon$ и, как следствие, повышением температуры сгорания растет концентрация оксидов азота $NO_x$. При минимальных нагрузках и температуре сгорания содержание оксидов азота наименьшее.

Оксиды углерода, твердый углерод и углеводороды относятся к продуктам неполного сгорания, характеризуют качество формируемой топливно-воздушной смеси. Их объем увеличивается при неудовлетворительном состоянии цилиндропоршневой группы, клапанов, топливной аппаратуры и длительной работе на холостом ходу.

На долевых режимах при снижении температуры сгорания, высоком коэффициенте избытка воздуха, при низком давлении впрыска и из-за пропусков воспламенения количество выбросов продуктов неполного сгорания увеличивается. На номинальном режиме их концентрация минимальна. Связано это с улучшением распыления топлива при увеличении частоты вращения коленчатого вала и повышением давления впрыска.

Изменение концентрации отдельных токсичных компонентов подчиняется определенным закономерностям, напрямую зависящим от основных показателей рабочего цикла двигателя, а значит, в процессе эксплуатации — от режима работы дизеля. Установив эти закономерности, можно составить математическую модель, выражающую физическую зависимость численных значений концентрации токсичных компонентов от внешних показателей рабочего процесса двигателя, в виде трансцендентных зависимостей:

$$NO_x = K\frac{N_e^y n^z \varepsilon^m}{g_e^p \alpha^k p_{вп.т}^x};\quad CO = R\frac{\alpha^k g_e^p}{\varepsilon^m N_e^y n^z p_{вп.т}^x}.$$

Здесь $R$, $K$ — коэффициенты пропорциональности; $x$, $y$, $z$, $m$, p, $k$ — показатели степени, определяющие уровень значимости того или иного фактора.

Зависимости представлены в общем виде. Коэффициенты и показатели степеней определяются в ходе решения оптимизационной задачи для разных типов двигателей на различных режимах работы.

Рассчитанные таким образом концентрации наиболее токсичных веществ в ОГ можно использовать в качестве исходных данных вместо измеренных показателей.

Для среднеоборотного двигателя 6Ч18/22 с камерой сгорания в поршне на номинальном режиме представленные зависимости имеют вид:

$$NO = 1{,}419\frac{N_e^{1,188} n^{0,785} \varepsilon^{0,548}}{g_e^{0,996} \alpha^{0,411} p_{вп.т}^{0,458}};$$

$$NO_x = 0{,}137\frac{N_e^{0,405} n^{0,921} \varepsilon^{1,011}}{g_e^{0,205} \alpha^{0,122} p_{вп.т}^{1,646}};$$

$$CO = 1{,}885 \cdot 10^9\frac{\alpha^{0,096} g_e^{0,596}}{\varepsilon^{7,254} N_e^{0,588} n^{0,044} p_{вп.т}^{0,236}}.$$

Для вихрекамерного высокооборотного двигателя 2Ч9,5/11 на номинальном режиме формулы имеют вид:

$$NO = 0{,}32\frac{N_e^{0,14} n^{0,29} \varepsilon^{0,162}}{g_e^{0,254} \alpha^{0,122} p_{вп.т}^{0,236}};$$

$$NO_x = 0{,}346\frac{N_e^{0,253} n^{4,459} \varepsilon^{0,17}}{g_e^{2,038} \alpha^{3,447} p_{вп.т}^{3,68}};$$

$$CO = 0{,}426\frac{\alpha^{0,641} g_e^{0,991}}{\varepsilon^{0,861} N_e^{0,023} n^{0,29} p_{вп.т}^{-0,418}}.$$

| Тип дизеля и его параметры | Результаты измерения количества ВВ, г/(кВт · ч) | | |
|---|---|---|---|
| | CO | NO | $NO_x$ |
| **6Ч18/22:** $n$ = 730 мин$^{-1}$, $N_e$ = 110 кВт; $\varepsilon$ = 13,5, $g_e$ = 246 г/(кВт · ч), $p_{вп.т}$ = 21 МПа, $\alpha$ = 2,54 | 4,65 / 4,462 | 12,76 / 12,519 | 20,58 / 20,744 |
| **2Ч9,5/11:** $n$ = 1500 мин$^{-1}$, $N_e$ = 10,49 кВт; $\varepsilon$ = 17, $g_e$ = 240 г/(кВт · ч), $p_{вп.т}$ = 13,5 МПа, $\alpha$ = 1,48 | 6,85 / 6,814 | 7,24 / 7,170 | 11,57 / 11,468 |
| **6ЧН15/18:** $n$ = 1500 мин$^{-1}$, $N_e$ = 110 кВт; $\varepsilon$ = 15, $g_e$ = 280 г/(кВт · ч), $p_{вп.т}$ = 21 МПа, $\alpha$ = 1,9 | 8,92 / 9,813 | 6,57 / 6,541 | 10,487 / 10,443 |
| **8Ч13/14:** $n$ = 1500 мин$^{-1}$, $N_e$ = 110 кВт; $\varepsilon$ = 16,5, $g_e$ = 270 г/(кВт · ч), $p_{вп.т}$ = 17,5 МПа, $\alpha$ = 1,9 | 8,91 / 8,99 | 7,25 / 7,227 | 11,58 / 11,676 |

Примечание. В числителе приведены результаты измерений с помощью газоанализатора, в знаменателе — полученные расчетом по методике авторов.

Для высокооборотного дизеля 6ЧН15/18 с открытой камерой сгорания:

$$NO = 0{,}304\frac{N_e^{0,196}n^{0,699}\varepsilon^{0,155}}{g_e^{0,562}\alpha^{0,168}p_{вп.т}^{0,038}};$$

$$NO_x = 0{,}334\frac{N_e^{0,21}n^{0,246}\varepsilon^{0,163}}{g_e^{-0,119}\alpha^{0,528}p_{вп.т}^{0,029}};$$

$$CO = 0{,}427\frac{\alpha^{3,058}g_e^{-2,992}}{\varepsilon^{1,696}N_e^{0,417}n^{-3,863}p_{вп.т}^{1,215}}.$$

Для высокооборотного дизельного двигателя 8Ч13/14 с камерой сгорания в поршне зависимости имеют вид:

$$NO = 0{,}31\frac{N_e^{0,061}n^{0,68}\varepsilon^{0,739}}{g_e^{0,653}\alpha^{-0,106}p_{вп.т}^{0,202}};$$

$$NO_x = 0{,}341\frac{N_e^{0,028}n^{0,034}\varepsilon^{0,103}}{g_e^{-0,62}\alpha^{0,429}p_{вп.т}^{0,139}};$$

$$CO = 0{,}436\frac{\alpha^{8,402}g_e^{2,314}}{\varepsilon^{-1,167}N_e^{-0,38}n^{0,113}p_{вп.т}^{6,376}}.$$

Таким образом, во избежание необходимости инструментальных замеров и с целью повышения точности результатов предлагается использовать в расчетах не измеренную концентрацию, а рассчитанную по предлагаемому методу. Путем анализа выявлено, что сходимость результатов расчетов по методике ГОСТ Р 52408—2005 с использованием показаний газоанализатора АНКАТ-310-03 и по методу авторов достаточно высока. Сравнительные данные показаний газоанализатора и результатов расчета количества ВВ в ОГ приведены в таблице для разных дизелей при номинальном режиме работы.

Следовательно, при использовании рассчитанных значений концентраций ВВ последующую оценку токсичных химических соединений для разных видов дизельных энергетических установок вполне возможно осуществить без использования измерительных приборов.

Несмотря на разнородность двигателей, во всех случаях отчетливо просматривается достаточно высокая сходимость результатов инструментальных измерений с расчетными данными. Это можно объяснить тем, что метод, предложенный авторами, учитывает тип и все конструктивные особенности каждого дизеля. Именно поэтому результаты расчетов наиболее приближены к измеренным показателям.

Необходимо отметить, что методика, представленная авторами, находится на стадии разработки и на сегодняшний день является первым шагом к развитию одного из перспективных направлений в аналитических способах оценки уровня токсичности ОГ дизельных двигателей. По мнению авторов, такой подход к определению ВВ по внешним показателям работы дизеля в дальнейшем позволит выявить влияние скоростных характеристик, режимов работы, способов смесеобразования, конструктивных особенностей камеры сгорания на количество отдельных наиболее опасных химических соединений в ОГ дизельных двигателей.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **ГОСТ Р 52160—2003.** Автотранспортные средства, оснащенные двигателями с воспламенением от сжатия. Дымность отработавших газов. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния. Введ. 01.07.2003. М.: Стандартинформ, 2003. 6 с. (Государственный стандарт Российской Федерации).

2. **ГОСТ Р 52408—2005.** Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Ч. 2. Измерения в условиях эксплуатации. Введ. 20.12.2005. М.: Стандартинформ, 2006. 26 с. (Государственный стандарт Российской Федерации).

3. **Теория ДВС.** Рабочие процессы / Под ред. д-ра техн. наук Н. Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, 1974. 552 с.

4. **Двигатели** внутреннего сгорания: Учебник для вузов. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др. Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2005. 479 с.

5. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.825.6

О. С. ЖЕЛЕЗКОВ, д-р техн. наук, У. В. МИХАЙЛОВА
(Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: yliana1979@yandex.ru

## Модернизация шаровых шарниров для автомобилестроения

Рассматривается вариант усовершенствования конструкции шарового шарнира, используемого в автомобилестроении, с целью повышения его надежности и долговечности.

**Ключевые слова:** шаровой шарнир, тарельчатая пружина, расчет жесткости тарельчатых пружин.

Improved variant of spherical joint design for the motor car construction, possessing of heightened lifetime and reliability, is considered.

**Keywords:** spherical joint, convex washer, calculation of the convex washer's rigidity.

Шаровые шарниры являются ответственными узлами передней подвески автомобилей, от надежности и долговечности которых зависят срок службы, затраты на ремонт, безаварийная и безопасная эксплуатация машин. В конструкции передней подвески легковых автомобилей широко применяются шаровые шарниры с упругими элементами в виде резиновых вкладышей [1]. В частности, в передней подвеске заднеприводных автомобилей ВАЗ [2] в качестве нижней шаровой опоры применяют шарниры, в корпусе которых, выполненном из листоштампованных элементов *1* и *2*, размещены шаровой палец *3*, подшипник *4* из порошкового износостойкого материала, полимерный *5* и резиновый *6* вкладыши (рис. 1, *а*). При сборке шарового шарнира вкладыш *6* предварительно сжимается, что обеспечивает постоянный контакт подшипника *4* с опорной поверхностью элемента *1* корпуса. При износе контактных поверхностей корпуса и подшипника, а также при уменьшении сил прижатия подшипника к корпусу появляется зазор, что приводит к быстрому катастрофическому износу и даже поломке шарового шарнира.

Недостатком известного технического решения является сравнительно низкий ресурс работы шарнира вследствие того, что упругий элемент выполнен из резины, которая с течением времени теряет свои упругие свойства под влиянием температуры и высокой нагрузки (старение резины).

Разработана новая конструкция шарового шарнира (рис. 1, *б*, [3]), в котором вместо резинового вкладыша *6* (см. рис. 1, *а*) устанавливается стальная тарельчатая пружина *7*. Тарельчатые пружины имеют сравнительно малые размеры и способны воспринимать существенные циклически изменяющиеся усилия. Применение тарельчатой пружины в шарнирном шарнире позволило увеличить срок службы шарниров. При разработке новой конструкции шарового шарнира исходили из того, что жесткость пружины должна быть равна жесткости резинового вкладыша и составлять 1000÷1300 Н/мм; габариты пружины должны обеспечивать ее размещение в корпусе шарнира без изменения его формы и размеров. Для выполнения этих условий были проведены соответствующие исследования и расчеты.

Во время подбора конструктивных параметров тарельчатой пружины пришли к выводу, что стандартные варианты, предлагаемые ГОСТом [4], не удовлетворяют размерам шарнира передней подвески. Поэтому конструктивные параметры тарельчатой пружины, удовлетворяющие вышеуказанным показателям, были рассчитаны по формулам, приведенным в приложении к ГОСТу [4].

