# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**6**

**2007**

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЭНЕРГЕТИКИ РФ



**Главный редактор А.И. САВКИН**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М.** (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А., Логунов А.В., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)



**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)**

**Ордена Трудового Красного Знамени ОАО «Издательство "Машиностроение"» 107076, Москва, Стромынский пер., 4**

**Адрес редакции:**

***129626, Москва, проспект Мира, д. 106, а/я 78.***
***Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11***
***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 Подольской типографии, филиале ОАО "ЧПК", 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS


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

**Васильев Г. Н., Пизаев А. О., Зайнуллин Э. В., Лепина-Лавринович Н. С., Мороз Д. В.** — Система смазывания опор качения шпиндельных узлов станков с минимальным расходом смазочного материала . . . . . 3
**Мурзинов В. Л.** — Пневмоконвейер с пористой несущей поверхностью . . . . . 12
**Рябов Г. К., Ганькова Т. А., Заплаткин А. А., Андреев С. А.** — Обеспечение оптимального режима работы автоматического клиноременного вариатора . . . . . 15
**Сызранцев В. Н., Невелев Я. П., Голофаст С. Л., Лысяный К. К.** — Оценка прочностных характеристик материала трубопроводов после длительной эксплуатации 17
**Сергеева Л. В.** — Исследование процесса возможного разрушения трубопроводов ядерных энергетических установок вследствие их эрозионно-коррозионного утонения . . . 22
**Шатохин В. Ф.** — Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов . . . . . 25
**Сапьянов В. Ю.** — Анализ влияния предварительной деформации элементов на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции крана К2×100 . . . 32
**Гребенников А. С., Гребенников С. А., Коновалов А. В.** — Зависимость ресурса агрегата автомобиля от неравномерности исходных зазоров в одноименных сопряжениях . . . . . 34
**Ванчиков В. Ц.** — Метод определения сил когезии в вязком подслое . . . . . 39

**Металлургическое оборудование и прокатное производство**

**Семенов М. В., Точилкин В. В.** — Методика расчета работоспособности элементов промежуточного ковша МНЛЗ . . . . . 41

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

**Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** — Метод определения допустимых нагрузок при трении с использованием эмпирического закона изнашивания . . . . . 44

**ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Санинский В. А., Захаров И. Н.** — Моделирование процесса формообразования при координатной обработке соосных отверстий нежесткими протяжками . . . . 47
**Пухальский В. А.** — Обобщенные структурные модели процессов и конструкций . . 53
**Мовсисян А. В.** — Оценка некоторых характеристик инструмента с использованием Mathcad . . . . . 56
**Еренков О. Ю., Гаврилова А. В., Башков О. В.** — Исследование процесса разрушения полимерных материалов методом акустической эмиссии . . . . . 59
**Пачурин Г. В., Гущин А. Н.** — Повышение эксплуатационной долговечности металлоизделий технологическими методами . . . . . 62

**Обработка материалов без снятия стружки**

**Одинг С. С., Тищенко И. И.** — Компьютерное проектирование технологии обтяжки листовых материалов . . . . . 65
**Лобанов А. С.** — Определение силы деформирования при протягивании рабочими элементами протяжек с регулярным микрорельефом . . . . . 69
**Рыбаков Г. М.** — Насыщение энергией металлических деталей поверхностным пластическим деформированием . . . . . 72

**В порядке обсуждения**

**Абрамов Ф. Н.** — К вопросу о сущности базирования в машиностроении . . . . . 74

**ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА**

**Омельченко И. Н., Борисова Е. В.** — Моделирование динамики изменения комплексного показателя устойчивости обслуживания потребителей . . . . . 78
**Шатохин М. А.** — Виртуальные предприятия как технология определения организации производства . . . . . 84

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ**

**Петрович Д.** — Привод для синхронизации работы инструмента ротационной машины для формирования и вырезки печенья . . . . . 87
**Иванов А. Н.** — Выставка "Интерпластика-2007" . . . . . 90
**Потапова Г. С.** — Обозрение зарубежных изданий . . . . . 93
**Реклама** . . . . . 43, 77
**Вниманию** читателей . . . . . 14

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

**Vasilyev G. N., Pizayev A. O., Zaynullin E. V., Lepina-Lavrinovich N. S., Moroz D. V.** — Machine spindle unit rolling-contact bearing lubricating system with lubricant minimal consumption
**Moorzinov V. L.** — Porous-carrying-surface pneumatic conveyer
**Ryabov G. K., Gankova T. A., Zaplatkin A. A., Andreyev S. A**. — Ensuring optimal operating mode of the automated V-belt variable-speed drive
**Syzrantsev V. N., Nevelev Ya. P., Golofast S. L., Lysyany K. K.** — Pipeline material strength properties estimation after long-term service
**Sergeyeva L. V.** — Study of the nuclear power unit pipeline probable damage due to erosion-corrosion thinning
**Shatokhin V. F.** — Some suggestions on averting disasters resulted from turbo-unit breakdown
**Sapyanov V. Yu.** — Study of the element pre-deformation effect on the deflected mode of the K2×100 crane metal construction
**Grebennikov A. S., Grebennikov S. A., Konovalov A. V.** — Motor-car hardware life dependence on the initial backlashes non-uniformity in its similar interfaces
**Vanchikov V. Ts.** — Cohesion forces determination procedure in the viscous sub-layer

**Metallurgical equipment and rolling**

**Semionov M. V., Tochilkin V. V.** — CC-machine tundish ladle element workability evaluation procedure

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

**Kozyrev Yu. P., Sedakova Ye. B.** — Friction permissible load determination procedure applying empirical law of wearing

**MANUFACTURING TECHNOLOGY**

**Saninsky V. A., Zakharov I. N.** — Simulation of the forming procedure at line bores coordinate processing by mild broaching
**Pookhalsky V. A.** — Generalized structural models of processes and constructions
**Movsisyan A. V**. — The *Mathcad* evaluation of some tool characteristics
**Yerenkov O. Yu., Gavrilova A. V., Bashkov O. V.** — Polymeric material fracture study by the method of acoustic emission
**Pachoorin G. V., Guschin A. N.** — Metal-ware in-use life increase by technological approach

**Chipless materials working**

**Oding S. S., Tischenko I. I.** — Computer-aided design of the sheet material stretch-wrap forming production operation
**Lobanov A. S.** — Determination of deformation forces at broaching by operating elements of regular-microrelief broaches
**Rybakov G. M.** — Metal components' energy saturation by surface plastic deformation

**In order of discussion**

**Abramov F. N**. — On the essence of basing in machine-building industry

**PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS**

**Omelchenko I. N., Borisova Ye. V.** — Consumer service evaluation
**Shatokhin M. A.** — Virtual enterprise as determination procedure of production organization

**TECHNICAL INFORMATION**

**Petrovich D.** — Biscuit forming and cutting rotary machine tool-operation synchronizing drive
**Ivanov A. N.** — The "Interplastica'2007" exhibition
**Potapova G. S.** — Review of foreign journals



Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *И. С. Павлова*
Корректор *Е. Г. Волкова*

Сдано в набор 02.04.2007. Подписано в печать 18.05.2007.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 12,25. Уч.-изд. л. 15,44. Заказ 758.



*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.*

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2007

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.9.06-229.33-72

Г. Н. ВАСИЛЬЕВ, д-р техн. наук, А. О. ПИЗАЕВ, Э. В. ЗАЙНУЛЛИН, Н. С. ЛЕПИНА-ЛАВРИНОВИЧ, Д. В. МОРОЗ (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

## Система смазывания опор качения шпиндельных узлов станков с минимальным расходом смазочного материала

Возрастающие требования к точности вращения шпинделей металлорежущих станков, в том числе с учетом тепловых деформаций, обусловливают необходимость обеспечения малого тепловыделения в подшипниках при работе на высоких скоростях, что делает проблему смазывания подшипников качения шпинделей станков весьма актуальной. По данным фирмы FAG (Германия) при установке в шпиндельные узлы станков высокоточных подшипников нагрев опор шпинделей не должен превышать 50÷60 °С (избыточная температура 30÷40 °С), а для особо точных станков — 30÷40 °С (избыточная температура 10÷20 °С).

Смазочные материалы, применяемые в шпиндельных узлах станков, должны соответствовать частоте вращения шпинделя, нагрузке и допустимой рабочей температуре. В определенных условиях решающее значение приобретает способность смазочного материала защищать подшипник от внешнего загрязнения (вместе с уплотнением).

В большинстве случаев подшипники качения шпиндельных узлов станков смазывают жидким маслом, а прецизионные подшипники шпинделей высокоточных станков — от отдельной системы смазывания, чтобы исключить попадание в подшипники продуктов изнашивания других механизмов станков. В последние годы для смазывания шпиндельных узлов широко применяют пластичный смазочный материал (ПСМ), так как нагрев опор при рациональном применении ПСМ ниже, чем при смазывании жидким маслом. Особенно эффективно использование ПСМ в вертикальных шпиндельных узлах, где его применение облегчает создание надежных уплотнений.

Приведем некоторые данные. На рис. 1, *а* [1] показана зависимость избыточной температуры τ от частоты *n* вращения шпинделя при смазывании подшипника 3014K/SP пластичным (кривая *1*) и жидким (кривая *2*) смазочным материалом (вязкость жидкого смазочного материала υ = 30÷40 сСт). Кривые пересекаются при значении скоростного параметра быстроходности $d_m n$ = 500 000 мм · мин$^{-1}$. При меньших значениях указанного параметра (вращение с $n$ = 3000÷5000 мин$^{-1}$) применение ПСМ уменьшает нагрев подшипников по сравнению с жидким смазочным материалом. Вязкость масла выбирается соответственно условиям работы шпиндельных опор: при очень больших частотах вращения применяют маловязкие масла, при малых частотах вращения и высоких нагрузках — масла большей вязкости.

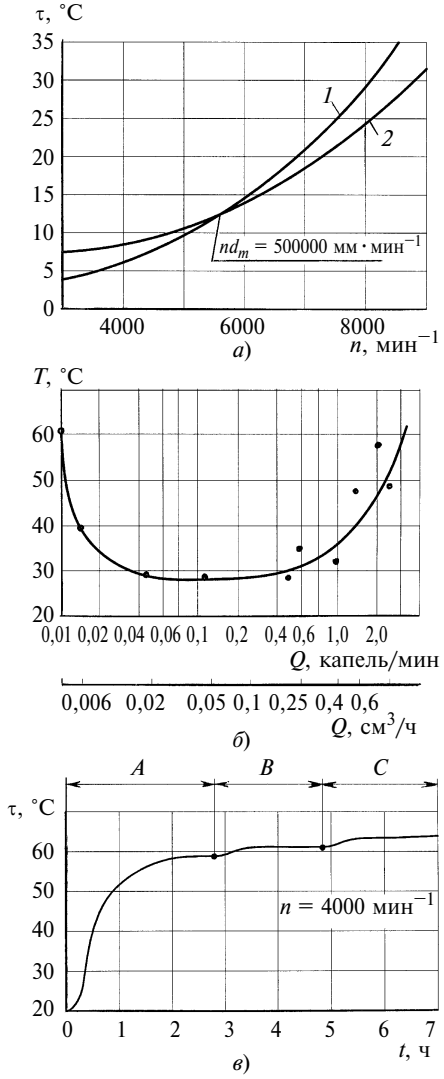



**Рис. 1. Влияние на избыточную температуру τ (*а*, *в*) или температуру *T* (*б*) шпиндельных опор частоты *n* вращения шпинделя (*а*), расхода *Q* смазочного материала (*б*), времени *t* работы, вязкости и расхода смазочного материала (*в*)**

Важен также индекс вязкости *VI*, характеризующий влияние изменения температуры на вязкость, которое должно быть возможно малым (по данным работы [2] $VI \geqslant 85$). В современных смазочных материалах широко применяют антиокислительные, антикоррозийные, антипенные присадки и присадки, увеличивающие прочность слоя смазочного материала. Однако для смазывания подшипников качения не следует применять масло с хлористыми или сернистыми присадками.