Жесткость $C$ тарельчатых пружин (рис. 2) определили по формуле:

$$C = \frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}f} = \frac{4E}{1-\mu^2}\frac{s^3}{YD^2}\left[\left(\frac{f_3}{s}\right)^2 - 3\frac{f_3}{s}\frac{f}{s} + \frac{3}{2}\left(\frac{f}{s}\right)^2 + 1\right],$$

где $E$ и $\mu$ — модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали 60С2А; $Y$ — коэффициент, зависящий от отношения $A = D/d$ диамет-

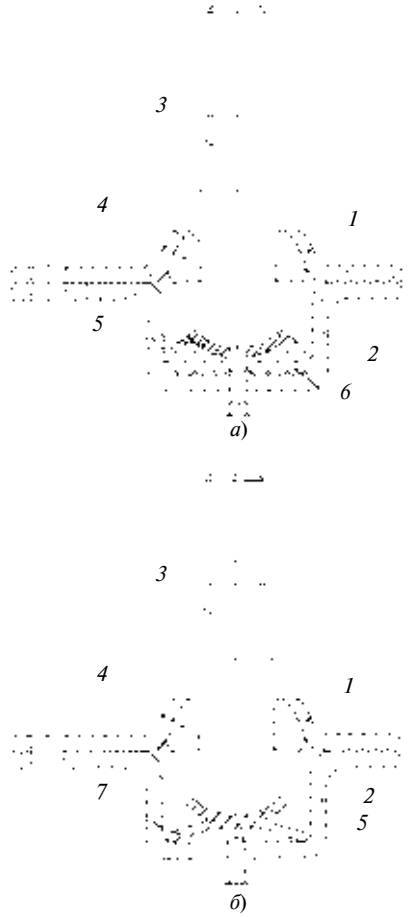



**Рис. 1**

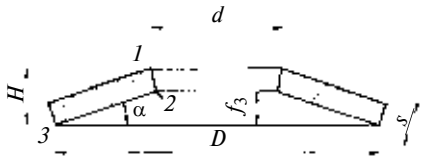



**Рис. 2**

УДК 62-97/-98

А. Г. МАРИШИН, В. П. КИРЕЕВ, И. Л. ПАВЛОВИЧ, канд. техн. наук, Л. А. ПАВЛОВИЧ
(ОАО НПО "Поволжский АвиТИ", г. Самара), e-mail: (846) 992-62-07

# Гидравлический стенд для совместной отработки узлов системы контроля и управления технологическими процессами

Стенд предназначен для совместной отработки регулирующей аппаратуры технологических установок различного назначения. При испытаниях регулирующая аппаратура встраивается в гидравлическую систему стенда. Испытания выполняются в условиях, идентичных производственным. Определяется рабочая характеристика регулирующей аппаратуры, которая затем используется в технологическом процессе.

**Ключевые слова:** стенд, испытания, рабочая характеристика, регулирование.

The test bench is assigned for joint finalizing of control apparatus of different processing systems. The control apparatus at test is built into the test bench's hydraulic system. The testing is made in the conditions, which are analogous to working ones. At that the operating characteristic of the control apparatus is determined, which is used thereafter in the work process.

**Keywords:** test bench, testing, operating characteristic, control.

В настоящее время высокая эффективность многих технологических процессов достигается благодаря оптимальному соотношению компонентов. Например, известно, что при утилизации нефтешламов используются технологии обработки их магнитными жидкостями [1]. Поставленная задача достигается в результате того, что при утилизации нефтешламов, включающей их смешивание с углеводородом с последующей сепарацией продуктов смешения на фракции, в качестве углеводорода используют магнитную жидкость, представляющую коллоидную систему высокодисперсных магнитных частиц, стабилизированных поверхностно-активными вещества-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 83)*

ров пружины; $D$ и $d$ — наружный и внутренний диаметры пружины; $f_3$ — высота внутреннего усеченного конуса; $s$ — толщина пружины.

Коэффициент $Y$ определяется по формуле $Y = \frac{1}{\pi}\frac{6}{\ln A}\left[\frac{A-1}{A}\right]^2$.

Силу $P$ деформации тарельчатой пружины рассчитывали по формуле

$$P = \frac{4Ef}{(1-\mu^2)YD^2} \times \left[(f_3 - f)\left(f_3 - \frac{f}{2}\right)s + s^3\right].$$

Напряжения $\sigma$ при деформации $f$ в кромках рассчитывали по формулам:

$$\sigma_1 = \frac{4Ef}{(1-\mu^2)YD^2} \times \left[-\left(f_3 - \frac{f}{2}\right)C_1 - C_2 s\right];$$

$$\sigma_2 = \frac{4Ef}{(1-\mu^2)YD^2} \times \left[-\left(f_3 - \frac{f}{2}\right)C_1 + C_2 s\right];$$

$$\sigma_3 = \frac{4Ef}{(1-\mu^2)YD^2}\frac{d}{D} \times \left[(2C_2 - C_1)\left(f_3 - \frac{f}{2}\right) + C_2 s\right],$$

где $\sigma_1$, $\sigma_2$, $\sigma_3$ — напряжения при деформации $f$ соответственно в кромках *1*, *2*, *3* (см. рис. 2); $C_1$ и $C_2$ — коэффициенты, зависящие от величины $A$, определяются по формулам:

$$C_1 = \frac{1}{\pi}\frac{6}{\ln A}\left[\frac{A-1}{\ln A} - 1\right]$$

$$\text{и } C_2 = \frac{3(A-1)}{\pi \ln A}.$$

В результате были получены необходимые геометрические размеры тарельчатой пружины, у которой отношение высоты к разности наружного и внутреннего диаметров составляет 0,09÷0,12, а отношение толщины ее стенки к высоте — 0,45÷0,53. Выполнять тарельчатую пружину с размерами, меньшими минимальных, нецелесообразно, так как при отношении высоты к разности наружного и внутреннего диаметров менее 0,09 будет уменьшаться плотность прижатия вкладыша к полусферической головке шарового пальца, что может привести к разрушению шарового шарнира при возникновении биения в процессе работы. При отношении толщины стенки пружины к ее высоте менее 0,45 жесткость пружины резко уменьшается, что приводит к ослаблению прижатия подшипника к верхней части составного корпуса и возникновению зазоров, при выборе которых в шарнире возникают динамические нагрузки, способствующие разрушению контактных поверхностей подшипника и верхней части составного корпуса. Выполнять тарельчатую пружину с размерами, большими максимальных, также нецелесообразно, так как при отношении высоты к разности наружного и внутреннего диаметров более 0,12 угол подъема образующей тарельчатой пружины превысит 6°, что приведет к значительному снижению ее упругих свойств, а это недопустимо по ГОСТ 3057—90. При отношении толщины стенки тарельчатой пружины к ее высоте более 0,53 жесткость пружины резко возрастет, в результате между подшипником и верхней частью составного корпуса возникнут значительные силы контактного взаимодействия, способствующие интенсивному изнашиванию указанных зон, что приведет к выходу шарового шарнира из строя.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Раймпель Й.** Шасси автомобиля: элементы подвески. М.: Машиностроение, 1982. 288 с.
2. **Вершигора В. А., Зельцер В. И., Пятков К. Б.** Автомобили ВАЗ. Конструкция, техническое обслуживание и ремонт. М.: Транспорт, 1974. 368 с.
3. **Пат. 69172** Рос. Федерации на полезную модель. Шаровой шарнир.
4. **ГОСТ 3057—90**. Пружины тарельчатые. М.: Изд-во стандартов. 1990.

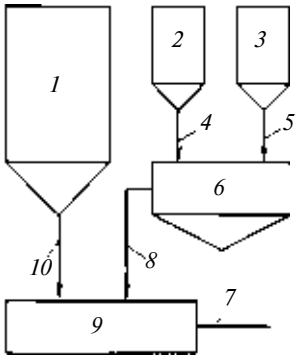



**Рис. 1. Схема устройства для изготовления жидкого топлива**

ми (ПАВ) в керосине. Процесс смешивания осуществляют при массовом соотношении магнитной жидкости и нефтепродукта, содержащегося в нефтешламе, 0,9:1,2. Разделение полученной смеси проводят в магнитном сепараторе при напряженности магнитного поля 8÷12 кА/м. Процесс смешивания проводят в течение 20÷25 мин.

Эффективность извлечения углеводородов зависит от их концентрации в нефтешламе, времени их взаимодействия с магнитной жидкостью, ее плотности, а также от величины напряженности магнитного поля. При этом важное значение имеет соотношение компонентов (магнитной жидкости и нефтешламов), которые подаются в смеситель в определенном количестве через регулирующие клапаны, установленные в системе.

Известны также устройства для изготовления многокомпонентного жидкого топлива, содержащие смеситель и блоки подачи, соединенные трубопроводами [2]. Например, установки для производства биотоплив содержат смеситель, блоки подач дизельного топлива, рапсового масла и метилового спирта и реактор для получения метилового эфира рапсового масла (рис. 1) [3]. Введение в установку блока подачи метилового спирта позволяет повысить качество получаемого топлива, так как молекулы растительных масел имеют ненасыщенные связи, склонные к олифизации (окислению и полимеризации).

Установка для изготовления жидкого топлива работает следующим образом. Из блока *1* по трубопроводу *10* в смеситель *9* подается дизельное топливо. Из блоков *2* и *3* по трубопроводам *4* и *5* одновременно подаются в реактор *6* соответственно рапсовое масло и метиловый спирт. В реакторе путем этерификации рапсового масла получается его метиловый эфир. Высококачественный компонент жидкого топлива по трубопроводу *8* поступает в смеситель *9*, где дизельное топливо и метиловый эфир рапсового масла перемешиваются. Готовое топливо по трубопроводу *7* поступает к потребителю.

В настоящее время применяются в основном механические смесители, например, лопастные, турбинные и другие, в ряде случаев используются акустические и ультразвуковые смесители.

В процессе смешивания необходимо получить достаточно однородную эмульсию заданного состава. Поэтому периодически в процессе смешивания контролируется качество получаемой эмульсии и корректируется соотношение компонентов путем добавления одного из них. При несовершенной системе регулирования дозирования компонентов существенно снижается качество топлива либо значительно увеличивается время смешивания, что приводит к дополнительным затратам электроэнергии.

Высокое качество топлива при существенном снижении энергозатрат может быть достигнуто в результате автоматизации процессов контроля и управления. Для обеспечения точного соотношения компонентов в системах устанавливаются регулирующие клапаны [4]. Так как перепад давлений на регулирующем клапане меньше 0,8 от общего перепада давления в системе, расходная характеристика регулирующего клапана значительно отличается от внутренней характеристики (линейной, параболической, равнопроцентной), получаемой на заводах — изготовителях трубопроводной арматуры [5]. Это сдерживает процесс автоматизации установок.

Для отработки процессов контроля и управления регулирующей аппаратурой установок, в которых необходимо обеспечить требуемое соотношение жидких компонентов, разработан и изготовлен испытательный стенд с микропроцессорным управлением и записью технологических параметров на персональный компьютер (рис. 2). Стенд состоит из каркаса, на котором крепятся регулирующий клапан *2* и расходомер *4*, система трубопроводов с установленными в них датчиками температуры, давления и манометром для визуального контроля давления, фильтром очистки подаваемой жидкости. Отдельно установлены емкости для подачи и хранения рабочей жидкости с уровнемером и насосы для подачи рабочей жидкости в систему стенда. Емкости соединены между собой и с оборудованием, установленным на каркасе, системой трубопроводов, на которых расположены шаровые краны, обеспечивающие переключение линий подачи жидкости в соответствии с выполняемым технологическим режимом работы стенда. Для регистрации и управления контролируемыми параметрами на стенде установлен блок *1* контроля и управления, к которому подсоединены датчики, расположенные на линиях стенда, и электрическая система регулирующего исполнительного механизма клапана. В систему контроля и фиксации параметров, а также в систему управления стендом включены двух-

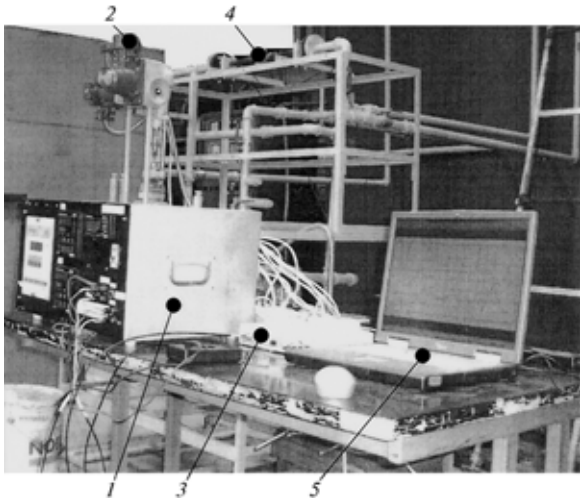



**Рис. 2. Стенд с системой контроля и регистрации параметров**

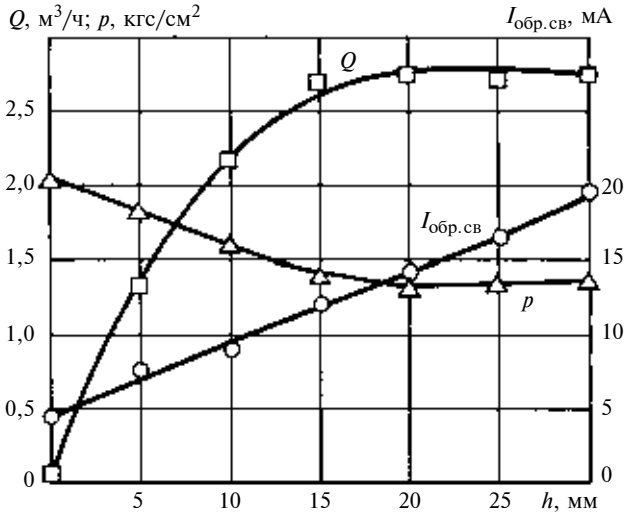



**Рис. 3. Характеристики регулирующего клапана в зависимости от перемещения *h* его плунжера**

канальный осциллограф *3* с памятью и персональный компьютер *5*, что позволяет фиксировать, хранить и обрабатывать получаемые данные. Рабочая жидкость — вода с антикоррозионными добавками.