В шпиндельных опорах нагрев зависит от начальной вязкости масла и от количества масла, поступающего в опоры, причем рабочая вязкость зависит от нагрева, а нагрев — от расхода $Q$ масла. На рис. 1, *б* показана зависимость температуры $T$ нагрева опоры от расхода $Q$ масла (точками показаны экспериментальные данные) [3]. На графике видна область оптимального (по нагреву опоры) расхода смазочного материала. Опыт проведен с подшипниками типа NN3024K при зазоре в подшипнике $e = 0$ ($n = 1000$ мин$^{-1}$, вязкость масла $\upsilon_{50} = 4{,}5$ °E при температуре масла $T_м = 50$ °C, подвод масла — через отверстие в наружном кольце подшипника).

На рис. 1, *в* показано, как изменялся нагрев подшипника при последовательном изменении вязкости и расхода масла [4]. Опыты проводились с подшипником типа NN3015K/SP, встроенным вместе с упорно-радиальным шарикоподшипником типа 234415M, при $n = 4000$ мин$^{-1}$. В промежуток времени *A* подшипники смазывались через каждые 10 мин десятью каплями масла вязкостью $\upsilon_{50} = 8{,}5$ сСт. После того как установилась постоянная температура, количество подаваемого масла увеличили до 50 капель через каждые 10 мин, что привело к повышению температуры (промежуток времени *B*). Когда температура снова стала постоянной, в подшипник подали такое же количество масла, но более высокой вязкости ($\upsilon_{50} = 40$ сСт). Это также привело к повышению температуры подшипников с последующей ее стабилизацией (промежуток времени *C*).

На основе экспериментальных данных можем сделать следующие выводы: изменение вязкости масла, подаваемого в подшипник, приводит к сравнительно небольшому изменению нагрева опоры; изменение количества масла, подаваемого в подшипник, оказывает более сильное влияние на его температуру.

Рекомендации компании SKF по выбору вязкости масла приведены в табл. 1 и на рис. 2 [5].

При смазывании шпиндельных узлов тяжелых станков вязкость масла больше, чем указанная в табл. 1, и составляет $\upsilon_{50} = 50 \div 105$ сСт. Более вязкое масло применяется также в тех случаях, когда система смазывания коробки скоростей и шпинделя общая. При этом, несмотря на то, что в целом влияние вязкости на нагрев выражено несильно, следует учитывать возможное повышение температуры опор, в особенности при использовании масел со свинцовистыми антизадирными присадками. При смазывании масляным туманом рекомендуется несколько более вязкое масло: $\upsilon_{50} = 12 \div 23$ сСт ($2{,}0 \div 3{,}2$ °E). Для смазывания впрыскиванием применяется менее вязкое масло: $\upsilon_{50} = 6{,}5 \div 9{,}5$ сСт ($1{,}5 \div 1{,}8$ °E). При смазывании особо быстроходных конических роликоподшипников, когда относительно велико трение скольжения роликов о бурт кольца, рекомендуется применять особо маловязкие масла ($\upsilon_{50} = 1{,}2$ °E).

А. Пальмгрен [5] представил потери на трение в подшипнике в виде суммы двух слагаемых: первое — потери, зависящие от нагрузки на подшипник, представляющие собой в основном потери на трение в местах контакта тел и дорожек качения, а также на внутреннее трение (гистерезис) в материале деталей подшипника; второе — потери, не зависящие от нагрузки, характеризующие трение в тяжело нагруженных контактах под-

*Таблица 1*

| Станки | Скоростной параметр $d_m n$, мм · мин$^{-1}$ | Вязкость масла $\upsilon_{50}$ | |
|---|---|---|---|
| | | сСт | °E |
| Шлифовальные | <300 000 | 12÷23 | 2,0÷3,2 |
| | >300 000 | 6÷10 | 1,5÷1,8 |
| Токарные | <100 000 | 34÷55 | 4,6÷7,2 |
| Одно- и многошпиндельные | >100 000 | 17÷32 | 2,5÷4,3 |
| | >300 000 | 12÷23 | 2,0÷3,2 |
| Сверлильные | <100 000 | 34÷55 | 4,6÷7,2 |
| | >100 000 | 17÷32 | 2,5÷4,3 |
| Горизонтально-расточные | <200 000 | 17÷32 | 2,5÷4,3 |
| | >200 000 | 12÷23 | 2,0÷3,2 |

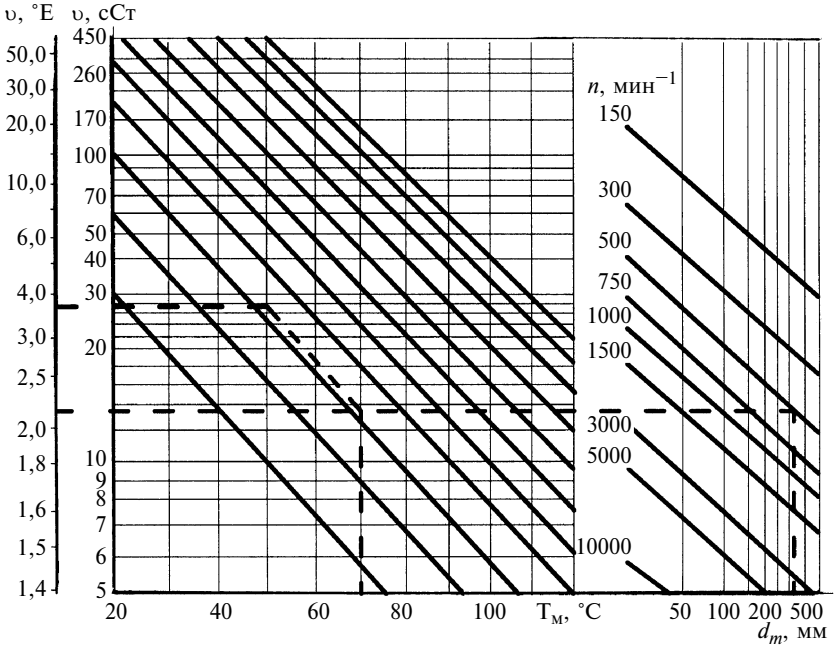



**Рис. 2. График для выбора вязкости смазочного материала**

шипника, т. е. потери "холодного хода". Первая составляющая потерь не зависит от количества масла, проходящего через подшипник, поэтому далее будет рассмотрена только вторая. Для предотвращения интенсивного изнашивания ненагруженных подвижных контактов (в основном контактов деталей подшипника с сепаратором) необходимо, чтобы в них существовал жидкостный режим трения, т. е. чтобы детали были разделены масляной пленкой, толщина которой превышала бы высоту микронеровностей трущихся поверхностей. В каждый данный момент времени в подшипнике должно находиться количество масла, достаточное для образования такой пленки на всех трущихся поверхностях. Толщина масляной пленки — не более сотых долей миллиметра. Все масло сверх этого количества, имеющееся в полости подшипника в каждый момент времени, бесполезно перемешивается сепаратором и телами качения, в результате чего тепловыделение в подшипнике возрастает. При непрерывной подаче масла в подшипник устанавливается динамическое равновесие между входящим и выходящим потоками масла, поэтому количество масла, находящегося в полости подшипника в каждый момент времени, можно принять равным расходу.

В Аахенской высшей технической школе (Германия) исследовалось влияние расхода масла на потери в станочных подшипниках качения [6]. По материалам этого исследования для двухрядного роликоподшипника 3182122 с диаметром отверстия 110 мм построены зависимости мощности $N_{тр}$ потерь на трение в подшипнике от расхода $Q$ подаваемого в подшипник масла вязкостью 33 сСт (рис. 3). Зазор в подшипнике принят равным нулю, частота вращения $n$ = 2500, 2800 и 3150 мин$^{-1}$. Штриховыми линиями обозначены участки кривых, полученные экстраполяцией опытных данных. На рис. 3 нанесены также кривые, характеризующие охлаждающую способность потока масла $N_{охл}$, рассчитанные по формуле теплового баланса:

$$N_{охл} = QC_c\Delta T_м,$$

где $N_{охл}$ — тепловая мощность, отводимая потоком масла; $Q$ — расход масла, м$^3$/с; $C_c$ — объемная теплоемкость масла, принятая равной $1{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м$^3 \cdot$ °С); $\Delta T_м$ — разность температур масла на входе и выходе из подшипника (принималась равной 10, 15 и 20 °С).

Как видим из рис. 3, на начальном участке рост потерь мощности в подшипнике не компенсируется увеличением теплосъема потоком масла, в результате чего увеличение расхода масла приводит к повышению температуры опоры. Лишь при расходах порядка $10^3 \div 10^4$ см$^3$/ч приращение мощности потерь $dN_{тр}/dQ$ становится равным приращению теплосъема $dN_{охл}/dQ$, т. е. можно ожидать снижения температуры опоры при дальнейшем увеличении расхода масла, однако эксперименты с такими расходами в Аахене не проводились. Хотя в приведенных зависимостях не учитывались некоторые факторы (например, изменение вязкости масла при изменении температуры), они позволяют представить состав и порядок физических величин, влияющих на нагрев шпиндельной опоры.

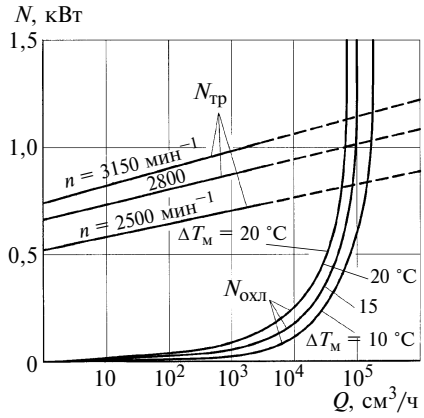



**Рис. 3. Зависимости тепловой мощности $N_{тр}$, выделяемой в подшипник, и тепловой мощности $N_{охл}$, отводимой потоком масла, от расхода $Q$ масла**

Приведенные выше теоретические рассуждения подтверждаются экспериментом. Избыточную температуру τ подшипниковой опоры и мощность $N_{тр}$ потерь на трение в зависимости от расхода $Q$ масла измеряли в исследовательском центре фирмы SKF (Швеция) [5]. Результаты эксперимента приведены на рис. 4, на котором построена также расчетная кривая охлаждающей способности $N_{охл}$ масла в предположении, что температура масла на входе в подшипник равнялась температуре окружающей среды. На рис. 4 хорошо видно, что температура опоры начинает снижаться лишь после того, как производная $dN_{охл}/dQ$ становится больше производной $dN_{тр}/dQ$.

Таким образом, для достижения предельной быстроходности шпинделей на подшипниках качения целесообразно при прочих равных условиях использовать либо малые (до 10 см$^3$/ч), либо очень большие расходы масла. Использование "промежуточных" расходов нецелесообразно, поскольку вызывает повышенный нагрев и снижение предельной быстроходности подшипников.

В дальнейшем режим с малыми расходами смазочного материала будем называть "минимальным смазыванием", с большими расходами — "охлаждающим смазыванием".