На стенде были исследованы регулирующий клапан 25с997нж с приводом ЭИМ МЭПК-6300/50-60 Ex. Расход жидкости контролировался ультразвуковым расходомером в комплекте модели УЗС-1-Ex. Давление измеряли датчиками давления Transmitter 891.13.300, температуры — дТС045-Pt100В3.120. Постоянство перепада давления на регулирующем клапане обеспечивалось регулируемым дросселем, установленным на сливном трубопроводе, а безопасность процесса по давлению — предохранительным клапаном. В системе трубопроводов предусмотрены также сливные патрубки с кранами. Стенд работает по замкнутому циклу.

Результаты испытаний представлены на рис. 3. Анализ экспериментальных данных позволил установить, что зависимость давления от расхода описывается уравнением регрессии второй степени, а зависимость тока обратной связи от расхода удовлетворительно описывается уравнением регрессии шестой степени. Этот факт объясняется взаимным влиянием элементов гидравлической системы стенда и указывает на то, что при использовании регулирующих клапанов в реальных технологических установках необходимо учитывать отклонение их внутренних характеристик от реальных.

Полученные результаты показывают необходимость использования при управлении технологическим процессом изготовления жидкого высококачественного топлива, содержащего компонент на основе растительного сырья, характеристик клапанов, определенных при их работе в системе. Такой подход позволяет с более высокой точностью контролировать параметры технологических процессов, что обеспечивает повышение качества производимой продукции и экологию производства.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Пат. 2326155 Рос. Федерации:** МПК$^6$ C10G 33/02, C10C 32/02. Способ утилизации нефтешламов.
2. **Пат. 2105042 Рос. Федерации:** МПК$^6$ C10L 1/8, C10L 1/32, B01J 19/18, B01J 9/00, B01F 5/00. Устройство для изготовления жидкого топлива.
3. **Пат. 70254 на полезную модель.** МПК C10L 1/18. Устройство для изготовления жидкого топлива.
4. **Башта Т. М.** Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
5. **Гуревич Д. Ф.** Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1964. 832 с.


---


УДК 351.811



Ф. Г. АМИРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: fazir.67@mail.ru


# Влияние циркуляции ветра вокруг лопастей ветродвигателя на его аэродинамику


Исследуется влияние циркуляции ветра вокруг лопастей ветродвигателя на его аэродинамику.



**Ключевые слова:** направляющий аппарат и ветроколесо, циркуляция ветра и его скорость при обтекании лопастей.



An influence of wind circulation around vanes of windmill upon its aerodynamics is investigated.



**Keywords:** guide vanes and windwheel, wind circulation and its speed at flow around vanes.


Для получения оптимальной аэродинамической характеристики ветродвигателя (ВД), в состав которого входят направляющий аппарат и рабочее колесо, скорость циркуляции ветра нужно выбирать такой, чтобы поток ветра выходил из межлопастного пространства с некоторой остаточной скоростью закручивания. При этой скорости уменьшается осевой размер направляющего аппарата, который рассчитывается на скорость циркуляции ветра вокруг него, а ее значение меньше скорости рабочего колеса [1].

Настоящая работа посвящена теоретическому исследованию влияния циркуляции ветра вокруг лопастей на аэродинамическую характеристику ВД.

Гидродинамическую характеристику ВД графически можно представить в виде связи "вход—выход" в критических координатах. Для движения ВД используется кинетическая энергия потока ветра. Эпюра распределения скорости потока и коэффициент вязкого трения существенно зависят от режима течения ветра. Стабилизация формы эпюры скорости и величины коэффициента трения достигается путем увеличения числа Рейнольдса (Re) при переходе режима течения в область квадратичного сопротивления. В этой области следует ожидать практической независимости аэродинамической характеристики от вязкости потока ветра. С уменьшением числа Re одновременно уменьшается крутящий момент и увеличивается коэффи-

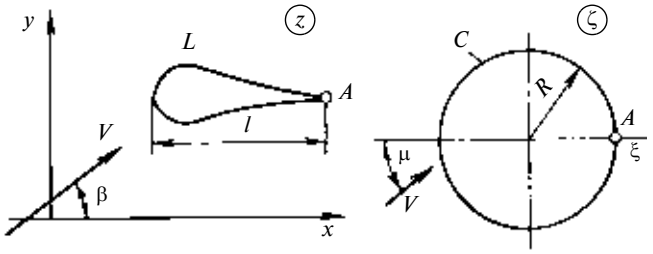



**Рис. 1. Схема обтекания лопасти ветром**

циент трения ветра о ВД. При обтекании направляющего аппарата и ветроколеса (ВК) турбулентным потоком, набегающим на ВК, скорость потока в зоне лопастей изменяется, что связано с изменением направления потока.

Определим связь между скоростью ветра и частотой вращения ВК. Идеальная частота вращения ВК (т. е. при отсутствии силы, создающей сопротивление движению ВК) будет:

$$n_и = V/H, \tag{1}$$

где $n_и$ — идеальная частота вращения ВК; $V$ — скорость потока ветра; $H$ — ширина лопасти ВК.

Реальная частота $n$ вращения ВК по определенным причинам будет отличаться от полученной по формуле (1). Количественную оценку $n$ и $n_и$ обозначим через $SK$ и назовем скольжением, тогда

$$SK = (n_и - n)/n_и. \tag{2}$$

Из равенств (1) и (2) определим реальную частоту вращения ВД:

$$n = \frac{V}{H}(1 - SK). \tag{3}$$

Связь между реальной частотой вращения ВК и скоростью ветра определим после определения $SK$.

Подъемную силу, действующую на лопасть, определим по формуле Жуковского. При обтекании одиночного профиля (лопасти) плоскопараллельным потоком подъемную силу определяем по формуле [2] (рис. 1):

$$|P| = \rho V\Gamma, \tag{4}$$

где $\rho$ — плотность потока ветра; $V$ — скорость ветра; $\Gamma$ — циркуляция ветра:

$$\Gamma = \int_L \bar{V}(z)\mathrm{d}z. \tag{5}$$

Здесь $z$ — плоскость, в которой располагается лопасть; $\bar{V}$ — средняя скорость ветра.

Из теории аналитических функций [3] следует, что функция $z = f(\xi)$ и может быть представлена рядом Лорана при $R < \xi < \infty$:

$$z = f(\xi) = C_1\xi + C_0 + \frac{C-1}{\xi} + \frac{C-2}{\xi^2} + \ldots \tag{6}$$

где $C$, $C_0$ и $C_1$ — коэффициенты ряда Лорана, $R$ — радиус профиля лопасти.

Заменив в формуле (5) $z$ на $\xi$, получим: $\Gamma = \int_C \bar{V}(\xi)\mathrm{d}\xi$.

Продифференцируем уравнение (6) и получим:

$$\frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}\xi} = C_1 - \frac{C-1}{\xi^2} - \frac{2C-2}{\xi^3} - \ldots,$$

где $\left.\frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}\xi}\right|_{\xi=\infty} = C_1$ — комплексное число.

Подставим комплексное число $C_1 = r\mathrm{e}^{1\beta_0}$ в показательной форме в уравнение $V'\mathrm{e}^{-i\mu} = V\mathrm{e}^{-i\beta C_1}$ и получим $V'_\infty\mathrm{e}^{-i\mu} = rV_\infty\mathrm{e}^{-i(\beta-\beta_0)}$, где обозначим $V' = Vr$; $\mu = \beta - \beta_0$.

Определим подъемную силу, приходящуюся на лопасть, по формуле

$$|P| = 4\pi\rho RV^2 r\sin(\beta - \beta_0), \tag{7}$$

где $r = l/4$ ($l$ — длина лопасти).

Из формулы (7) видно, что подъемная сила пропорциональна плотности $\rho$ потока, квадрату скорости $V$ ветра и зависит от направления натекающего потока, определяемого углом $\beta$ (см. рис. 1). На величину подъемной силы влияет также первый член $C_1$ разложения в ряду (6), отображающий функцию, зависящую от формы профиля лопасти.

Для лопастей с конкретными профилями подъемную силу удобнее выражать через коэффициент, учитывающий плотность $\rho$, скорость $V$, длину $l$ и ширину $H$ лопасти. Заменив в уравнении (7) единичный радиус $R$ профиля лопасти длиной $l$, а правую часть умножив и разделив на 2, получим:

$$|P| = 8\pi\rho\frac{V^2}{2}lH\sin\mu. \tag{8}$$

Из уравнения (8) определим коэффициент подъемной силы: $C_y = |P|/\left(\rho\frac{V^2}{2}lH\right)$, где $H = 1$ — единичная ширина лопасти.

Для одиночного профиля, обтекаемого плоскопараллельным потоком,

$$C_y = 8\pi r\frac{R}{l}\sin\mu. \tag{8a}$$

Подставив в уравнение (8а) $r = 1/4$, получим:

$$C_y = 2\pi R\sin\mu. \tag{9}$$

Как видно из равенства (9), коэффициент подъемной силы зависит только от относительных размеров радиуса и длины лопасти и является постоянной величиной.

Выделим объем потока двумя линиями тока $AA'$ и $BB'$ (рис. 2), смещенными на шаг $t$ лопастей, и двумя отрезками $AB$ и $A'B'$, параллельными линии решетки ВК. Границы $AB$ и $A'B'$ объема выбраны на таком удалении от ВК, где поле скоростей внутри выделенного объема равномерно, и действуют они на одну лопасть. Циркуляция ветра по контуру равна

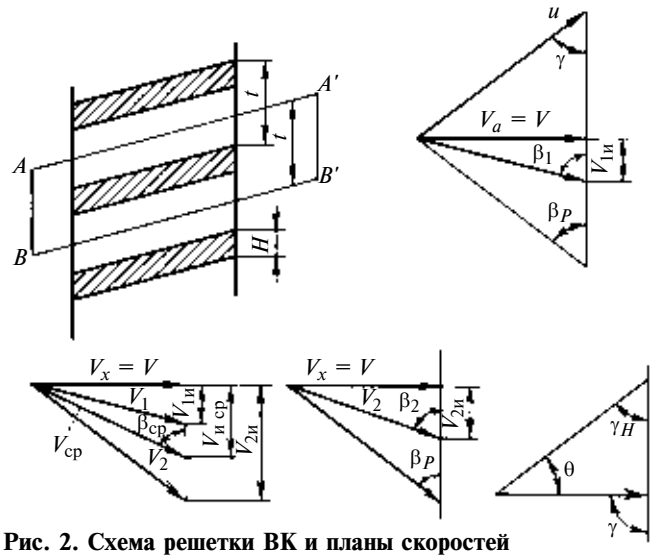



**Рис. 2. Схема решетки ВК и планы скоростей**

$$\Gamma = t(V_{2и} - V_{1и}). \quad (10)$$

Скорости ветра по линиям $AA'$ и $BB'$ тока равны по величине и противоположны по знаку. Установим связь между скоростью и коэффициентом подъемной силы.