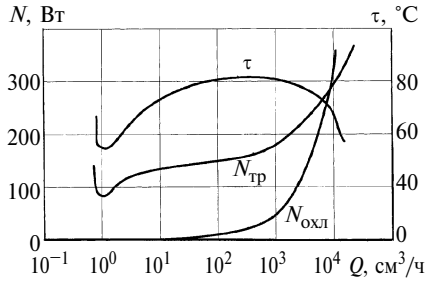



**Рис. 4. Экспериментальные зависимости мощности $N_{тр}$ потерь на трение и температуры τ подшипниковой опоры, а также расчетная зависимость отводимого тепла $N_{охл}$ от расхода $Q$ масла:**

подшипник 204; $n$ = 50 000 мин$^{-1}$; $\upsilon_{50}$ = 7 сСт; $F_A$ = 10 кгс; $F_R$ = 10 кгс

Проведенные опыты позволяют указать два пути уменьшения нагрева подшипников в шпиндельных узлах станков при смазывании их жидким маслом:

1) подача в подшипники минимального количества смазочного материала (системы минимального смазывания);

2) подача в подшипники очень большого количества смазочного материала.

При этом следует учитывать, что при работе с очень большой частотой вращения увеличивается момент трения в подшипнике. По мнению авторов статьи [2], работать на этих режимах следует с применением систем обильного смазывания ввиду невозможности заранее предсказать поведение смазочного материала в полости подшипника. Однако в дальнейших работах, посвященных данному вопросу, те же исследователи склоняются к тому, что применение систем смазывания жидким маслом с минимальным требуемым расходом предпочтительнее при высоких частотах вращения [7].

Существует ряд систем жидкостной смазки шпиндельных узлов станков. Наиболее распространены смазывание погружением в масляную ванну, циркуляционное, капельное, смазывание масляным туманом, впрыскиванием.

Смазывание подшипников большими дозами жидкого масла осуществляется погружением в масляную ванну, поливом подшипников струей масла или прокачкой масла через подшипник под давлением. Жидкое масло в малых дозах ранее подавалось в подшипник с помощью фитиля или капельницы, а в настоящее время — с помощью специальных механических дозирующих устройств, работающих по принципу объемного или дроссельного дозирования. Влияние быстроходности опор, их скоростного параметра для различных методов смазывания приведено в табл. 2 [3].

В подавляющем большинстве современных прецизионных станков с ЧПУ используется следующая схема установки специальных типов подшипников качения для шпинделей: двухрядный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами (подшипник типа 31821(00) по ГОСТ 7634—56) и упорно-радиальный шарикоподшипник с углом контакта 60° (типа 17881(00) по ГОСТ 20821—75).

Смазывание погружением в масляную ванну относится к простейшим методам смазывания. Пространство для размещения масла в подшипнике должно быть достаточно большим, при этом в состоянии покоя уровень масла в ванне должен совпадать с центром нижнего тела качения (более высокий уровень приводит к вспениванию масла и в конечном счете к недостаточному смазыванию подшипника). При повышенных температурах подшипника следует понижать уровень масла в ванне, но не до такой степени, когда ни одно из тел качения не будет погружено в масло. Для увеличения смазывания в данных конструкциях часто применяют разбрызгивающие диски, расположенные вне подшипника и погруженные в масло, что еще более увеличивает габариты узлов. Применение данной конструкции в станках ограничено тем, что при малых частотах вращения подача масла оказывается недостаточной, даже при ограничении стока масла из подшипника при остановах станка.

*Таблица 2*

| Метод смазывания | Скоростной параметр $d_m n$, мм · мин$^{-1}$ |
|---|---|
| Погружением в масляную ванну | 100 000 |
| Циркуляционное | 400 000 |
| Обильное циркуляционное | 750 000 |
| Капельное | 500 000 |
| Масляным туманом | 1 000 000 |
| Впрыскиванием | 1 300 000 |

Для циркуляционного смазывания используют принцип принудительной подачи масла насосом под давлением либо непосредственно в подшипник, либо в резервуар, расположенный выше подшипникового узла, откуда оно самотеком поступает в полость подшипника. Количество масла регулируется или дросселированием в маслопроводе, или изменением его уровня в резервуаре.

При большой подаче масла слив его должен производиться по маслопроводам большого сечения, для того чтобы масло свободно вытекало из подшипника. При смазывании радиально-упорных и конических подшипников масло следует подводить так, чтобы использовать насосный эффект вращающегося подшипника. Если подшипники установлены парно, то масло следует подавать в зазор между ними.

Простейшая система капельного смазывания — резервуар с игольчатой масленкой. Применяя такую систему смазывания, необходимо осуществлять за ней постоянный тщательный надзор. Капельное смазывание осуществляют с помощью специальных пульсационных приборов или дозаторов, обеспечивающих подачу масла в количестве не более 0,005 см$^3$ за импульс.

При смазывании масляным туманом масло поступает в подшипник в виде тонко распыленных частиц в смеси с воздухом. При правильно сконструированных уплотнениях воздух, выходящий из подшипника, выносит грязь и продукты изнашивания. У быстро вращающихся подшипников вентиляционная подушка может препятствовать прохождению масла. Насосное действие уплотнений и других вращающихся частей также может порождать неорганизованные потоки воздуха в опорах. Положение частично спасает применение воздушных каналов для уравнивания давления в различных областях закрытых корпусов. Однако самым большим недостатком метода смазывания масляным туманом следует считать недостаточное смазывание парно установленных подшипников, когда ближний к туманообразователю подшипник частично препятствует проникновению тумана к дальнему подшипнику.

Система смазывания впрыскиванием в большей степени, чем остальные, помимо уменьшения момента трения обеспечивает интенсивный теплоотвод. При этом все масло, поступающее в опору, проходит через подшипник. Подшипники высокоскоростных опор выпускаются, как правило, с массивным сепаратором, уменьшаю-

щим свободное сечение подшипника, что вместе с вентиляционным эффектом вращающегося сепаратора создает трудности для проникновения масла в подшипник. Поэтому масло с помощью специальных сопел впрыскивают непосредственно в зазор подшипника. На основании опытов рекомендуется обеспечить скорость струи масла при впрыскивании не менее 15 м/с. При применении такой конструкции часто требуется дополнительное охлаждение масла.

Особенности различных методов смазывания подшипников качения приведены в табл. 3 [8].

Область минимального смазывания имеет на шкале расходов нижнюю (левую) и верхнюю (правую) границы, ориентировочно показанные на рис. 5 [8]. Наиболее критична левая граница, отделяющая зону минимального смазывания от зоны масляного голодания, когда в подшипнике недостаточно смазки для обеспечения гидродинамического режима во всех трущихся парах.

*Таблица 3*

| Метод смазывания | | $d_m n \cdot 10^{-6}$ мм · мин$^{-1}$ | Оборудование для смазывания | Стоимость* оборудования | | | Примечание |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | нз | ср | вс | |
| Минимальное смазывание (без отвода теплоты) | Смазывание ПМС (специальное) | <0,5 (1,3) | Ручная пресс-масленка | + | | | Ресурсное (одноразовое смазывание узла на назначенный ресурс) или проточное |
| | | | Автоматическая пресс-масленка | | + | | |
| | | | Централизованная система подачи смазки | | | + | |
| | | | Дозатор количества смазки | + | | | |
| | Капельное смазывание | — | Капельница | + | | | При $n/n_{пред} < 1$ возможно проточное смазывание |
| | | | Централизованная система с насосом, дозирующим устройством, баком и маслопроводами | | + | | |
| | Фитильное смазывание | — | Фитиль, емкость для масла | + | | | Проточное смазывание только радиальных шарикоподшипников |
| | Смазывание масляным туманом | ⩽1,0 | Насос, бак, сопла, маслопроводы, дозирующие устройства | | + | | Проточное смазывание, отвод теплоты невелик. При подаче смазки необходимо учитывать "насосный эффект" подшипника. Дополнительная герметизация за счет уплотняющего воздуха. Обеспечение запаса масла. Отвод воздуха производить не в самой нижней точке. Для упорных подшипников $T_{max} \leqslant 50$ °С |
| | Смазывание масловоздушной смесью (МВ) | | Отсос | | | + | |
| Охлаждающее смазывание | Погружение в масляную ванну | ⩽0,5 | Указатель уровня масла, переливное отверстие или отверстие для выравнивания давления | + | | | Ресурсное смазывание. При большом запасе масла возможен отвод теплоты с большой площади поверхности корпуса. Необходимый (в зависимости от условий) уровень масла устанавливается опытным путем. Контроль постоянного уровня масла $n/n_{масла} < 1$ |
| | | | Электрический контроль | | | + | |
| | С использованием "насосного эффекта" подшипника | — | — | | | | Смазывание с запасом. При наличии запаса масла и соответствующей форме корпуса возможен отвод теплоты. Предусмотрены переливные отверстия и отводные каналы для масла. Необходимый уровень масла устанавливается опытным путем. Постоянный контроль уровня |
| | Циркуляционное смазывание или проточное | ⩽0,8 | Насос, фильтры, бак, клапаны | | + | | Циркуляционное смазывание, хороший отвод теплоты. Возможны фильтрация и охлаждение циркулирующего масла. При подаче масла следует учитывать "насосный эффект" подшипника, предусмотреть достаточное число сливных отверстий |
| | | | Холодильник | | | + | |
| | Смазывание впрыском | 0,8 (3,0) | Насос, фильтры, бак, клапаны | | + | | Циркуляционное смазывание, хороший отвод теплоты. Скорость струи масла > 15 м/с. Необходимо предусмотреть достаточное число сливных отверстий для масла спереди и сзади опоры. При ограниченном пространстве необходим отсос масла |
| | | | Холодильник | | | + | |

* нз — низкая; ср — средняя; вс — высокая.

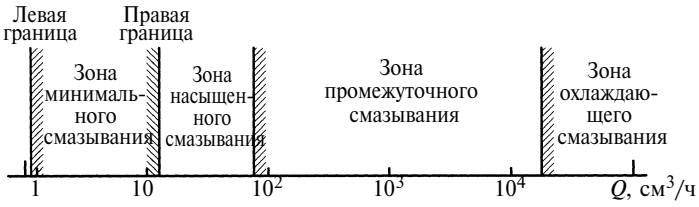



**Рис. 5. Классификация режимов смазывания подшипников в зависимости от расхода $Q$ масла**

Происходящее при этом ускоренное изнашивание недопустимо для прецизионных станочных подшипников.

В работе [8] определяется верхняя граница количества (объема) масла, которое должно находиться в каждый момент времени в полости подшипника для обеспечения гидродинамического режима трения. Для этого приняты следующие допущения: 1) масляная пленка присутствует в трущихся парах, если все внутренние поверхности подшипника покрыты слоем масла; 2) слой масла на внутренних поверхностях подшипника везде имеет одинаковую толщину; 3) толщина слоя масла превышает наибольшую высоту микронеровностей любой из деталей подшипника.

Тогда общая формула для оценки минимального расхода имеет вид:

$$Q_{\min} = 1{,}66 \cdot 10^{-13} h i d_m^3 n^2/\upsilon, \text{ см}^3/\text{ч}, \qquad (1)$$

где $h$ — толщина масляного слоя, мкм; $i$ — число рядов тел качения подшипника; $d_m$ — диаметр окружности центров тел качения подшипника, мм; $n$ — частота вращения подшипника, мин$^{-1}$; $\upsilon$ — вязкость смазочного масла, сСт.

Однако, как признает сам автор, в процедуре оценки участвует достаточно произвольно выбранный коэффициент запаса, снижающий достоверность результатов. На практике в дорогостоящих шпиндельных узлах могут быть использованы рекомендации, подтвержденные многочисленными экспериментами или достаточно длительным опытом эксплуатации.

В металлорежущих станках используются следующие системы минимального смазывания дроссельного дозирования: капельная, масляным туманом (МТ), масловоздушной смесью (МВ), объемного дозирования (Об) типов Trabon (США) или Willy Vogel (Германия).

Практические рекомендации по определению расхода масла при использовании подобных систем объединены в табл. 4 [9], в которой приведены рекомендуемые различными фирмами формулы для расчета расхода $Q$ смазочного материала. Приняты единая система обозначений и единая структура формул, а также единая система размерностей, позволяющая легко проводить сравнение.

В пунктах 1—3 таблицы приведены рекомендации различных фирм по смазыванию масляным туманом. В пункте 4 приведена формула фирмы Worner, изготовляющей оборудование для смазывания масловоздушной смесью (МВ); в пункте 5 — рекомендации фирмы Trabon, поставляющей оборудование для пе-

*Таблица 4*

| Фирма, источник | Метод смазывания | Формула для расчета $Q$, см$^3$/ч | Коэффициенты в формуле, учитывающие | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | тип подшипника, нагрузку — $K$ | частоту вращения (в зависимости от диаметра $d$ подшипника) — $K_1$ | условия стока масла из полости подшипника — $K_2$ | рабочую температуру — $K_3$ |
| 1. SKF | МТ | $0{,}1KK_1K_2K_3i$ | $K = 1$ — для шарикоподшипников; $K = 2$ — для роликоподшипников | $K_1 = 1$ при $nd^{3/2} < 10^5$; $K_1 = 2$ при $nd^{3/2} < 10^5 \div 10^6$; $K_1 = 3$ при $nd^{3/2} > 10^6$ | $K_2 = 4$ — свободный сток; $K_2 = 2$ — промежуточный сток; $K_2 = 1$ — застой масла | $K_3 = 1$ при $T = 70$ °С; $K_3 = 2$ при $T = 70 \div 100$ °С; $K_3 = 4$ при $T = 100 \div 130$ °С; $K_3 = 8$ при $T = 130 \div 160$ °С |
| 2. Norgren | МТ | $0{,}012Kdi$ | $K = 1$ — для шарико- и роликоподшипников без нагрузки; $K = 2$ — для шарикоподшипников с предварительным натягом; $K = 3$ — для роликоподшипников с предварительным натягом | — | — | — |
| 3. Dropsa | МТ | $0{,}007Kdi$ | $K = 1$ — для легкого нагружения; $K = 2$ — для тяжелого нагружения | — | — | — |
| 4. Woerner | МВ | $0{,}004KK_1di$ | $K = 1$ — для шарикоподшипников; $K = 1{,}5$ — для роликоподшипников без предварительного натяга; $K = 2$ — для роликоподшипников с предварительным натягом | $K_1 = 1$ при низкой частоте вращения; $K_2 = 2$ при высокой частоте вращения | — | — |
| 5. Trabon | Об | $3{,}6 \cdot 10^{-5}d^2i$ | — | — | — | — |

Примечание. $i$ — число рядов тел качения; $d$ — диаметр отверстия подшипника, мм.

риодического смазывания с помощью объемных дозаторов (Об).

Как видно из табл. 4, только фирма Trabon рекомендует расходы масла, пропорциональные квадрату характерного размера подшипника — диаметра $d$ отверстия; фирма SKF снижает показатель степени при $d$ до 3/2, а остальные три фирмы предлагают линейную зависимость расхода от $d$ (возможно, что для упрощения расчетов проведена линеаризация фактической параболической зависимости расхода от размера подшипника). Наибольшее число параметров учитывается в формуле фирмы SKF, наименьшее — в формуле фирмы Dropsa.

Упорно-радиальные шарикоподшипники имеют на наружном кольце отверстия, через которые масло легко и надежно вводится в рабочую зону. Поэтому для их смазывания фирмы рекомендуют следующие системы (в порядке предпочтительности): объемного дозирования (централизованные системы смазывания типа Trabon и Willy Vogel), системы смазывания масловоздушной смесью (типа Woerner) и на последнем месте смазывание масляным туманом (как наиболее загрязняющее окружающую среду).

В табл. 4 приведены также данные фирмы Dropsa по расходам смазочного материала при использовании систем объемного дозирования этой фирмы (аналогичных системам Trabon и Willy Vogel). Фирма приводит рекомендации лишь для сравнительно тихоходных подшипников качения ($n$ = 1800 мин$^{-1}$). Этим, очевидно, объясняются столь малые значения рекомендуемых расходов.

Для обобщения всех приведенных рекомендаций [в том числе и теоретически выведенной выше формулы (1)] рассмотрим все параметры, влияющие на расход смазочного материала, и установим диапазон изменения соответствующих коэффициентов и показателей степени.

1. Тип подшипника: шариковый $K = 1$; роликовый $K = 2$.

2. Условия нагружения: легкое нагружение (подшипники без предварительного натяга) $K_1 = 1$; тяжелое нагружение (подшипники с предварительным натягом) $K_1 = 2$.

3. Условия выхода масла из рабочей зоны подшипника: свободный выход (конические, упорные и упорно-радиальные подшипники) $K_2 = 1$; затрудненный выход (радиальные подшипники) $K_2 = 2$.

4. Рабочая температура подшипника:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $T$, °C . . . . . | 70 | 70÷100 | 100÷130 | 130÷160 |
| $K_3$ . . . . . | 1 | 2 | 4 | 8 |

5. Диаметр $d$ подшипника: расход $Q$ пропорционален $d^x$, где $x = 1 \div 3$.

6. Частота вращения $n$: расход $Q$ увеличивается пропорционально $n^y$, где $y \leqslant 2$.

7. Число $i$ рядов тел качения: расход $Q$ пропорционален $i$.

8. Вязкость $\upsilon$ масла: расход $Q$ обратно пропорционален кинематической вязкости масла (выдвинутое нами предположение).

Объединим все эти формулы в одну общую:

$$Q_{\min} = CKK_1K_2K_3d^xn^yi/\upsilon, \text{ см}^3/\text{ч},$$

где $C$ — неизвестный числовой коэффициент.

На основании пробных расчетов и сравнения результатов с рекомендациями фирм были приняты следующие значения показателей степени: $x = 2$, $y = 0{,}5$; вместо диаметра $d$ отверстия был принят диаметр $d_m$ окружности центров тел качения подшипника как более отвечающий физическому смыслу задачи.

Окончательно получим следующую обобщенную формулу для вычисления минимально допустимых расходов жидкого масла:

$$Q_{\min} = 4 \cdot 10^{-6}KK_1K_2K_3\,d_m^2\,n^{0,5}i/\upsilon, \text{ см}^3/\text{ч},$$

где $\upsilon$ — вязкость масла при рабочей температуре.

При $d_m n < 150\,000$ мм · мин$^{-1}$ эта формула дает результаты, практически совпадающие с рекомендациями большинства фирм: FAG, SKF, Woerner, Dropsa. При большей быстроходности расходы по этой формуле получаются более высокими, чем по рекомендациям фирм, что обеспечивает более надежную работу подшипника в таких режимах.

Понятие правой границы области минимального смазывания является условным. Действительно, увеличение расхода масла вызывает лишь повышенный нагрев опоры, который не обязательно заканчивается тепловым заклиниванием. Допустимый уровень нагрева устанавливается проектировщиком в зависимости от требований к точности станка отдельно в каждом конкретном случае. Таким образом, правая граница зависит от допустимого уровня нагрева опоры и от того, как резко возрастает нагрев с увеличением расхода смазочного материала по сравнению с минимальным.

В работе [9] предложена следующая формула для определения "насыщающих" расходов для данного подшипника:

$$Q = K'd_m^3, \text{ см}^3/\text{ч},$$

где $K'$ — коэффициент, зависящий от типа подшипника, пропорциональный объему свободного пространства в подшипнике; $d_m$ — диаметр окружности центров тел качения подшипника, мм.

Обработка результатов экспериментов, описанных в работах [6, 7, 8, 10], дала для двухрядных роликовых подшипников значение $K'$ порядка $1 \cdot 10^{-8}$, для упорных шариковых — порядка $3 \cdot 10^{-5}$ для одного ряда тел качения.

На рис. 6 с учетом этих значений $K'$ построены кривые зависимости "насыщающего" расхода $Q_н$ от характерного размера $d_m$ для подшипников различных типов. Эти кривые могут быть использованы для оценки положения правой границы зоны минимального смазывания. Расходы, большие "насыщающих", соответствуют

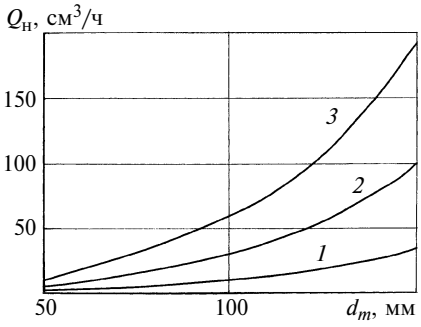



**Рис. 6. Зависимость "насыщающего" расхода $Q_н$ масла от диаметра $d_m$ окружности центров тел качения подшипника:**
*1* — двухрядного роликового; *2* — упорного роликового; *3* — упорно-радиального шарикового

зоне промежуточного смазывания (см. рис. 5). Применение таких расходов нецелесообразно, так как при этом происходит лишь бесполезная перекачка масла, а охлаждающий эффект еще не достигается.

Заметное снижение температуры происходит только при переходе к большим расходам масла (порядка $10^4 \div 10^5$ см$^3$/ч), к режиму охлаждающего смазывания.

При смазывании минимальными дозами в полости опоры находится минимально необходимое количество масла для покрытия и разделения всех рабочих поверхностей подшипника масляной пленкой. Толщина масляной пленки превышает высоту микронеровностей пар трения, тем самым создаются благоприятные условия для упругогидродинамического смазывания тел качения. При этом на дорожках качения в зависимости от типа и размеров опоры находится несколько десятков кубических миллиметров масла. При таких объемах масла потери на трение принимают минимальные значения, что определяет небольшой нагрев шпиндельного узла (ШУ).

Минимальное дозирование можно обеспечить как пластичным (консистентным), так и жидким смазыванием. При пластичном смазывании оптимальная величина смазочного материала во внутренней полости подшипника устанавливается самопроизвольно из-за выброса его избытка с контактных поверхностей под действием центробежных сил. Однако данная схема имеет и ряд недостатков. Во-первых, невозможно проконтролировать наличие смазочного материала в подшипниках опор, во-вторых, превышение объема смазочного материала способствует перегреву подшипников при высоких частотах вращения шпинделя.

Применение капельной и фитильной систем минимального жидкого смазывания тоже является малопригодным при высоких частотах вращения шпинделя из-за трудностей в регулировании подаваемой дозы и ее доставке в полость опоры.