Подъемная сила для лопасти

$$P = C_y V_{ср}^2 l/2. \quad (11)$$

Из сравнения уравнений (7) и (11) получим

$$\Gamma = C_y V_{ср} l/2 = \pi V_{ср} l \sin\mu, \quad (12)$$

где $R = 1$ — единичный радиус профиля лопасти; $V_{ср}$ — средняя скорость ветра.

Из равенства (10) определим окружную составляющую скорости на входе в ВК: $V_{1и} = V_{2и} - \Gamma/t$, и далее определим среднюю скорость $V_{и\,ср} = \frac{1}{2}(V_{1и} + V_{2и}) = V_{2и} - \frac{\Gamma}{2t}$ и угол

$$\mathrm{ctg}\beta_{ср} = V_{и\,ср}/V_x = \mathrm{ctg}\beta_2 - \frac{\Gamma}{2tV_{ср}\sin\beta_{ср}}. \quad (13)$$

Подставим в уравнение (13) значение $\Gamma$ из равенства (12) и получим:

$$\mathrm{ctg}\beta_{ср} = \mathrm{ctg}\beta_2 - \frac{\pi l}{2t}\frac{\sin\mu}{\sin\beta_{ср}}.$$

На рис. 1 показано, что угол натекающего потока $\mu = \beta_{ср} - \beta$, тогда

$$\sin\mu/\sin\beta_{ср} = \sin\beta(\mathrm{ctg}\beta - \mathrm{ctg}\beta_{ср}). \quad (14)$$

Из треугольника скоростей (см. рис. 2, *б*) видно, что $V_{2и} = u - V_x\mathrm{ctg}\gamma$, где $\gamma = \gamma_н - \theta$, где $u$ — окружная скорость ветроколеса.

Следовательно, $\mathrm{ctg}\beta_1 = V_{1и}/V_x = \frac{u}{V_x} - \mathrm{ctg}\gamma$.

Подставим значение $\sin\mu$ из формулы (14) в равенство (12) и после несложного преобразования получим:

$$\Gamma = 2KtV\left(\mathrm{ctg}\beta_P + \mathrm{ctg}\gamma - \frac{u}{V}\right), \quad (15)$$

где $K = \frac{\pi l}{2t}\sin\beta_P/\left(1 + \frac{\pi l}{2t}\sin\beta_P\right)$; $V = V_x$

$$u_и/V = \mathrm{ctg}\beta_P + \mathrm{ctg}\gamma. \quad (16)$$

Последний сомножитель в равенстве (15) с учетом равенств (2) и (16) можно записать в виде:

$$\mathrm{ctg}\beta_P + \mathrm{ctg}\gamma - \frac{u}{V} = \left[\mathrm{ctg}\beta_P + \mathrm{ctg}\gamma\left(1 - \frac{u}{u_и}\right)\right] = SK\frac{2\pi r}{H_э},$$

где $H_э$ — эквивалентная ширина лопасти.

Тогда получим:

$$\Gamma = K\frac{2\pi r}{H_э}2tVSK. \quad (17)$$

Из равенства (17) видно, что циркуляция ветра вокруг лопастей ВК пропорциональна скольжению.

Определив $SK$ из равенства (17) и подставив его в равенство (3), получим аэродинамическую характеристику ВД — частоту вращения:

$$n = \frac{V}{H}\left(1 - \frac{\Gamma H_э}{4\pi rtV}\right). \quad (18)$$

Изучение влияния циркуляции потока ветра на аэродинамическую характеристику ВД имеет большое практическое значение. Из равенства (18) видно, что при изменении циркуляции $\Gamma$ пропорционально меняется частота $n$ вращения ВК. Так как значение $\Gamma$ зависит от угловых и конструктивных параметров ВК, при конструировании ВД необходимо разрабатывать указанные параметры с определенным диапазоном регулирования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Джанахмедов А. Х. и др.** Ветроэнергетические установки. Баку: Чашыоглу, 2001.
2. **Емцев Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978.
3. **Векуа И. Н.** Обобщенные аналитические функции. М.: Физматгиз, 1959.


---


УДК 621.822.6:534.647



С. И. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук (г. Ижевск), тел.: (3412) 78-43-47


# Формирование акустических сигналов машин для цифровой обработки результатов испытаний и диагностики


Представлены сведения по комплексному подходу к повышению качества предусилителей и аналого-цифрового преобразования акустических сигналов машин в сборщиках данных и системах контроля (вибрационного) и диагностики состояния деталей и узлов механизмов в процессе их эксплуатации.



**Ключевые слова:** акустические сигналы, аналого-цифровое преобразование, системы контроля и диагностики.



The information on complex approach to the quality enhancement of preamplifiers and analog-digital converters of machine's acoustic signals in the data collectors and vibrations control systems and diagnostics of details and units of mechanisms during the operational process is presented.



**Keywords:** acoustic signals, analog-digital conversion, control and diagnostics systems.


В любом устройстве для акустических испытаний машин перед обработкой поступающих с датчиков сигналов необходимо их усилить. При этом к усиливающим сигналы устройствам (УСУ) предъявляются многочисленные требования: широкие пределы коэффициентов $K_у$ удаления, низкий уровень шумов, возможно большее входное сопротивление, малое потребление тока, необходимый диапазон пропускаемых частот и устойчивая работа в различных климатических условиях, а также большой динамический диапазон для отсутствия ограничения экстремумов акустических амплитуд. Кроме этого, УСУ должны обеспечивать наиболее полное использование динамического диапазона аналого-цифрового преобразования, что возможно только при применении специаль-

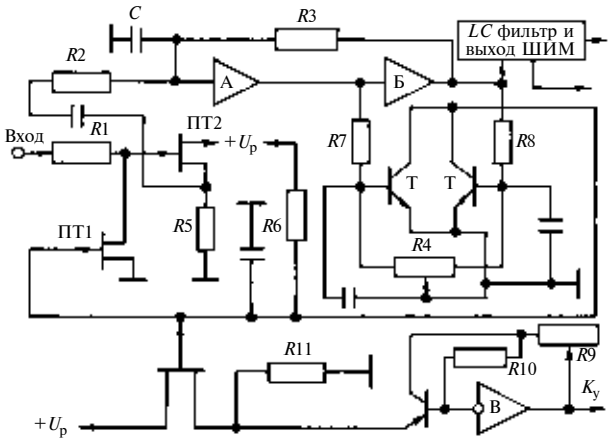



**Рис. 1. Структура УСУ для сопряжения аналоговых сигналов акустических преобразователей с входами микроконтроллера:**
А — четыре последовательно соединенных КМОП инвертора серий 1554—1564; Б, В — КМОП инверторы; ПТ1 и ПТ2 — полевые транзисторы; Т — биполярный транзистор; R1÷R11 — резисторы; ШИМ — широтно-импульсная модуляция

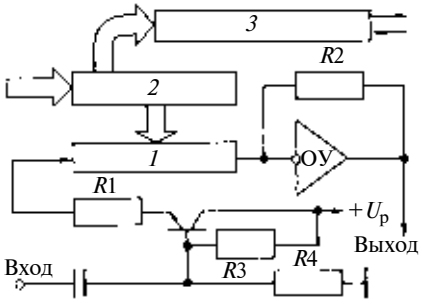



**Рис. 2. Структура делителя акустического сигнала машин:**
ОУ — операционный усилитель; $R1 \div R4$ — резисторы; *1* — ЦАП мод. К1108ПА1; *2* — буферный регистр; *3* — коммутатор предусилителя заряда

ной схемотехники и систем автоматического регулирования и регистрации коэффициента $K_у$, например устройства, представленного в авторских свидетельствах [1, 2].

В настоящей статье рассмотрим методологические приемы достижения требуемых характеристик усилителей сигналов вибрации и шума при акустических испытаниях и диагностике механизмов (машин).

Для сборщиков акустических данных с микроконтроллера (МК) (рис. 1) и портативных приборов диагностики можно использовать КМОП инверторы, включенные по схеме простого конвертора [3] широтно-импульсной модуляции (ШИМ) с автоматическим регулирующим устройством (АРУ). Сигнал после УСУ заряда (на рис. 1 не показан) поступает на вход делителя напряжения, выполненного в виде последовательно соединенных резистора *R*1 (100 кОм) и полевого транзистора (ПТ). Полевой транзистор ПТ2, включенный по схеме истокового повторителя, передает сигнал через резистор *R*2 (91 кОм) на вход УСУ и ШИМ с отрицательной обратной связью на резисторе *R*3 (110 кОм) и конденсаторе *C* (10 мкФ). Для поддержания постоянного значения дисперсии на выходе *LC* фильтра [около 6890 (мВ)$^2$] используется каскад из двух биполярных транзисторов *T*. Передаточная характеристика включения последних — квадратичная и балансируется с помощью резистора *R*4 (1,5 кОм). При этом коллекторы транзисторов задают необходимое значение напряжения управления на затворе ПТ2 во входном делителе сигнала. Для получения напряжения, пропорционального коэффициенту $K_у$, используется антилогарифмический УСУ на инверторе В. Данная структура обеспечивает отношение экстремального значения сигнала к среднеквадратичному значению до 30 и использована в сборщике данных [4].

Для устройств с более производительными МК и микропроцессорами можно использовать делители сигнала акустики машин (рис. 2) на основе цифроаналоговых преобразователей (ЦАП) К1108ПА1 (*1*) [5]. Сигнал через повторитель на биполярном транзисторе и резисторе R1 (51 Ом) подается на резисторную матрицу в составе ЦАП *1*. Операционный усилитель (ОУ) осуществляет масштабирование выходного сигнала резисторной матрицы до заданного значения $K_у$. При этом МК (на рис. 2 не показан) заносит цифровой код деления напряжения в буферный регистр *2*, управляющий состоянием резисторной матрицы ЦАП (см. рис. 2) и коммутатора *3* (см. рис. 2, 3) измерения коэффициента $K_у$ предусилителя заряда.

Интегральные ОУ по своим техническим особенностям обеспечивают максимальное выходное напряжение в пределах 75 % от напряжения источника электропитания, что уменьшает динамический диапазон УСУ. Для устранения этого недостатка была разработана структура специального масштабного усилителя [6, 7] (рис. 4). Опе-

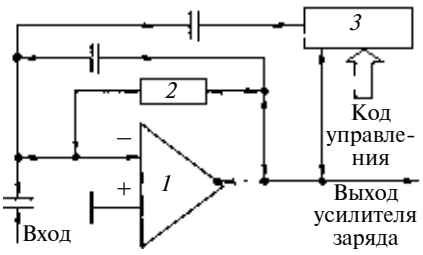



**Рис. 3. Структурная схема изменения коэффициента $K_у$ предусилителя заряда:**
*1* — операционный усилитель К555УД1А; *2* — резистор; *3* — коммутатор предусилителя заряда

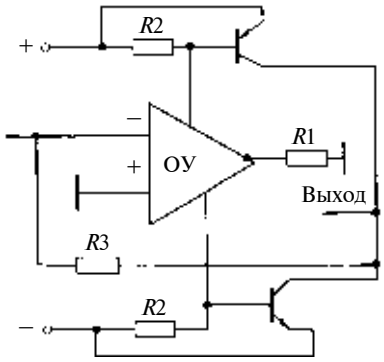



**Рис. 4. Масштабный УСУ с увеличенным динамическим диапазоном**

рационный усилитель К555УД1А работает в близком к короткому замыканию режиме на выходе, что обеспечивается наличием резистора $R1$ сопротивлением 24÷100 Ом. При этом ток ОУ через выводы его электропитания подается на базы биполярных транзисторов, включенных по схеме усиления с общим эмиттером. Коллекторы последних объединены и используются в качестве выхода масштабного усилителя. Такая схемотехника позволяет увеличить динамический диапазон УСУ с интегральными ОУ, так как напряжение насыщения переходов коллектор — эмиттер у большинства биполярных транзисторов меньше 0,75 В.