Системой, которая выполнила бы поставленную задачу и при этом объем масла в опоре был бы минимальным, является система смазывания масляным туманом (аэрозольная система смазывания). При этой системе смазывания в опору подается такое минимальное количество масла, которое гарантирует наличие пленки между контактными поверхностями. Поскольку гидродинамические потери пренебрежимо малы, то и нагрев опор невелик. Однако неполная конденсация масла в полости опоры загрязняет вредными аэрозолями окружающую среду, что ухудшает санитарные условия в зоне обслуживания и поэтому ограничивает применение данной системы в массовом производстве. Вторая причина отказа от данной системы смазывания кроется в конструктивном исполнении ШУ — для создания масляного тумана необходимо наличие картера с маслоразбрызгивающими элементами, что заметно увеличит и габариты, и массу непосредственно ШУ.

Первые исследования влияния системы смазывания опор качения с малым расходом смазочного материала, подаваемого в виде пленки, на быстроходность и температурный режим шпинделя [1] позволили обозначить круг проблем, которые необходимо решить при построении такой системы, и определить направление движения для дальнейших исследователей.

Система масловоздушного (пленочного) смазывания создает более благоприятные производственные условия и при этом сохраняет все преимущества смазывания масляным туманом. В качестве единичного импульса при смазывании этим способом с помощью масляного дозатора формируется и подается в смеситель минимальный объем масла ($3 \div 8$ мм$^3$). В этот же смеситель от магистрали поступает воздух. На выходе из смазочного питателя на стенках маслопровода образуется поток пленки смазочного материала, который приводится в движение сжатым воздухом и доставляется к опорам качения. Такое газожидкостное течение, когда вдоль внутренней поверхности маслопровода течет жидкий слой кольцевого сечения, а в цилиндре, ограниченном внутренней поверхностью этого слоя, течет газ (воздух) или газ с диспергированной в нем частью жидкого смазочного материала, — чрезвычайно сложное явление. Если газожидкостной струе, находящейся в центре маслопровода, приписать одну и ту же скорость движения газа и находящихся там мелких капель смазочного материала, то будем иметь две характерные скорости: среднюю скорость $U_1$ газожидкостной струи и среднюю скорость $U_2$ кольцевого потока смазочного материала. Это и есть двухскоростная модель газожидкостного потока смазочного материала с двумя формами существования жидкой фазы.

Учет относительного движения капель смазочного материала и газа приводит к трехскоростной модели газожидкостного потока. Так как объем подаваемого смазочного материала в виде пленки намного превышает количество масла, находящееся в газожидкостном потоке, то в дальнейшем считаем, что смазывание опор качения проводится только за счет потока пленки.

Общая схема установки, используемой для проведения экспериментальных наблюдений за работой системы смазывания потоком пленки, приведена на рис. 7.

Воздух поступает от воздушной магистрали и проходит дополнительную очистку и стабилизацию в подсистеме подготовки воздуха, включающей: фильтр-влагоотделитель *1*, реле давления *2* и манометр *3*. Реле дав-

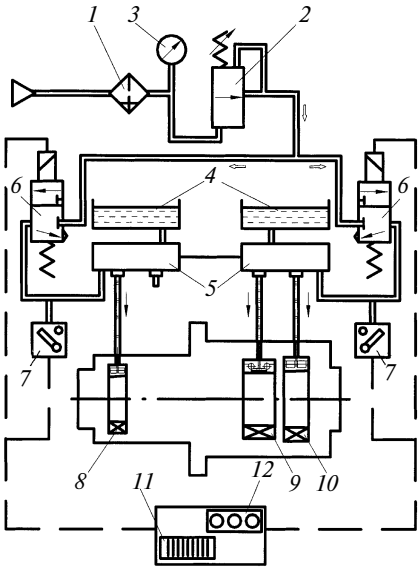



**Рис. 7. Схема установки системы минимального смазывания опор качения потоком пленки**

ления позволяет регулировать давление воздуха в системе в пределах 0,1÷1,0 МПа.

С помощью трехходового электропневматического клапана *6*, реле давления *7* и электронного прибора управления *11* (подсистема управления и контроля) происходит срабатывание дозирующих плунжеров *5* питателя. Число ходов плунжера контролируется датчиком *12* циклов.

В питателе дозирующие отверстия плунжера, определяющие величину однократной дозы, сначала заправляются смазочным материалом из резервуара *4*, а затем, после перемещения в камеру забора, поток воздуха удаляет масло из этих дозирующих отверстий. На выходе из питателя по стенкам маслопровода образуется поток смазочной пленки. Величина потока регулируется изменением частоты движения дозирующего золотника, которая устанавливается датчиком циклов прибора управления. Подсистема формирования подачи смазочного материала является определяющей из всех подсистем смазывания малым расходом смазочного материала.

В виде потока пленки смазочный материал поступает во внутренние полости опор качения *8*, *9*, *10*. Подача осуществляется через отверстия в наружных кольцах подшипников. На внутренних поверхностях опоры происходит формирование слоя смазочного материала в неконтактной зоне, а также образование эласто-гидродинамической смазки в зоне контакта тел качения.

Система смазывания позволяет формировать однократную дозу смазочного материала объемом 4 мм$^3$ для подшипников *8*, *10* и 8 мм$^3$ — для подшипника *9*. Такая малая доза смазочного материала позволяет переходить от дискретного режима смазывания к непрерывному. Транспортировка этой дозы в виде тонкой смазочной пленки позволяет растянуть время ее поступления в полость подшипника до 15÷20 с. При подаче дозы с интервалом в 30 с это практически приводит к непрерывной подаче смазочного материала.

Данные, полученные в ходе экспериментов, позволяют сделать следующие выводы:

1) на всех частотах вращения шпинделя нагрев опор носит экспоненциальный характер, что указывает на устойчивость процесса смазывания;

2) применение системы смазывания опор потоком пленки позволяет уменьшить разницу в температуре подшипников передней и задней опор шпинделя: при частоте вращения, равной 1000 мин$^{-1}$, разница температур упала до 6 °С.

Условия течения потока пленки в маслопроводе изменяются по его длине, сечению и во времени. Таким образом, приходится анализировать трехмерный нестационарный процесс в двухфазной системе, т. е. рассматривать задачу, полное решение которой затруднительно. Представляется возможным рассмотреть упрощенную модель процесса течения пленки смазочного материала, которую можно представить аналитически и которая вместе с тем сохраняет основные черты двухфазной модели. Режимы течения фаз наиболее устойчивы тогда, когда жидкость и газ движутся ламинарно ($Re_1 < 2000$, $Re_2 < 2000$).

Для получения математической модели поведения системы смазывания потоком пленки следует решить совместно три физические задачи, которые возникают при формировании оптимального количества смазочного материала, необходимого подшипнику в зависимости от условий работы, среди которых выделим: частоту вращения, осевую и радиальную нагрузки, гидродинамическое течение потока пленки от дозатора до подшипника.

Для решения этих задач требуется использование численно-статистических методов газо- и гидродинамики, а также динамических моделей подшипников качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Pitroff H.** Schmierung Kugellager // Maschinenmarkt. 1969. № 97.

2. **Фигатнер А. М., Коршиков А. Г., Баклыков В. Г.** Обеспечение высокой быстроходности шпиндельных узлов на подшипниках качения // Станки и инструмент. 1983. № 4. С. 15—17.

3. **Фигатнер А. М.** Расчет и конструирование шпиндельных узлов с подшипниками качения металлорежущих станков. М.: НИИмаш, 1971. 196 с.

4. **Guenther D.** Влияние условий работы на жесткость шпиндельных опор // Industrie Anzeiger. 1967. № 6.

5. **Palmgren A.** Grundlagen der Walzlagertechnik. Stuttgart: Frank'sche Verlagsbuchhandlung, 1964.

6. **Смазка** подшипников качения // Бюллетень немецкого трибологического общества. № 2.4.1, октябрь 1977.

7. **Фигатнер А. М., Коршиков А. Г.** Разработка систем минимальной жидкой смазки, обеспечивающей высокую частоту вращения шпиндельных узлов и снижение температурных перемещений элементов станков // Отчет по теме (промежуточный). М.: ЭНИМС, 1984. 50 с.

8. **Смирнов А. И.** Оптимизация смазки быстроходных шпиндельных узлов металлорежущих станков. М.: НИИмаш, 1979. 44 с.

9. **SKF** Bearings in Machine tools (Подшипники фирмы SKF в металлорежущих станках) // Проспект фирмы 2580П, 1969.

10. **Пуш А. В.** Шпиндельные узлы: качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 288 с.

УДК 621.547:621.5.01

В. Л. МУРЗИНОВ, канд. техн. наук (ВГЛА, г. Воронеж)

# Пневмоконвейер с пористой несущей поверхностью

Рассмотрен пневматический конвейер с пористой несущей опорной поверхностью. Показано его преимущество перед другими типами пневмоконвейеров с дискретно расположенными питающими отверстиями. Определено распределение давления в воздушной подушке под транспортируемыми изделиями. Получено уравнение, определяющее толщину воздушной подушки в зависимости от характеристик системы "пневмоконвейер—изделие".

Pneumatic conveyer with porous carrying bearing surface is considered. Its advantage over other types of pneumatic conveyers with discretely placed feeding vents is shown. Pressure distribution in the air-cushion support under conveyable products is determined. An equation is obtained, which determine the air-cushion support thickness in dependence on the characteristics of the "pneumatic conveyer—product" system.

Пневматические конвейеры с пористой несущей опорной поверхностью (рис. 1) обладают рядом преимуществ перед пневматическими конвейерами с дискретно расположенными питающими отверстиями: большей нагрузочной способностью, более равномерным распределением давления в воздушной подушке, обеспечивают большую устойчивость изделия при транспортировании [1]. Но более важное преимущество данного пневмоконвейера заключается в пониженном шумоизлучении. Воздушная подушка, формируемая потоком воздуха, поступающего через пористую несущую поверхность, обладает ламинарным режимом течения в широком диапазоне нагрузок, что обеспечивает пониженное аэродинамическое шумоизлучение. Однако пневматические конвейеры с пористой несущей опорной поверхностью имеют недостаток — повышенный расход воздуха. Поэтому одним из направлений повышения эффективности пневмоконвейера с пористой несущей поверхностью является минимизация его расходных характеристик, для чего требуется установить зависимости расходных характеристик от параметров системы "пневмоконвейер — изделие".

Рассмотрим ламинарное течение вязкой несжимаемой жидкости в тонком слое между двумя параллельными стенками, одна из которых является опорной поверхностью изделия *1*, а другая — пористой несущей поверхностью *2* пневмоконвейера. Между пористой несущей поверхностью *2* и опорной поверхностью изделия *1* формируется воздушная подушка *3* толщиной, которая должна быть минимально необходимой в целях исключения контакта изделия с несущей поверхностью. При этом сила тяжести изделия уравновешивается силой, сформированной избыточным давлением в воздушной подушке. Величина этого давления является определяющим фактором при конструировании и расчете пневмоконвейеров с заданными характеристиками.

Для определения избыточного давления в воздушной подушке рассмотрим схему (рис. 2), на которой показано взаимное расположение изделия и несущей поверхности. Примем во внимание следующие допущения. Линейные размеры опорной поверхности транспортируемого изделия значительно превышают толщину воздушной прослойки, т. е. $h \gg L$, что обеспечивает ламинарный режим течения в воздушной подушке. Плотность воздуха является неизменной величиной, режим течения стационарный и изотермический. Течение в воздушной подушке происходит при достаточно малых числах Рейнольдса, поэтому инерционными членами в основных уравнениях динамики можно пренебречь. Воздух подается через пористую поверхность, т. е. эта поверхность как бы снабжена множеством источников, равномерно распределенных на ней. Поэтому с небольшой долей погрешности можно допустить наличие источников воздуха в самом объеме воздушной прослойки, причем будем считать распределение источников равномерным и с постоянной интенсивностью.