Изменения коэффициента $K_у$ за время измерения виброускорения как характеристики энергии вибрации опор вращающихся деталей могут быть использованы для динамической балансировки валов и цилиндров в собственных опорах, в том числе и в процессе эксплуатации [8]. Для этого можно использовать крепление вспомогательной массы (груза) $m$ в точках на выбранных плоскостях балансировки, расположенных под углом 90° на одинаковых расстояниях от центра вращения. Масса $M$ [9] дисбалансирующего веса может быть рассчитана по уравнению $M = \sqrt{A^2 + B^2 + 2U^2}/2$, где $U$ — уровень (энергия) вибрации без вспомогательного груза $m$; $A$, $B$ — значения вибрации при креплении вспомогательного груза в точках $a$ и $b$ соответственно. Угол закрепления балансирующего груза $M_к$ относительно координатной оси, проходящей через точку $b$ и центр вращения, $\psi = (A^2 - B^2)/(4MU)$, а величина корректирующего груза (при расстоянии от центра вращения, равном аналогичному для вспомогательной массы $m$) $M_к = (|U|/|M|)m$. При этом значение $C$, измеренное с грузом $m$ в третьей точке $c$, при котором $C^2 < (M^2 + U^2)$, указывает на необходимость установки $M_к$ ниже координатной оси, проходящей через точку $b$ и центр вращения. Кроме вышеприведенного при уменьшении постоянной времени интегрирования АРУ до нескольких микросекунд, изменение коэффициента $K_у$ можно использовать для спектральной диагностики вращающихся машин по огибающей линии изменения энергии виброускорения или огибающей линии изменения энергии шума деталей механизмов.

Представленные методики использованы в приборах и системах, внедренных на ряде предприятий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **А. с. 916999 СССР: МКИ G 01 Н 1/08:** Способ контроля состояния подшипников качения в процессе эксплуатации и устройство для его реализации.
2. **А. с. 943549 СССР: МКИ G 01 Н 1/08:** Способ контроля состояния подшипников качения в процессе эксплуатации и устройство для его реализации.
3. **Заявка 2002106653 Рос. Федерации:** МПК[7] G 01 Н 1 /08. Конвертор.
4. **А. с. 987437 СССР:** МКИ G 01 М 13/04. Сборщик данных.
5. **Аналоговые** и цифровые интегральные микросхемы. Справочник / Под. ред. С. В. Якубовского. М.: Радио и связь, 1985. 432 с.
6. **Заявка 2002110536 Рос. Федерации:** МПК G 01 Н 1/08. Масштабный усилитель.
7. **Заявка 2002119347 Рос. Федерации:** МПК Н 03 С 5/00. Масштабный усилитель.
8. **А. с. 1023216 СССР:** МКИ G 01 М 1/22. Измерительное устройство.
9. **Adkins F. T., Gray A.** Dynamic Balancing at Heaton Works: Parsons, Newcastle upon Tyne, 1960.


---


УДК 665.765



С. В. КОРНЕЕВ, д-р техн. наук (НХИ ОмГТУ, г. Омск),
Ж. М. ИВАНКИВ, Р. В. БУРАВКИН (ОАО "Сургутнефтегаз"),
И. И. ШИРЛИН, Н. В. ДОРОШЕНКО, кандидаты технических наук, С. В. ДОРОШЕНКО (СибАДИ, г. Омск),
e-mail: nhi@omgtu.ru


# Особенности эксплуатации наземной мобильной техники в условиях низких температур


Рассмотрены особенности эксплуатации наземной мобильной техники в условиях низких температур. Даны рекомендации по увеличению наработок техники на отказ в этих условиях.



**Ключевые слова:** эксплуатационные характеристики, низкие температуры, смазочный материал, вода, обводнение, наработка.



Exploitation features of ground-based mobile technique in the low-temperature conditions are considered. Guidelines regarding of the error-free running time enhancement in these conditions are given.



**Keywords:** exploitation characteristics, low temperatures, lubricant, water, watering, lifelength.


Значительная часть России расположена в зоне с суровыми климатическими условиями, где шесть месяцев в году температура воздуха ниже нуля. В настоящее время наблюдается интенсивное развитие этих районов, связанное с освоением газовых и нефтяных месторождений и других полезных ископаемых. Известно, что из-за недостатка информации о влиянии низких температур на работу мобильной техники предприятия несут значительные потери, вызванные повышенным расходом топлива и высокой интенсивностью изнашивания сопряженных деталей. Основными причинами повышенных эксплуатационных затрат являются температурные изменения свойств смазочных материалов, в частности вязкости [1—3], так как при низкой температуре смазочные материалы теряют свою пластичность. При использова-

нии моторных масел необходимый тепловой режим можно обеспечить путем утепления моторного отсека машины, используя теплоту двигателя. В этом случае температура окружающего воздуха не влияет на топливную экономичность двигателя, но для трансмиссионных масел и пластичных смазок необходимый тепловой режим обеспечить невозможно. Влияние температуры окружающего воздуха на работу ДВС показано на рис. 1 и 2.

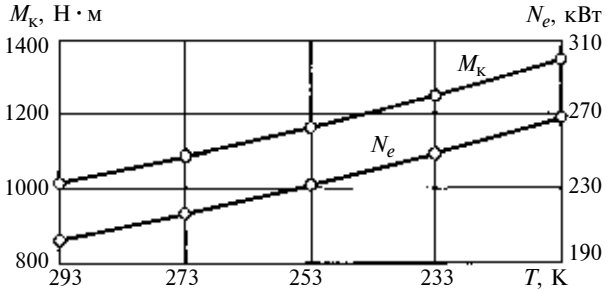



**Рис. 1. Изменения эффективной мощности $N_e$ и крутящего момента $M_к$ от температуры $T$ окружающего воздуха**

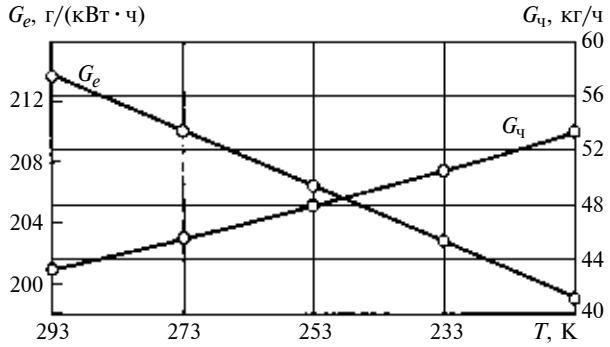



**Рис. 2. Изменения удельного ($G_e$) и часового ($G_ч$) расходов топлива от температуры $T$ окружающего воздуха для двигателя ЯМЗ 7511**

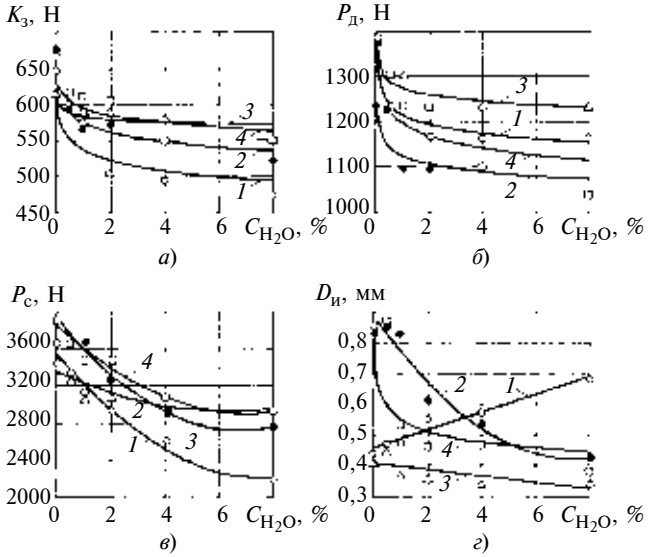



**Рис. 3. Изменения трибологических показателей масел разных производителей от процентного содержания $C_{H_2O}$ в них воды:**
*а* — индекс задира $K_з$; *б* — допустимая нагрузка $P_д$; *в* — нагрузка сваривания $P_с$; *г* — износ $D_и$; *1* — ТМ-5-9, ТМ-5-9А; *2* — Ютек Кинетик (ТМ-5-18); *3* — ТНК Транс Гипоид Супер (ТМ-5-18); *4* — Славнефть Синтетик (ТМ-5-18)

Изменение вязкостно-прочностных свойств смазочных материалов приводит к повышенному расходу топлива при низких температурах, который в зависимости от условий эксплуатации техники может составлять 20 % и выше.

При ухудшении вязкостно-прочностных свойств смазочных материалов вследствие низкой температуры окружающей среды изменяются условия смазывания деталей пар трения, увеличивается количество энергии, затрачиваемое на перемешивание смазочного материала, повышается интенсивность изнашивания трущихся пар и, следовательно, увеличивается число отказов. Кроме того, при низких температурах имеет место проникновение воды в нефтепродукты всех видов.

Присутствие воды в смазочных материалах резко ухудшает их эксплуатационные качества. Для многих марок моторных масел наличие 0,1 % воды (по массе) приводит к образованию осадка, в который выпадают до 40 % детергентно-диспергирующих и противоизносных присадок и до 75 % антипенной присадки [3—5]. Это изменяет и другие качественные показатели смазочных материалов, например, на 40 % уменьшается щелочное число, которое во многом определяет ресурс моторного масла. Такое влияние воды на свойства моторных масел происходит из-за низкой коллоидной стабильности вводимых присадок. Трансмиссионные масла при низких температурах обводняются. У некоторых масел наблюдаются низкая коллоидная стабильность присадок и склонность к осадкообразованию. Присутствие воды оказывает существенное влияние на трибологические свойства масел [6, 7]. Изменения основных показателей обводненных трансмиссионных масел типа ТМ-5 показаны на рис. 3.

Предельное содержание воды для различных масел имеет разное значение. Это объясняется различными пакетами присадок и начальными эксплуатационными свойствами смазочных материалов. Исследованиями было установлено предельное содержание воды (по массе) для различных групп масел: ТМ-3 — 0,29 %; ТМ-4 — 0,92 %; ТМ-5 — 2,15 %. При низких температурах окружающего воздуха имеют место случаи обводнения трансмиссионных масел до 8 %, поэтому рекомендуется использовать масла группы ТМ-5 [8, 9].

Анализ статистики по отказам показал, что наибольшее их число приходится на март—апрель и октябрь—ноябрь. Это объясняется тем, что вода в масле накапливается постепенно и пики отказов техники приходятся на время наиболее напряженной ее работы, а даже незначительное изменение эксплуатационных свойств смазочных материалов приводит к отказам.

Использование предлагаемых методик расчета обводнения смазочных материалов, правильный их выбор, выполнение всех рекомендаций по техническому обслуживанию в условиях низких температур обеспечивают значительное (до 50 %) увеличение наработок на отказ техники.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ


1. **Корнеев С. В., Пилипенко Д. Н., Колунин А. В.** Влияние обводнения на содержание присадок в моторных маслах // Строительные и дорожные машины. 2003. № 12. С. 21, 22.

2. **Корнеев С. В., Пилипенко Д. Н.** Процессы поступления воды в нефтепродукты при эксплуатации техники в условиях низких температур // Межд. науч.-техн. конф. ассоциации автомобильных инженеров "Проблемы создания и эксплуатации автомобилей, специальных и технологических машин в условиях Сибири и Крайнего Севера". Омск: СибАДИ, 2003. С. 180—182.

# Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2009 г.

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН


**Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н., Горобцов А. С.** — Автоматизация проектирования активных подвесок транспортных средств. № 2.

**Ан И-Кан** — Синтез рациональных профилей зубьев колес плоских зубчатых передач. № 3.

**Аскаров Е. С.** — Кинематический синтез передаточного шарнирного четырехзвенника с выполнением дополнительных условий. № 8; Синтез передаточных рычажных механизмов с приближенным выстоем в крайних положениях. № 10.

**Афанасенко В. Г., Хафизов Ф. Ш., Хайбрахманов А. Ш**. — Применение программного комплекса Flow Vision в исследовании влияния геометрических размеров шнека на эффективность смешения двухкомпонентной смеси. № 4.

**Афонин С. М.** — Расчет статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений. № 4; Статические и динамические характеристики многослойного электромагнитоупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений. № 10.

**Ахвердиев К. С., Мукутадзе М. А., Замшин В. А., Семенко И. С.** — Гидродинамический расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой. № 7.

**Баурова Н. И.** — Новый способ диагностирования напряженно-деформированного состояния деталей машин. № 5.

**Бондалетов В. П**. — Движение собачки храпового механизма свободного хода при высоких частотах вращения храповика. № 1.