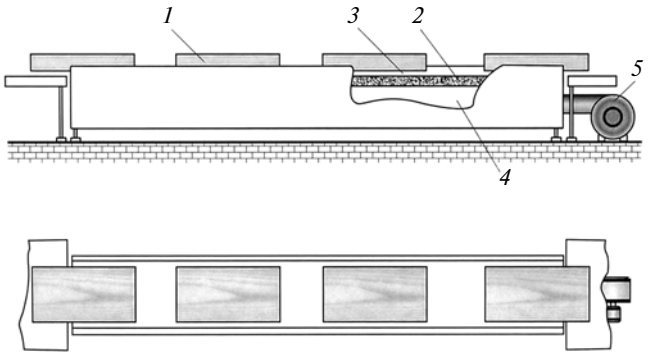



**Рис. 1. Пневмоконвейер с пористой несущей поверхностью:**
*1* — транспортируемое изделие; *2* — несущая поверхность из пористого материала; *3* — воздушная подушка; *4* — пневмокамера; *5* — газодувка

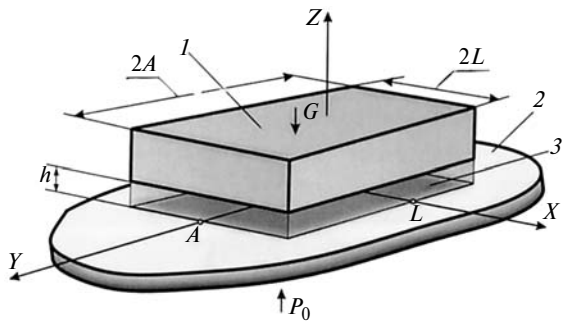



**Рис. 2. Схема взаимного расположения изделия и пористой несущей поверхности:**
*1* — изделие; *2* — пористая несущая поверхность; *3* — воздушная прослойка под изделием; $h$ — толщина воздушной прослойки; $G$ — сила тяжести изделия; $P_0$ — избыточное давление в пневмокамере; $L$ — характерный геометрический размер изделия; $X$, $Y$, $Z$ — оси координат

Движение воздуха для рассматриваемой схемы течения сплошной среды может быть описано уравнениями Навье—Стокса. Применительно к тонким слоям воздушной среды с учетом представленных допущений можно записать систему уравнений, включающую уравнения динамики и уравнение неразрывности:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial P}{\partial x} = \mu\frac{\partial^2 U}{\partial z^2},\ \frac{\partial P}{\partial y} = \mu\frac{\partial^2 V}{\partial z^2},\ \frac{\partial P}{\partial z} = 0;\\ &\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = m,\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $P$ — избыточное давление в воздушной прослойке; $U$, $V$, $W$ — скорости воздушной среды вдоль соответствующих осей координат $X$, $Y$, $Z$; $\rho = \text{const}$ — плотность воздуха; $m = Q\rho/(4L^2h)$ — массовый расход воздуха в единицу времени на единицу объема, занимаемого воздушной прослойкой; $\mu$ — динамическая вязкость воздуха.

Первое и второе уравнения системы (1) проинтегрируем дважды по $z$ и, учитывая граничные условия

$$\left.\begin{aligned} U = V = W = 0 \text{ при } z = 0,\\ U = V = W = 0 \text{ при } z = h,\end{aligned}\right\}$$

получим скорости воздуха вдоль осей $X$ и $Y$ соответственно $U = -\frac{1}{2\mu}(h - z)z\frac{\partial P}{\partial x}$ и $V = -\frac{1}{2\mu}(h - z)z\frac{\partial P}{\partial y}$. Подставив эти скорости в уравнение неразрывности из системы (1), получим:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{3Q\mu}{h^3L^2} = 0, \quad (2)$$

где

$$Q = 4AL\left(-\frac{z_1}{2} + \sqrt{\frac{z_1^2}{4} + z_2}\right) \quad (3)$$

— объемный расход воздуха, поступающего в воздушную подушку под транспортируемым изделием; $A$, $L$ — характерные линейные размеры опорной поверхности изделия; $z_1 = 56{,}838\frac{\mu}{\rho d}$; $z_2 = 0{,}57\frac{\varepsilon^3 d}{H\rho(1-\varepsilon)}\left(P_0 - \frac{G}{4AL}\right)$ [2] (здесь $H$, $\varepsilon$, $d$ — соответственно толщина пористой несущей поверхности; порозность и диаметр частицы ее материала.

Для удобства решения уравнения (2) введем безразмерные переменные по осям $X$ и $Y$:

$$\bar{x} = x/L,\ \ \bar{y} = y/L \quad (4)$$

и приведем уравнение (2) к безразмерному виду:

$$\frac{\partial^2 P_*}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 P_*}{\partial \bar{y}^2} + 1 = 0, \quad (5)$$

где

$$P_* = [h^3/(3Q\mu)]P \quad (6)$$

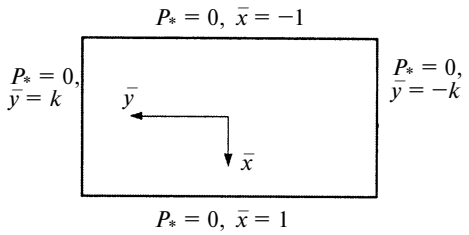



**Рис. 3. Схема расположения осей координат и границ для определения избыточного давления в воздушной подушке под изделием методом Галеркина**

— безразмерное избыточное давление в воздушной подушке.

Решение уравнения (6) может быть найдено методом Галеркина [3]. На рис. 3 показана схема расположения осей координат и граница изменения величины $P_*$. Граничные условия для уравнения (5) следующие: $P_* = 0$ при $\bar{x} = \pm 1$ и $\bar{y} = \pm k$, где $k = A/L$.

Выберем пробную функцию, удовлетворяющую граничным условиям, представленным на рис. 3, в виде

$$P_* = \sum_{j=1}^{N} a_j(1 - \bar{x}^2)^f(k^2 - \bar{y}^2)^j. \quad (7)$$

Ряд (7) имеет хорошую сходимость, поэтому достаточно взять $N = 2$. Подстановка выражения (7) в уравнение (5) дает отличную от нуля невязку:

$$R = -2a_1(k^2 - \bar{y}^2) + 4a_2(k^2 - \bar{y}^2)^2(3\bar{x}^2 - 1) + \\ + 4a_2(k^2 - \bar{x}^2)^2(3\bar{y}^2 - 1) + 1.$$

Согласно методу Галеркина коэффициенты $a_j$ должны определяться из системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{l=1}^{N} a_j \int_{-1}^{1}\int_{-k}^{k} R\varphi_1 d\bar{x}\, d\bar{y} = 0;\\ &\sum_{l=1}^{N} a_j \int_{-1}^{1}\int_{-k}^{k} R\varphi_2 d\bar{x}\, d\bar{y} = 0,\end{aligned}\right\}$$

где $\varphi_1 = (1 - \bar{x}^2)(k^2 - \bar{y}^2)$, $\varphi_2 = (1 - \bar{x}^2)^2(k^2 - \bar{y}^2)^2$.

После преобразований можем записать:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{128}{45}k^3(k^2 + 1)a_1 - \frac{1024}{525}k^5(k^2 + 1)a_2 +\\ &+ \frac{16k^3}{9} = 0;\\ &-\frac{256}{33\,075}k^5[-147 + 252(k^2 + 1)a_1 +\\ &+ 256k^2(k^2 + 1)a_2] = 0,\end{aligned}\right\}$$

откуда

$$a_1 = \frac{37}{52(k^2 + 1)};\quad a_2 = -\frac{105}{832k^2(k^2 + 1)}.$$

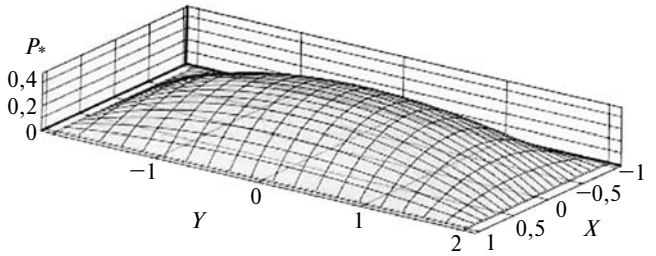



**Рис. 4. Распределение давления в воздушной подушке под изделием при $k = 2$**

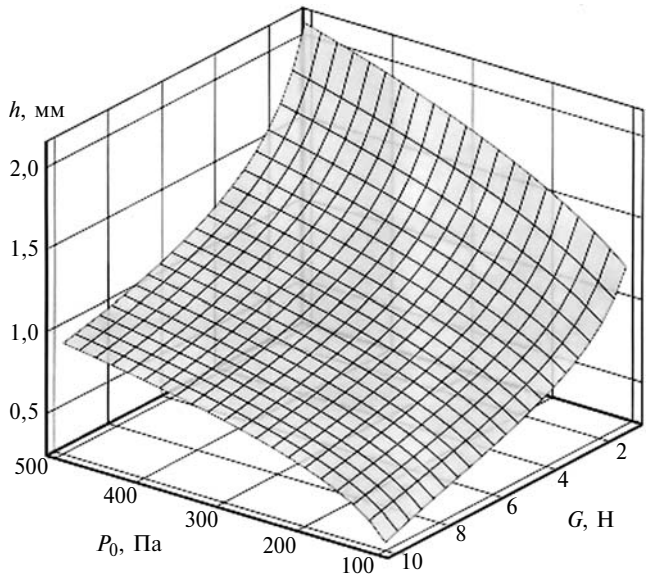



**Рис. 5. Толщина воздушной подушки под изделием:**
при $\mu = 1{,}85 \cdot 10^{-5}$ Па · с; $\varepsilon = 0{,}4$; $d = 0{,}0001$ м; $\rho = 1{,}29$ кг/м$^3$; $H = 0{,}005$ м; $L = 0{,}12$ м; $k = 2$

Окончательно решение поставленной задачи можно записать в виде:

$$P_* = a_1(1 - \bar{x}^2)(k^2 - \bar{y}^2) + a_2(1 - \bar{x}^2)^2(k^2 - \bar{y}^2)^2. \quad (8)$$

На рис. 4 построена поверхность, характеризующая изменение безразмерного избыточного давления под изделием на воздушной подушке.

Толщину воздушной подушки (рис. 5) можно определить из условия равновесия изделия, которое заключается в том, что избыточное давление в воздушной подушке уравновешивается силой тяжести изделия, т. е. условие равновесия будет иметь вид: $-G + F = 0$, где $F$ — сила, сформированная избыточным давлением в воздушной подушке под изделием.

Из уравнения равновесия получим:

$$G = F = \int_{-L}^{L}\int_{-A}^{A} P dx dy.$$

Принимая во внимание симметричный характер распределения давления под изделием в воздушной подушке и делая замену в соответствии с формулами (3), (4), (6) и (8), запишем:

$$h^3 \frac{G}{12\mu L^2 Q} = \int_0^1\int_0^k P_* d\bar{x}\, d\bar{y},$$

откуда

$$h = \left[3{,}364 \frac{k^3 \mu L^2}{(k^2+1)} \frac{Q}{G}\right]^{1/3}, \quad (9)$$

где $Q$ определяется по уравнению (3).

Полученное соотношение (9) может быть использовано в инженерных расчетах. Оно позволяет определять характеристики системы "пневмоконвейер — изделие" для обеспечения гарантированной толщины воздушной подушки при транспортировании изделий по пневмоконвейеру с пористой несущей поверхностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Битюков В. К., Колодежнов В. И., Кущев Б. И.** Пневматические конвейеры. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1984. 164 с.