**Бондалетов В. П., Быкова Т. Е.** — Напряжения в соударяющихся элементах импульсной передачи. № 2; Кинематика импульсной бесступенчатой передачи с храповыми механизмами свободного хода. № 5.

**Бондалетов В. П., Быкова Т. Е., Шенкман Л. В.** — Механические потери в храповых механизмах свободного хода блочного типа. № 8.

**Бугов А. У., Егожев А. М., Полищук Е. А.** — Уточненный расчет ответственных резьбовых соединений деталей при совместном нагружении. № 6.

**Вальехо Мольдонадо П. Р., Гришин Д. К.** — Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя. № 6.

**Ванчиков В. Ц.** — Порог протекания микропроцессов в граничном слое при действии контактных сил. № 1; Текучесть воды при облитерации капилляра. № 2; Течение жидкости в зоне действия сил адгезии твердого тела. № 6; Адгезия жидкости к твердой поверхности обтекания. № 11.

**Гамидов Г. С., Санаев Н. К., Адеев З. И.** — Системная модель оценки надежности судовых дизелей. № 5.

**Генералов Л. К**. — Прогнозирование точности движения привода линейного перемещения с ролико-винтовым механизмом. № 12.

**Герасимов В. Я., Герасимова О. В.** — Влияние точности изготовления резьбы на механические свойства высокопрочных болтов. № 4.

**Герасимов В. Я., Парышев Д. Н.** — Долговечность резьбовых соединений при действии переменных напряжений изгиба. № 8.

**Голубев Ю. А.** — Математическое описание изменения зазора в тормозном механизме с автоматическим регулировочным рычагом. № 3.

**Гордеев Б. А., Синев А. В., Бугайский В. В., Гордеев А. Б.** — Основные варианты гидроопор, предназначенных для автомобильной промышленности. № 2.

**Гуреев В. М., Дружинин А. М., Гельманов Р. Р.** — Нагарообразование и ресурс ДВС. № 1.

**Гущин А. Н., Пачурин Г. В**. — Эксплуатационные свойства штампованной низкоуглеродистой стали марок 08Ю и 08ЮА. № 7.

**Добрачев А. А., Раевская Л. Т., Швец А. В.** — Статическая устойчивость манипуляторных машин. № 12.

**Доронин С. В., Косолапов Д. В.** — Оценка ресурса деталей машин импульсного действия. № 7.

**Дунаев В. В., Ширшов А. А.** — Экспериментальное исследование затяжки болтовых соединений. № 9; Возможности повышении долговечности герметичности болтовых соединений планера самолета. № 12.

**Емелин В. И**. — Универсальные технические средства высокой проходимости для бестраншейного ремонта трубопроводов. № 5.

**Емелин В. И., Азеев А. А.** — Тяговые свойства установок для бестраншейного ремонта трубопроводов с помощью комбинированного рукава. № 6.

**Жуков А. А., Навоев А. П., Жуков В. А., Корытов С. В.** — Влияние повышения давления впрыска топлива на напряженное состояние зубчатых колес привода дизеля. № 2.

**Заверюха Г. Г.** — К методике оценки долговечности элементов конструкций при комбинированном нагружении. № 4.

**Захаров С. И.** — Преобразование изменений вибрационных характеристик усталостного выкрашивания подшипников качения в показатели степени износа. № 3.

**Ивашов Е. Н., Васин В. А., Степанчиков С. В.** — Механические системы электронного машиностроения на основе многокоординатных исполнительных устройств. № 7.

**Исмаилов Ш. К., Смирнов В. П., Гателюк О. В., Бублик В. В.** — Энергосберегающие режимы регулирования мощности электровозов переменного тока с непрерывным контролем температуры электрооборудования. № 2.

**Калашников Б. А.** — Экспериментальное исследование частотных характеристик системы с неоднозначной кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы. № 3.

**Каракулов М. Н., Каракулова Е. В.** — Синтез точного зацепления плунжерной передачи. № 4; Модификация геометрии плунжерного зацепления по условию снижения интенсивности заедания. № 11.


*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 90)*


3. **Корнеев С. В., Дудкин В. М., Колунин А. В.** Обводнение и коллоидная стабильность моторных масел // Химия и технология топлив и масел. 2006. № 4. С. 33, 34.

4. **Корнеев С. В., Колунин А. В., Дорошенко Н. В.** Влияние низких температур на эксплуатационные материалы // Межд. конф. "Смазочные материалы в промышленности". М.: ВВЦ, 2005. С. 54—58.

5. **Корнеев С. В.** О работоспособности моторных масел // Двигателестроение. 2004. № 4. С. 36—38.

6. **Корнеев С. В., Дорошенко Н. В., Залознов И. П.** Особенности применения трансмиссионных масел в условиях низких температур // Конф. ассоциации автомобильных инженеров. Сургут: 2005. С. 73—77.

7. **Оценка** трибологических свойств обводненных трансмиссионных масел / С. В. Корнеев, Т. В. Шестаковская, С. В. Дорошенко, Н. В. Дорошенко // Вестник нефтяных компаний "Мир нефтепродуктов". 2007. № 3. С. 30—33.

8. **Корнеев С. В., Дорошенко Н. В.** Математическое моделирование накопления воды в маслах агрегатов трансмиссий техники // Всерос. науч.-практ. конф. "Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования". Омск: СибАДИ, 2007. С. 17—21.

9. **Изменение** противоизносных свойств обводненных трансмиссионных масел группы ТМ-5 при использовании в условиях низких температур / С. В. Корнеев, Р. В. Буравкин, Н. В. Дорошенко и др. // Науч.-практ. конф. "Безопасность регионов — основа устойчивого развития". Т. 2. Иркутск: 2007. С. 142, 143.

**Каргин П. А.** — Зубчатые эвольвентные передачи с несимметричными профилями зубьев колес: применение, синтез, изготовление. № 11.

**Касьянов В. Е., Дудникова В. В.** — Повышение надежности и эффективности работы машины на основе повышения усталостного ресурса деталей. № 11.

**Короткин В. И.** — Сравнение зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач. № 1.

**Косарев О. И.** — Модификация зубьев косозубых цилиндрических передач с целью снижения вибраций с зубцовой частотой. № 5.

**Космынин А. В., Щетинин В. С., Иванова Н. А.** — Применение магнитной силы в газостатических опорах высокоскоростных шпиндельных узлов. № 5.

**Котенева Н. В.** — Динамическая модель расчета гладких твердых тел с учетом пластических деформаций. № 1.

**Красильников А. Я., Красильников А. А.** — Применение постоянных высококоэрцитивных магнитов разных марок в стандартных магнитных муфтах. № 4; Определение крутящего момента цилиндрической магнитной муфты № 6; Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в зависимости от их группы. № 9.

**Кузин М. А.** — Математическое моделирование и вибрационная надежность центрифуги для разделения суспензий. № 11.

**Лебедев В. А.** — Методологические основы создания и применения механизированного оборудования для дуговой сварки с импульсной подачей электрода. № 2.

**Лимаренко Г. Н., Мальковский С. И.** — Геометрия зацепления в ортогональной зубчатой реечной передаче. № 1.

**Логашина И. В., Чумаченко Е. Н., Бобер С. А., Аксенов С. А.** — Моделирование термонагруженного состояния корпуса лазерного гироскопа для дальней космической связи. № 8.

**Максимов В. А., Максимов Т. В., Хайсанов В. К., Новиков Е. А.** — Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора. № 4.

**Максимов В. А., Паладий А. В., Максимов Т. В., Новиков Е. А.** — Расчет гидродинамических упорных подшипников с первоначально плоскопараллельными поверхностями скольжения. № 3.

**Мамедов А. Ф.** — Определение ударного импульса в точке зацепления зубьев ведущего и ведомого колес зубчатой передачи. № 11.

**Манахов П. В., Федосеев О. Б.** — Альтернативный подход к решению задач теории пластичности на примере упругопластического сжатия тела прямоугольного сечения. № 1.

**Матлин М. М., Мозгунова А. И., Стариков А. А.** — Оценка нагрузочной способности деталей при первоначальном точечном контакте. № 6.

**Молчанов В. И.** — Контактная жесткость металлополимерной червячной передачи. № 7.

**Муницын А. И.** — Пространственные колебания консольного стержня из нелинейно-упругого материала. № 6.

**Наджафов А. М., Абдуллаев А. И.** — Оптимизация конструкции пакетного редуктора механического привода штанговых насосов. № 1.

**Назаров А. Д.** — Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала. № 8.

**Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** — Параметрический синтез компоновочных структур быстродействующих циклоидальных манипуляторов и реализация их управления. № 2; Синергетические свойства мехатронных манипуляционных систем. № 12.

**Орлова А. М., Артамонов Е. И.** — Влияние конфигурации фрикционных клиньев гасителя колебаний на ходовые качества грузового вагона. № 6.

**Острикова А. Н., Абрамова О.** В. — Разработка САПР шнековых рабочих органов экструдеров. № 10.

**Остсемин А. А.** — Методика расчетной оценки температуры капель электродного металла при сварке в углекислом газе. № 7; Определение напряженного состояния и коэффициентов интенсивности напряжений в конструкциях с трещиноподобными дефектами методом голографической интерферометрии. № 8.

**Перекрестов А. П.** — Повышение смазочной способности малосернистых дизельных топлив. № 10.

**Полевский В. И., Сапсалов А. В.** — Сверхвысоковакуумный линейный асинхронный двигатель с катящимся ротором и концентраторами магнитного потока. № 3.

**Поляков Б. Н.** — Оптимизация кинематических параметров рычажных четырехзвенных механизмов. № 12.

**Попов В. А.** — Исследование устойчивости исходной геометрии и плавности работы цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления. № 12.

**Пшеницын А. А.** — К вопросу о самокомпенсации высокотемпературных трубопроводов при упругом закреплении. № 3.

**Пылаев Б. В.** — Приспособляемость нефрикционного высокомоментного вариатора к внешней нагрузке. № 5.

**Рудых Н. В.** — Использование микроструктурного изображения для оценки напряженно-деформированного состояния металла. № 11.

**Сазонов В. Г.** — Оценка жесткостных характеристик полиуретана при различных условиях нагружения. № 6.

**Санаев Н. К., Махин А. В., Сальницкий Ф. А.** — Использование САПР в подготовке производства поршня дизеля с камерой сгорания сложной конфигурации. № 11.

**Санаев Н. К., Тынянский В. П., Дорохов А. Ф.** — Улучшение условий приработки пары трения "втулка цилиндра — поршневое кольцо" технологическими методами. № 10.

**Сергеев С. А., Москалев Д. В.** — Параметрическая оптимизация звездочек цепных передач. № 5.

**Сидоров П. Г., Крюков В. А., Плясов А. В., Пашин А. А., Ширяев И. А.** — Синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач. № 6.

**Соколов С. Л., Ушаков Б. Н.** — Методы исследования напряженно-деформированного состояния резинокордных деталей машин. № 5.

**Спиридонов А. В., Рябов Г. К**. — Совершенствование конструкции автоматических клиноременных вариаторов. № 3.

**Становский В. В., Казакявичус С. М., Ремнева Т. А., Кузнецов В. М., Бубенчиков А. М., Щербаков Н. Р.** — Самоторможение эксцентриковой передачи с промежуточными телами качения. № 5.

**Старостин Н. П., Аммосова О. А.** — Математическое моделирование теплового процесса при сварке полиэтиленовых труб встык при температуре воздуха ниже нормативных. № 1.

**Степанов Ю. С., Кобяков Е. Т., Поляков А. И.** — Анализ колебаний физического маятника при кинематическом возмущении. № 8.

**Сызранцева К. В.** — Прогнозирование отказов зубчатых передач методами непараметрической статистики. № 12.

**Трембовельский Л. Г.** — Пути обеспечения согласованности двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства. № 9.

**Уткин В. С**. — Определение надежности индивидуального вала при ограниченной статистической информации о базовых параметрах. № 5; Определение надежности консольного вала конической зубчатой передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах. № 6.

**Уткин В. С., Уткин Л. В.** — Расчет надежности валов по критерию прочности при вероятностных и возможностных переменных в математической модели предельного состояния. № 7.

**Халиуллин Ф. Х., Матросов В. М.** — Методика расчета гасителя крутильных колебаний коленчатого вала ДВС с маховиком с переменным моментом инерции. № 12.

**Хамитов Р. Н., Аверьянов Г. С., Корчагин А. Б.** — Пневматический амортизатор с активной системой демпфирования. № 9; Рабочие процессы двухкамерного пневматического амортизатора с кратковременной коммутацией объемов. № 10.

**Холмогоров И. В., Хомяков Г. К., Ванчиков В. Ц.** — Микроскопическая природа вязкости при облитерации капилляра. № 1; Управление граничным слоем жидкости в золотниковых преобразователях и в ламинарных дросселях гидропривода. № 3; Обтекание жидкими средами твердого тела при малых числах Рейнольдса. № 4.

**Хорев А. И.** — Теоретические и практические основы получения сверхпрочных титановых сплавов. № 9.

**Цуканов О. Н., Лопатин Д. Б., Полуэктов Е. А.** — Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники. № 2.

**Цыбулько А. Е., Киселев А. Г., Кравченко Е. В., Романенко Е. А., Козлов П. Н.** — Позиционирование армирующих элементов в связующем материале на основании определения компонентов натурального критерия прочности. № 6.

**Цыбулько А. Е., Романенко Е. А.** — Натуральный критерий прочности изотропных материалов при сложном напряженном состоянии. № 1; Критерий прочности изотропных материалов. № 2; Критерий предельного состояния квазиоднородных и структурно-неоднородных материалов при растяжении-сжатии. № 11.

**Чернявский Д. И., Чернявская Д. Д.** — Критерий формирования плоского фронта ударной волны в стержнях. № 8.

**Шарков О. В., Калинин А. В.** — Исследование кинематических характеристик импульсных вариаторов. № 6.

**Шишкарев М. П.** — Влияние точности срабатывания предохранительных муфт на прочность деталей и узлов приводов машин. № 7; Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт. № 8; Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт. № 9; Эволюционная классификация адаптивных фрикционных муфт. № 11.

**Щедрин А. В., Ульянов В. В., Бекаев А. А., Скоромнов В. М., Ванюшкина М. С., Абрамова Т. Г., Хомякова Н. В., Чихачева Н. Ю.** — Совершенствование методов комбинированного протягивания тел вращения. № 5.

**Щерба В. Я., Екименко А. Н., Колдаева С. Н., Колдаев О. Ю.** — Композиционные материалы триботехнического назначения на основе древесины, базальтового, углеродного и полиоксадиазольного волокон и применение их в узлах трения тепловозов и сельскохозяйственной техники. № 6.

**Эльманович В. И.** — К расчету малоцикловой прочности сосудов для хранения сжиженных газов. № 4.

**Якупов Н. М., Нуруллин Р. Г., Якупов С. Н.** — Методология исследования механических свойств тонких пленок и нанопленок. № 6.

### В помощь конструктору и расчетчику

**Иванов А. С.** — Методы повышения надежности машин. № 2; Контактные деформации соединения вал—втулка под действием радиальной силы и опрокидывающего момента. № 12.

**Иванов А. С., Банков Б. А., Попов Б. А.** — Проверочный расчет резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом, с учетом контактной податливости стыков. № 1.

**Иванов А. С., Воробьев И. А., Ермолаев М. М.** — Предлагаемые конструктивные исполнения цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора. № 3.

**Иванов А. С., Ермолаев М. М**. — Работа соединения с натягом при передаче соединением изгибающего момента. № 5; Влияние касательной податливости контактного слоя ремня на тяговую способность плоскоременной передачи. № 11.

**Иванов А. С., Измайлов В. В.** — Термическая проводимость плоского стыка. № 7.

**Иванов А. С., Попов Б. А.** — Совершенствование методики расчета соединения с натягом в результате учета контактной податливости стыка. № 4.

### Металлургическое оборудование и прокатное производство

**Максимов Е. А.** — Непрерывный агрегат для калибровки штрипса. № 1.

**Никитин А. Г., Лактионов С. А., Бойко Д. Ю., Векессер А. Ю.** — Особенности работы шарнира кривошипно-коромыслового механизма щековой дробилки. № 12.

**Рубахин А. И.** — Расчет напряженных состояний в зоне контакта раскатной головки и обрабатываемого ролика МНЛЗ. № 12.

### Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

**Андронов В. А., Коротков В. А.** — О работе "Бюро триботехники" на Уралвагонзаводе. № 4.

**Безносов А. В., Антоненков М. А., Боков П. А., Новожилова О. О.** — Особенности работы подшипников скольжения в тяжелых жидкометаллических теплоносителях ядерных установок. № 3.

**Безносов А. В., Назаров А. В., Бокова Т. А., Новожилова О. О.** — Особенности работы подшипников скольжения и зубчатых зацеплений в тяжелом жидкометаллическом теплоносителе. № 2.

**Гаврилова Т. М., Пегашкин В. Ф., Балдин Е. В., Якимов М. А.** — Установка для проведения трибологических испытаний. № 3.

**Гончаров С. В., Тарасенко А. Т., Иванов В. А.** — Исследование зависимости коэффициента трения от концентрации антифрикционного компонента в рабочем слое подшипника скольжения. № 11.

**Дроздов Ю. Н., Пучков В. Н., Макаров В. В., Безносов А. В., Антоненков М. А.** — Виброизнос материалов пары "труба — дистанционирующая решетка" парогенератора со свинцовым теплоносителем. № 12.

**Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** — Многофакторный анализ механизмов износа политетрафторэтилена и его композита с использованием эмпирического закона. № 7.

**Куклев А. В., Гончаревич И. Ф., Айзин Ю. М.** — О выборе эффективных режимов подачи смазки в кристаллизаторы установок непрерывного литья сталей. № 12.

**Лернер Ю. Н.** — Корреляция между структурой атомной решетки твердых тел и трением. № 6.

**Маленко П. И.** — Исследование влияния температур на дискретных множественных контактах на триботехнические свойства пар трения скольжения со смазочным материалом. № 10.

**Маленко И. П., Маленко П. И.** — Исследование температур на дискретных контактах при трении скольжения со смазочным материалом. № 1.

**Орлов А. В.** — Износ шарикоподшипника с учетом реальных условий нагружения. № 9.

**Петухов А. Н.** — Фреттинг-коррозия и фреттинг-усталость в малоподвижных соединениях авиационных ГТД и ЭУ. № 6.

**Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А**. — Тепловая диагностика трения в подшипниках скольжения. № 4.

**Шаповалов В. В., Озябкин А. Л., Харламов П. В.** — Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем. № 5.

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Абрамов Ф. Н.** — К вопросу об основных и дополнительных факторах, влияющих на точность базирования заготовок. № 7.

**Базров Б. М., Родионова Н. А., Насиров Э. З.** — Классификация базирующих элементов станочных приспособлений. № 11.

**Баранов М. Н., Исупов М. Г., Исупов Г. П.** — Прочностные показатели обрабатываемого материала при струйно-абразивной обработке. № 5.

**Бахарев В. П.** — Разработка физико-математической модели диспергирования керамических и композиционных материалов при алмазной доводке свободным абразивом. № 2.

**Бахтиаров Ш. А.** — Технологическое обеспечение точности контактно-эрозионной правки алмазных кругов формы 6А2 и 12А2. № 7.

**Ванин В. А.** — Кинематическая структура станков с неравномерными движениями формообразования на основе унифицированных гидравлических связей. № 1.

**Ветров С. И., Чернянский П. М., Шабанов В. В.** — Оптимизация координат зоны резания токарных станков. № 6.

**Волков Н. А., Полутов А. Г.** — Лазерная гравировка знаков на светопроводах с использованием эмалей различных типов. № 12.

**Гончаров С. В., Иванов В. А., Захарычев С. П.** — Оборудование для исследования процессов центробежного формирования изделий из полимерных композиционных материалов. № 3.

**Горчев В. С.** — Решение для автоматических линий структуры "2 × 1" дискретного действия с производительностями участков $q_1 > q_2$ без учета их совместных отказов и отказов бункера. № 11; Метод определения постоянных интегрирования при исследовании автоматических линий с учетом детерминированных процессов. № 12.

**Гусейнов Г. А., Багиров С. А.** — Разнозернистый шлифовальный круг. № 7.

**Гусейнов Р. В., Рустамова М. Р.** — Технология нарезания внутренних резьб при наличии радиальных сил. № 5.

**Даниленко Б. Д., Малевский Н. П.** — Образование винтовой поверхности стружечных канавок спиральных сверл методом задания профиля двумя образующими прямыми. № 4.

**Жарин Д. Е., Юрасов С. Ю., Гумеров М. И., Шафигуллин Л. Н.** — Оптимизация режимов механической обработки дисперсно-наполненных полимерных композиционных материалов. № 10.

**Захаров О. В.** — Расчет ведущих кругов бесцентровых шлифовальных станков. № 4.

**Израилович М. Я.** — Гашение автоколебаний упрочняющего инструмента путем управляемого демпфирования. № 10.

**Кабалдин Ю. Г.** — Основные проблемы атомной сборки наноструктур. № 4.
**Карпачев А. Ю.** — Испытания отрезных фрез на устойчивость их плоской формы равновесия при неравномерном нагреве. № 3.
**Кобзев А. А., Генералов Л. К.** — Модельное управление точностью обработки резанием. № 12.
**Колесников В. И., Ермаков С. Ф., Сычев А. П., Мулярчик В. В.** — Влияние алкильного радикала на оптическую активность холестерических жидкокристаллических наноматериалов. № 8.
**Королев А. В., Болкунов В. В., Королев А. А.** — Технология безотходного разделения на штучные заготовки. № 11.
**Королев А. В., Королев А. А., Тюрин А. Н.** — Вероятностный расчет напряжений мостиков связки абразивного инструмента. № 1; Связь энергии резания с интенсивностью съема припуска при суперфинишировании абразивным инструментом. № 5.
**Королев А. В., Филимонов Е. В., Болкунов В. В., Королев А. А.** — Безотходная технология изготовления деталей типа фасонных валиков. № 12.
**Куликов М. Ю., Леваков С. Л., Картамышев А. Ю., Паутов А. В.** — Модель изнашивания режущего инструмента на основе анализа трибоокислительных процессов. № 3.
**Макаров В. Ф., Туктамышев В. Р., Нуриев Э. А., Кобелев С. В., Бабиков В. С.** — Статистическая оценка надежности протяжек. № 4.
**Мамедов А. Т., Микаилов У. Р.** — Влияние теплоизоляционного полимерного покрытия на образование отбела кокильных отливок. № 11.
**Микипорис Ю. А.** — Экономическая эффективность подвода СОТС в зону резания. № 3.
**Минаков А. П., Камчицкая И. Д., Зайцев Д. Л., Тюков А. В.** — Ресурсосберегающая технология упрочняющей пневмовибродинамической обработки плоских поверхностей для ремонтного и основного производств. № 7.
**Новоселов Ю. А.** — Альтернативная концепция теории базирования в машиностроении. № 2.
**Нодельман М. О.** — Прогнозная оценка реологических параметров пластичных металлов в условиях самоорганизации вязкопластического течения срезаемого слоя припуска. № 8; Оценка итогового параметра предела текучести при резании пластичных металлов. № 10.
**Пашовкин С. А.** — Фактическая площадь контакта и коэффициент трения поверхностей направляющих сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия. № 4.
**Петрушин С. И., Губайдулина Р. Х., Баканов А. А., Махов А. В.** — Геометрический анализ конструкций сборных режущих инструментов со сменными многогранными пластинами. № 6.
**Петрушин С. И., Проскоков А. В.** — Теория несвободного резания материалов. Геометрия несвободного резания. № 11; Теория несвободного резания материалов. Образование стружки с единственной условной поверхностью сдвига. № 12.
**Пухальский П. В.** — Мониторинг качества использования инструмента при эксплуатации. № 1.
**Расторгуев Г. А.** — Технологичность продукции машиностроения для условий автоматизированного сборочного производства. № 9.
**Росляков И. Н., Колмыков В. И.** — Влияние нитроцементации на повышение сопротивления усталости и износостойкости железных гальванических покрытий. № 9.
**Рубан В. М., Годжаев З. А., Рубан И. В., Зайцев С. Д.** — Нанотехнологические процессы обработки изделий конструкционного назначения в машиностроении. № 4.
**Саввинова М. Е., Коваленко Н. А.** — Влияние технологических параметров на электропроводность углеродосодержащих композиций. № 5.
**Сапченко И. Г., Жилин С. Г.** — Технологические особенности повышения стойкости оболочковых форм при литье по выплавляемым моделям. № 9.
**Семенов И. А., Расторгуев Г. А.** — Анализ полей напряжений в поверхностном слое композиционных материалов со сферической формой армирующего зерна при резании. № 3.
**Ушаков А. Е.** — Подача материалов на сборочный конвейер по фиксированному объему. № 6.
**Фрадкин Е. И.** — Деформации крупногабаритных цилиндрических зубчатых колес при термообработке. № 10.
**Холмогорцев Ю. П.** — Оптимизация процесса алмазного развертывания точных отверстий. № 4.
**Черный А. Г.** — Анализ и построение структуры несинхронной автоматизированной сборочной линии. № 9.
**Шиляев С. А.** — Автоматическая линия для ротационного охватывающего ленточного шлифования длинномерных заготовок малого диаметра. № 4.
**Юсубов Н. Д.** — Матричные модели точности в многоинструментальных двухсуппортных наладках. № 3.
**Янюшкин А. С., Архипов П. В., Торопов В. А.** — Механизм процесса засаливания шлифовальных кругов. № 3.