2. **Касаткин А. Г.** Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1973. 752 с.

3. **Флетчер К.** Численные методы на основе метода Галеркина: Пер. с англ. М.: Мир, 1988. 352 с.

**ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"**

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **27841**

УДК 621.833

Г. К. РЯБОВ, д-р техн. наук, Т. А. ГАНЬКОВА, канд. техн. наук (Ковровская ГТА),
А. А. ЗАПЛАТКИН, канд. техн. наук, С. А. АНДРЕЕВ (ОАО "Завод им. В. А. Дегтярева", г. Ковров)

# Обеспечение оптимального режима работы автоматического клиноременного вариатора

Приведена схема устройства и выведены расчетные формулы, необходимые для оптимального проектирования системы управления автоматического клиноременного вариатора.

A device scheme is given and formulas necessary for optimal designing of the automated V-belt variable-speed drive control system are derived.

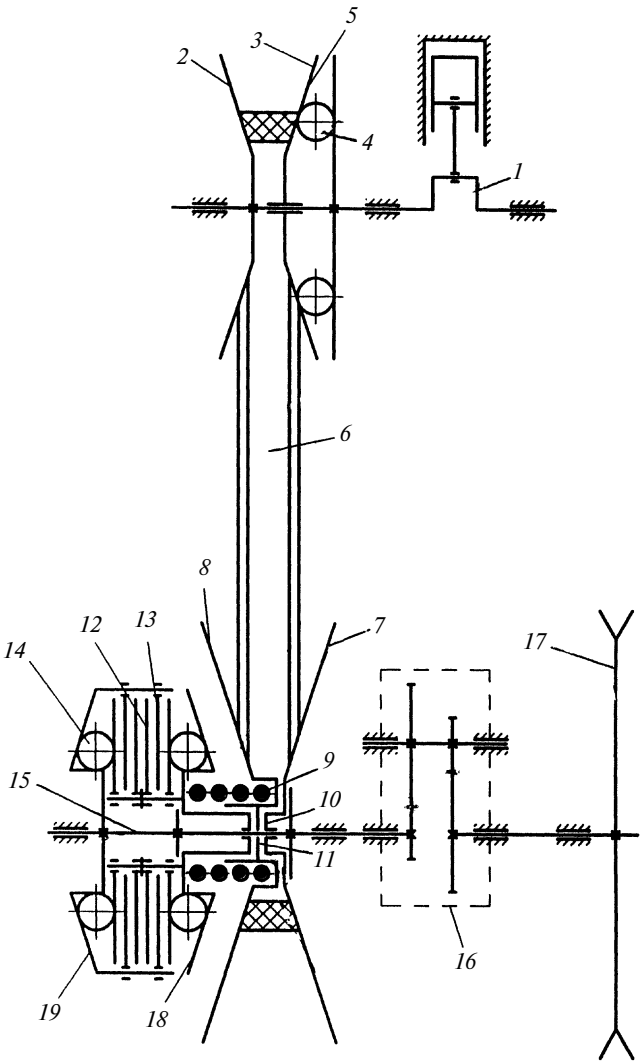
Одной из основных задач, возникающих при проектировании автоматического клиноременного вариатора (АКВ), является обеспечение работы машины, в том числе двигателя и рабочих органов, в оптимальном режиме с наилучшими эксплуатационными показателями, которая решается соответствующим подбором конструктивных параметров АКВ. При этом в процессе автоматического регулирования передаточного числа АКВ осевые силы, действующие на подвижные диски шкивов, должны находиться в состоянии динамического равновесия. В работах [1—6] по этой тематике нет однозначного подхода к вопросу определения этих сил, что затрудняет проектирование АКВ и приводит к необходимости изготовления опытных образцов, проведения трудоемких экспериментальных исследований с последующей конструктивной доработкой.

Как показали исследования [7], определяющее влияние на работу АКВ оказывают силы инерции, возникающие в подвижных сопряжениях системы управления устройства. Поэтому необходимы детальный анализ их воздействия и более точный учет в процессе варьирования передаточного числа.

На рисунке приведена принципиальная схема АКВ [6]. Вращение коленчатого вала *1* двигателя передается неподвижно закрепленному в осевом направлении диску *2* ведущего шкива. Подвижный диск *3* ведущего шкива имеет возможность перемещаться в осевом направлении под действием центробежных грузов *4*, перемещающихся по направляющим *5*. Вращение от ведущего шкива передается ведомому шкиву посредством клинового ремня *6*. Ведомый шкив включает в себя неподвижный в осевом направлении диск *7*, подвижный диск *8*, перемещающийся в осевом направлении под действием клинового ремня *6*, и пружины *9*. В ступице неподвижного диска *7* выполнены криволинейные пазы *10*. В ступицу подвижного диска *8* запрессованы штифты *11*, которые образуют регулятор нагрузки.

Вращение от ведомого шкива на ведомый вал *15* передается через автоматическую центробежную муфту сцепления, состоящую из двух независимых сцеплений *18* и *19*. Оба сцепления дисковые, состоят из фрикционных дисков *12*, *13* и центробежных грузов *14*. При срабатывании сцепления *18* вращение передается ведомому валу *15* и через цилиндрический редуктор *16* ведущему колесу *17* мототранспортного средства (МТС).

Сцепление *18* кинематически связано с двигателем, а сцепление *19* — с колесом МТС. Сцепление *18* отрегулировано так, что оно включается при определенной угловой скорости $\omega_{2н}$ вращения ведомого вала АКВ. Сцепление *19* включается автоматически после того, как угловая скорость ведомого вала *15* достигнет значения $\omega_{2к}$. При этом $\omega_{2к} > \omega_{2н}$. Таким образом, достигается более плавное, без рывков и ударов включение кинематической связи между валом двигателя и ведущим колесом.



Уравнение динамического равновесия осевых сил, действующих на подвижные диски ведущего $S_1$ и ведомого $S_2$ шкивов, имеет вид:

$$S_1 = m_ц z \omega_1^2 r_ц \operatorname{ctg}\gamma = \theta\left(S_{ПО} + yc + \right.$$

$$\left. + \frac{2(M_1 u_в + M_{2и})}{d_к} \operatorname{tg}\beta\right) \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \theta S_2, \qquad (1)$$

где $m_ц$, $z$, $r_ц$ — соответственно масса, число и радиус расположения центробежных грузов *4*; $\omega_1$ — угловая скорость ведущего вала *1*; $\gamma$ — угол наклона направляющих *5*; $y$ — осевое перемещение диска *8*; $c$, $S_{ПО}$ — соответственно жесткость и сила предварительного поджатия пружины *9*; $M_1$ — крутящий момент на ведущем валу *1*; $u_в$ — передаточное число вариатора; $d_к$ — диаметр расположения криволинейных пазов *10* на регуляторе нагрузки; $\beta$ — угол наклона криволинейных пазов *10*; $\alpha_1$, $\alpha_2$ — углы обхвата ремнем ведущего и ведомого шкивов соответственно; $\theta$ — коэффициент, учитывающий потери движущих сил на преодоление сил трения в подвижных сопряжениях механизма управления АКВ; $M_{2и}$ — момент инерции, действующий на ведомый шкив при разгоне МТС вследствие изменения передаточного числа вариатора.

В отличие от приведенного в работе [6] уравнения уравнение (1) учитывает отношение углов обхвата шкивов $\alpha_1/\alpha_2$ [8] и инерционный момент $M_{2и}$.

Остановимся на определении момента $M_{2и}$.

Приращение $\Delta v$ скорости $v$ движения МТС в период варьирования передаточного числа $u_в$ вариатора в интервале изменения угловой скорости $\omega_1$ ведущего вала от $\omega_{1н}$ до $\omega_{1к}$ складывается из двух составляющих: $\Delta v = \Delta v_\omega + \Delta v_и$, где $\Delta v_\omega$ — приращение скорости МТС вследствие увеличения угловой скорости ведущего вала вариатора; $\Delta v_и$ — приращение скорости МТС вследствие уменьшения передаточного числа АКВ с $u_{вн}$ до $u_{вк}$.

Тогда можно записать:

$$\Delta v_\omega = (\omega_{1к} - \omega_{2н}) \frac{r_к}{u_{вн} u_р};$$

$$\Delta v_и = \left(\frac{u_{вн} - u_{вк}}{u_{вн} u_{вк}}\right) \frac{\omega_{1н} r_к}{u_р},$$

где $r_к$ — радиус ведущего колеса МТС; $u_р$ — передаточное число редуктора.

Поскольку нарастание составляющих $\Delta v_\omega$ и $\Delta v_и$ происходит одновременно за одно и то же время $\Delta t$, то общее ускорение $\ddot{x}$ МТС также складывается из двух составляющих:

$$\ddot{x} = \frac{dv}{dt} \approx \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{\Delta v_\omega}{\Delta t} + \frac{\Delta v_и}{\Delta t} = \ddot{x}_\omega + \ddot{x}_и,$$

где $\ddot{x}_\omega$ — составляющая ускорения МТС вследствие увеличения угловой скорости $\omega_1$ ведущего вала; $\ddot{x}_и$ — дополнительное ускорение МТС вследствие снижения передаточного числа АКВ.

Тогда:

$$\left.\begin{aligned} \ddot{x}_\omega &\approx (\omega_{1к} - \omega_{2н}) \frac{r_к}{u_{вн} u_р \Delta t}; \\ \ddot{x}_и &\approx \left(\frac{u_{вн} - u_{вк}}{u_{вн} u_{вк}}\right) \frac{\omega_{1н} r_к}{u_р \Delta t}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Используя выражения (2) и введя обозначения диапазона регулирования АКВ $Д = u_{вн}/u_{вк}$ и коэффициента скоростного диапазона варьирования передаточного числа АКВ $k_\omega = \omega_{1к}/\omega_{1н}$, получим:

$$k_a = \frac{\ddot{x}_и}{\ddot{x}} = \frac{\ddot{x}_и}{\ddot{x}_\omega + \ddot{x}_и} = \frac{Д - 1}{k_\omega + Д}.$$

Таким образом, при известном значении $k_a$ можно определить ускорение $\ddot{x}_и$ по формуле

$$\ddot{x}_и = k_a \ddot{x} = \frac{Д - 1}{k_\omega + Д} \ddot{x}.$$

При этом возникающий динамический крутящий момент, приведенный к ведомому валу АКВ, находится по формуле

$$M_{2и} = \frac{m \ddot{x} r_к (Д - 1)}{u_р (k_\omega + Д)}, \qquad (3)$$

где $m$ — масса МТС; $\ddot{x}$ — ускорение МТС (формулы для его расчета приведены в работе [6]).

Например, найдем по формуле (3) динамический крутящий момент, приведенный к ведомому валу АКВ, для мокика "Пилот" со следующими конструктивными параметрами: $m = 140$ кг; $r_к = 0{,}23$ м; $Д = 2{,}5$; $u_р = 11{,}08$; $k_\omega = 1{,}1$; $\ddot{x} = 2$ м/с$^2$. Он равен 2,42 Н · м, что соизмеримо с крутящим моментом двигателя, приведенным к ведомому валу: $M_1 u_в = 4{,}2 \div 10{,}3$ Н · м, следовательно, влияние параметра $M_{2и}$ на систему управления при расчетах необходимо учитывать.