**Серия статей**
**"Проблемы теории и практики резания материалов"**

**Новоселов Ю. А.** — Совершенствование познавательной логики процесса резания. № 1.
**Черменский О. Н., Борисов Е. Д.** — Анализ процесса резания на основании теории пластичности. № 2.

**Обработка материалов без снятия стружки**

**Абакачева Е. М., Сулейманов Д. Ф., Боев Е. В., Афанасенко В. Г.** — Исследование коэффициента разбухания полимерных материалов при изготовлении рифленых листов вальцеванием. № 3.
**Воронцов А. Л.** — Теория высадки трубной заготовки на оправке. № 1; Исследование осадки цилиндрической заготовки с затрудненным течением металла на одном из торцов. № 2; Теория осадки малопластичных материалов в пластичных оболочках. № 3; Теория осадки малопластичных материалов в пластичных поясках. № 5; Теория осадки малопластичных материалов без обжатия бандажирующих пластичных оболочек. № 6; Изменение геометрии цилиндрической заготовки при осадке с контактным трением. № 7; Изготовление полых изделий вытяжкой по внутренней поверхности. № 8; Теория контурной осадки. № 9; Технологические расчеты контурной осадки. № 10.
**Герасимов В. Я., Парышев Д. Н., Герасимова О. В.** — Оценка упрочняющего эффекта при волочении стальных прутков по изменению электропроводности металла. № 6.
**Иванов Ю. В.** — Исследование и анализ виброактивных ковочных молотов. № 8.
**Козлов А. В., Шеркунов В. Г., Хилькевич Я. М.** — Напряженное состояние в трубе при ее гибке с раскатыванием *n* парами близкорасположенных деформирующих элементов. № 8.
**Кузнецова В. П., Ильичев С. А., Горгоц В. Г.** — Динамика упругого выглаживания поверхностей деталей с отверстиями на токарно-фрезерных центрах. № 11.
**Осипенкова Г. А., Пегашкин В. Ф., Филимонов И. Е.** — Повышение износостойкости деталей поверхностным пластическим деформированием с помощью ультразвуковых крутильных колебаний. № 2.
**Поликарпов Е. Ю.** — Вытяжка с утонением стенки толстостенных цилиндрических заготовок из анизотропных материалов. № 10.
**Щедрин А. В., Ульянов В. В., Бекаев А. А., Чихачева Н. Ю.** — Повышение эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов. № 9.
**Яковлев С. С., Поликарпов Е. Ю.** — Вытяжка толстостенных цилиндрических заготовок из анизотропных материалов с утонением стенки. № 7.

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

**Бугаков В. М.** — Алгоритмы управления инвестиционной деятельностью предприятий промышленности. № 5.
**Дежкина И. П., Лещенко М. И., Поташева Г. А.** — Принципы построения структуры управления организацией. № 7.
**Ирзаев Г. Х.** — Оптимизация системы показателей при управлении технологичностью изделий машиностроения. № 8.
**Клячко Л. М.** — Рыночные механизмы воздействия на экспорт технологий и наукоемкой продукции. № 1.
**Кондрашова А. А.** — Исследование динамической устойчивости компании. № 4.
**Коновалов Л.** — Технология SafeQ и примеры ее реализации. № 11.
**Кононова М. Ю.** — К вопросу о движущих силах и организационных коммуникациях в современных инновационных процессах. № 3.

**Нодельман М. О., Суховилов Б. М.** — Оценка и повышение эффективности работы производственных подразделений предприятия. № 7.
**Омельченко И. Н., Третьякова В. А.** — Оптимизация бизнес-процессов. № 8.
**Плетнева Н. П.** — О факторах, влияющих на результативность систем менеджмента качества в России. № 6.
**Постникова Т. В.** — Оптимизация затрат в условиях стратегического управления затратами в рамках цепи поставок. № 9.
**Расторгуев Г. А.** — Направления повышения надежности технологических систем. № 11.
**Ревуцкий Л. Д.** — Понятия и показатели ценности и стоимости предприятий. № 5.
**Сажин Ю. В., Плетнева Н. П.** — Менеджмент качества в условиях неопределенности. № 12.
**Сурков И. А.** — О порочной практике оценки износа тяжелых машин металлургического комплекса по сумме амортизационных отчислений. № 11.
**Трифонов С. Ф., Силютин В. И.** — Повышение эффективности работы предприятия на основе проектного подхода. № 10.
**Ушаков А. Е.** — Равномерная закладка на автомобильном сборочном конвейере. № 7.
**Фасхиев Х. А., Крахмалева А. В.** — Динамический метод оценки экономической эффективности грузовых автомобилей. № 2.
**Федоров В. К., Бендерский Г. П., Епанешникова И. К.** — Методика определения трудоемкости опытно-конструкторских работ при создании специального технологического оборудования. № 7.
**Федоров В. К., Епанешникова И. К.** — О сущности и специфике организации инновационного производственного процесса. № 6; О компоновочных и композиционных принципах построения гибких производственных систем в специальном машиностроении. № 9.
**Ханыгина Е. С.** — Проектирование логистических систем в управлении цепочками поставок. № 8.
**Холодников Ю. В.** — Перспективы развития в России производства композиционных материалов и изделий из них. № 8.
**Шатохин М. А.** — Современные подходы к построению системы управления техническим обслуживанием и ремонтом в электроэнергетике. № 5.
**Шебаров А. И.** — Концептуальные основные оценки инновационного потенциала и организации управления инновационным развитием промышленного производства. № 10.

### История науки и техники

**Салтыков М. А.** — Опыт создания высокофорсированных дизелей в ОАО "Коломенский завод", его итоги и перспективы применения в отечественном машиностроении. № 1.
**Шелест П. А.** — А. Н. Шелест — пионер тепловозостроения. № 2.

### Проблемы промышленной экологии

**Дорохов А. Ф., Климова Е. В.** — Метод расчета токсичных составляющих в отработавших газах дизельных двигателей. № 12.
**Егоров Д. А.** — Основные направления повышения качества водомазутных топливных эмульсий. № 3.

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

**Амиров Ф. Г.** — Влияние циркуляции ветра вокруг лопастей ветродвигателя на его аэродинамику. № 12.
**Архипов И. Я.** — Из опыта эксплуатации зубчатых передач карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности. № 8.
**Бахтамов Е. В., Воронин А. М., Горин С. В.** — Гидродинамический шум в системах забортной воды атомных энергетических установок. № 2.
**Бузин Ю. М.** — Феноменологическая модель процесса функционирования технической системы. № 4; Энергетическая концепция оценки нагруженности технической системы. № 10.
**Василенко В. Н.** — Разработка экструзионного оборудования нового поколения для производства комбикормов. № 9.
**Гольдфарб В. И.** — Конференция по зубчатым передачам. № 7.
**Железков О. С., Михайлова У. В.** — Модернизация шаровых шарниров для автомобилестроения. № 12.
**Захаров С. И.** — Микроконтроллерное преобразование сигналов при вибрационных испытаниях машин. № 1; Новый подход к спектральному анализу вибрации с автоматической оценкой состояния вращающихся деталей. № 4; Периодичность выхода из строя подшипников качения и влияние эксплуатационных свойств смазочного материала на характеристики их вибрации. № 6; Формирование акустических сигналов машин для цифровой обработки результатов испытаний и диагностики. № 12.
**Зейналова Н. С., Гусейнов С. О.** — Золотниковый распределитель для регулирования скорости закрытия задвижки с использованием гидропривода. № 9.
**Корнеев С. В., Иванкив Ж. М., Буравкин Р. В., Ширлин И. И., Дорошенко Н. В., Дорошенко С. В.** — Особенности эксплуатации наземной мобильной техники в условиях низких температур. № 12.
**Коротков В. А.** — Плазменная закалка зубчатых и шлицевых соединений. № 8.
**Кузнецов С. А.** — Роторный насос новой конструкции. № 3.
**Мальцев И. М., Седунов А. Н.** — Программный комплекс "Сталь". № 6.
**Мамити Г. И.** — Тормозной механизм барабанного типа с самоустанавливающимися колодками. № 11.
**Мамити Г. И., Мельников А. С., Шаппо В. М.** — Новые конструкции дисковых тормозов с винтовым нажимом. № 6.
**Мамити Г. И., Плиев С. Х.** — Формирование оптимальной устойчивости колесной машины на стадии проектирования. № 2.
**Маришин А. Г., Киреев В. П., Павлович И. Л., Павлович Л. А.** — Гидравлический стенд для совместной отработки узлов системы контроля и управления технологическими процессами. № 12.
**Новиков В. В., Смолянов О. В.** — Виброзащитные свойства подвески при совместной работе гидравлических и инерционно-фрикционных амортизаторов. № 1.
**Остриков А. Н., Вертяков Ф. Н., Веретенников А. Н., Дорохин С. В.** — Перспективная установка для производства концентрированных фруктовых и овощных пюре. № 2.
**Остриков А. Н., Вертяков Ф. Н., Веретенников А. Н., Синюков Д. А.** — Разработка выпарного аппарата непрерывно-циклического действия. № 3.
**Остриков А. Н., Вертяков Ф. Н., Трушечкин А. В.** — Разработка подсистемы проектирования и оптимизации конструкции вакуум-выпарного аппарата. № 9.
**Петренко А.** — Пилотный проект по дистанционному обследованию объектов газотранспортной системы № 7.
**Плотников Р. С.** — Процесс разрезания изделий кольцевой формы из композиционных материалов на ленту. № 3; Устройство с дисковыми ножами для разрезания покрышек. № 4.
**Попов Б. А.** — Об ошибках в формулах ГОСТ 16532—70 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии". № 4.
**Пухальский В. А., Понайоти В. А., Пухальский П. В.** — Исследование конструкций крепления пластин на торцевых фрезах. № 8.
**Рубахин А. И.** — Обеспечение точности поверхностей отверстий роликов МНЛЗ при обработке. № 8.
**Рыков А. А., Титоренко В. П., Дегтярев А. Д.** — Центробежный ударный стенд с кинематическим возбуждением ударной нагрузки. № 10.
**Сергеев С. А.** — Стенд для испытания цепных муфт. № 1.
**Сыркин В. В., Шалаев В. С., Драницин В. В.** — Методика выбора проектных параметров ветроэнергетических установок. № 9.
**Христофорова А. А., Соколова М. Д.** — Резинобитумные композиции для дорожного строительства в районах с холодным климатом. № 7.
**Эльманович В. И.** — Об обеспечении эксплуатационного ресурса новых аппаратов химического и нефтяного машиностроения. № 5.
**Дроздов Ю. Н.** — Рецензия на кн. А. Н. Петухова. "Механизм фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ". № 7.
**Переверзев П. П.** — Рецензия на кн. М. О. Нодельмана. "Механообработка резанием. Основы теории и практики". № 8.
**Иванов А. Н.** — Выставки "Лесдревмаш—2008". № 1; "Передовые технологии автоматизации—2008". № 2; "Кип-Экспо—2008". № 3; "Нефтегаз—2008". № 4; "Электро—2008". № 5; "Индустрия пластмасс—2008". № 5; "Упаковка/УпакИталия—2009". № 6; "Охрана, безопасность и противопожарная защита—2009"; "Сварка. Резка. Наплавка—2009", № 9. "Высокие технологии XXI века — 2009". № 10; "Металлургия-Литмаш—2009". № 11.
**Потапова Г. С.** — Обозрение зарубежных изданий. № 1; 2; 3.