Как показали испытания [7], одним из факторов, определяющих работу системы управления АКВ, является также трение в подвижных сопряжениях, которое учитывается коэффициентом $\theta$.

Из анализа действия сил трения в подвижных сопряжениях ведущего вала найдем выражение для совершаемой или элементарной работы:

$$\Delta A_{СТ1} = 0{,}5 \frac{P}{\psi} f \Delta x \cos\beta + P \frac{D_1}{d_{СТ1}} f \Delta x,$$

где $P$ — передаваемая полезная окружная сила; $\psi$ — коэффициент тяги передачи [4]; $f$ — коэффициент трения в подвижных сопряжениях; $\beta$ — угол наклона между ветвями ремня; $\Delta x$ — осевое перемещение подвижного диска ведущего шкива; $D_1$ — диаметр расположения ремня на ведущем шкиве; $d_{СТ1}$ — посадочный диаметр ступицы подвижного диска ведущего шкива.

Суммарная работа сил сопротивления по перемещению подвижного диска ведомого шкива находится из выражения

$$\Delta A_2 = 0{,}5 \frac{P}{\psi} f \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cos\beta + S_2 \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2}.$$

Приравняв работу $\Delta A_{S1}$ движущих сил $S_1$ от действия центробежных грузов сумме работ, совершаемых силами сопротивления на ведущем $\Delta A_{\text{СТ}1}$ и ведомом $\Delta A_2$ валах, получим формулу для определения минимально необходимой движущей силы:

$$S_1 = \frac{\Delta A_{S1} + \Delta A_2}{\Delta x} = 0{,}5\frac{P}{\psi} f\left(1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)\cos\beta + $$

$$+ Pf\frac{D_1}{d_{\text{СТ}1}} + S_2\frac{\alpha_1}{\alpha_2}. \quad (4)$$

С учетом приведенной в работе [4] формулы $P = 2S_2\psi\,\text{tg}\frac{\varphi}{2}$, где $\varphi$ — угол клина канавок шкивов, из выражения (4) найдем коэффициент $\theta$:

$$\theta = \frac{S_1}{S_2} = \psi f\left[2\frac{D_1}{d_{\text{СТ}1}} + \frac{1}{\psi}\left(1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)\cos\beta\right]\text{tg}\frac{\varphi}{2} + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}. \quad (5)$$

Так, при $\psi = 0{,}7$; $D_1/d_{\text{СТ}1} = 2{,}0$; $\text{tg}\varphi/2 = 0{,}36$; $\cos\beta = 1$; $f = 0{,}1$; $\alpha_1/\alpha_2 = 1$ по формуле (5) коэффициент $\theta = 1{,}17$. По формулам, приведенным в работе [1], $\theta = 1{,}44$. По экспериментальным данным [5, 6] принято, что $\theta = 1{,}2$, испытания же АКВ [9] показали, что в зависимости от передаточного отношения $\theta$ может принимать значения от 1,13 до 2,75.

## Выводы

1. Испытания показали [7], что уравнение (1) учитывает основные факторы и отражает фактическое соотношение осевых сил, действующих на подвижные диски ведущего и ведомого шкивов.

2. При известных силах инерции поджатия пружины *9* и регулятора нагрузки [6] уравнение (1) позволяет определить осевую силу воздействия на подвижный диск ведущего шкива, необходимую для обеспечения варьирования передаточного числа.

3. При известной осевой силе $S_1$ с использованием уравнения (1) представляется возможным определить конструктивные параметры механизма управления АКВ, обеспечивающего оптимальный режим работы машины.

4. Полученные формулы (3), (5) и опытные данные [9] показали, что значения параметров $M_{2\text{и}}$ и $\theta$ в зависимости от режима работы, конструктивных параметров и передаточного числа могут изменяться в широком диапазоне. Это необходимо учитывать при расчетах и выборе конструктивных параметров системы управления АКВ.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Архангельский Г. В., Аванесянц Г. А.** Усилия в клиноременных передачах и вариаторах // Сб. научн. тр. КГТУ "Бесступенчатые передачи и механизмы свободного хода". 2001. С. 45—55.
2. **Мартынов В. К.** Некоторые вопросы теории и расчета клиноременных вариаторов // Автомобильная промышленность. 1974. № 9. С. 14—16.
3. **Мартыхин Ю. М.** Методы тягово-динамического расчета МТС с автоматическим клиноременным вариатором в силовой передаче. Серпухов: ВНИИ мотопром, 1975. 18 с.
4. **Пронин Б. А., Ревков Г. А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1980. 320 с.
5. **Рябов Г. К., Андреев С. А.** О кинематической характеристике автоматического клиноременного вариатора // Вопр. оборон. техн. сер. 9. Спец. сист. упр. след. прив. и их эл-ты. 1998. Вып. 2 (222). С. 63—65.
6. **Рябов Г. К., Андреев С. А.** Автоматическая трансмиссия мототранспортных средств. Теория, расчет и конструирование. Уч. пособ. Ковров: КГТА, 2003. 32 с.
7. **Определение** КПД автоматического клиноременного вариатора / С. С. Михеев, Г. К. Рябов, А. А. Заплаткин, В. В. Ширягин // Вестник машиностроения. 1999. № 2. С. 13—15.
8. **Архангельский Г. В.** Автоматические клиноременные вариаторы малых транспортных средств. Одесса: Друк, 2000. 106 с.
9. **Филькин Н. М., Фролов М. М., Шакуров Д. К.** Автоматические трансмиссии колесных транспортных машин с динамическими связями. Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2004. 113 с.


---


УДК 620.164.3



В. Н. СЫЗРАНЦЕВ, д-р техн. наук (Тюменский ГНУ),
Я. П. НЕВЕЛЕВ, канд. техн. наук (ООО "УРАЛТРАНСГАЗ"),
С. Л. ГОЛОФАСТ, д-р техн. наук (Тюменский ГНУ),
К. К. ЛЫСЯНЫЙ, канд. техн. наук (ОАО "СВЯЗЬТРАНСНЕФТЬ")


# Оценка прочностных характеристик материала трубопроводов после длительной эксплуатации


Приведены результаты исследования механических характеристик труб, продолжительное время находившихся в эксплуатации, направленные на повышение достоверности оценки усталостной прочности трубопроводов для точности прогноза остаточного ресурса транспортных систем нефти и газа и обеспечения их безопасной эксплуатации.

Mechanical characteristics research results of pipes in-service for any length of time are given. These results are aimed at improving reliability of pipeline fatigue strength estimate to ensure accurate prognosis of oil-and-gas transporting system remaining life and guarantee its safe operation.


Такие потенциально опасные объекты, как магистральные нефте- и газопроводы, с точки зрения их технического состояния оценивают параметрами технического состояния (ПТС). Для обеспечения надежной работы и их безопасной эксплуатации значения ПТС должны соответствовать требованиям нормативно-технической или конструкторской документации. Определяющими ПТС являются параметры, изменение которых (одного или совокупности) может привести объект в неработоспособное или

предельное состояние, т. е. вызвать его разрушение или создать аварийную ситуацию.

Определяющими ПТС трубопроводов являются предел текучести $\sigma_т$, предел прочности $\sigma_в$ и предел выносливости материала. Данные параметры не являются детерминированными, и их изменение в процессе эксплуатации трубопроводов существенно влияет на точность прогноза остаточного ресурса трубопроводов.

Для определения механических свойств материала нефтепроводов, находившихся продолжительное время в эксплуатации, использовали образцы, вырезанные в продольном и поперечном направлениях. Испытания взятых образцов (рис. 1) проводили на универсальной испытательной машине УММ-5.

Полученные в результате испытаний данные приведены в табл. 1.

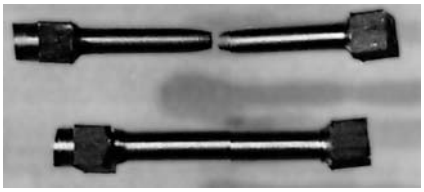


**Рис. 1. Образцы для определения механических свойств материала трубопроводов**

Для статистической обработки сгруппируем полученные данные по маркам сталей и дополним их данными, взятыми из опубликованных научных работ (табл. 2 и 3).

Сначала проведем анализ значений параметров механических свойств материала образцов, вырезанных в различных направлениях. Сравним средние значения и дисперсии предела прочности $\sigma_в$, для образцов из сталей 17ГС и 17Г1С, вырезанных в разных направлениях. Для этого сделаем выборку (табл. 4) из табл. 2.

Рассчитаем среднее значение и дисперсию $\sigma_в$ для образцов продольного (индекс 1) и поперечного (индекс 2) направлений вырезки:

$$\left.\begin{aligned} \bar{\sigma}_{в1} &= \sum_{i=1}^{5} \sigma_{в1i}/5 = 489{,}02; \\ \bar{\sigma}_{в2} &= \sum_{i=1}^{5} \sigma_{в2i}/5 = 499{,}98; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

$$\left.\begin{aligned} S^2_{\sigma_{в1}} &= \frac{1}{5-1}\sum_{i=1}^{5}(\sigma_{в1i} - \bar{\sigma}_{в1})^2 = \\ &= 2719; \\ S^2_{\sigma_{в2}} &= \frac{1}{5-1}\sum_{i=1}^{5}(\sigma_{в2i} - \bar{\sigma}_{в2})^2 = \\ &= 4649. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Сделаем предположение: величины $\sigma_{в1}$ и $\sigma_{в2}$, распределенные по

*Таблица 1*

**Результаты испытаний образцов различных трубопроводов**

| Управление магистрали трубопровода | Нефтепровод | Год ввода в эксплуатацию | Диаметр и толщина трубы, мм | Марка стали | Направление вырезки образца | $\sigma_в$ | $\sigma_т$ | $\sigma_{0,2}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | МПа | | |
| Ноябрьское | Х-3-С | 1976 | 820 × 10 | 17Г2СФ | Продольное | 849,3 | 438,8 | Н. д. |
| | Т-М | 1986 | 720 × 9 | 17ГС | Поперечное | 573,8 | 452,4 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 544,3 | 405,5 | Н. д. |
| Нижневартовское | УБ-НВ | 1973 | 1020 × 14 | 17ГС | Поперечное | 404,3 | Н. д. | 339,8 |
| | | | | | Продольное | 409,9 | Н. д. | 343,3 |
| Сургутское | УБКУА | 1973 | 1220 × 12 | 17Г1С | Поперечное | 552,9 | 383,4 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 526,2 | 325,2 | Н. д. |
| | НКК | 1976 | 1220 × 12 | 17Г1С | Поперечное | 503,3 | 338,1 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 489 | 299,1 | Н. д. |
| Нефтеюганское | УБО | 1967 | 1020 × 14 | 14ХГС | Н. д. | Н. д. | Н. д. | Н. д. |
| | НКК | 1976 | 1220 × 12 | 14ХГС | | | | |
| Тобольское | ЛДПС | 1967 | 1020 × 12 | 14ХГС | Поперечное | 407,1 | Н. д. | 251,6 |
| | УБО | | | | Продольное | 414,9 | Н. д. | 214,2 |
| | СГП | 1978 | 1220 × 14,5 | 17Г1СУ | Поперечное | 465,6 | 337,8 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 475,7 | 314,9 | Н. д. |
| Урайское | Ш-Т | 1965 | 530 × 8 | 14ХГС | Н. д. | Н. д. | Н. д. | Н. д. |
| | СГП | 1978 | 1220 × 14 | 17Г1С | | | | |
| | КШК | 1987 | 820 × 9 | 17ГС | | | | |
| Тюменское | УБКУА | 1973 | 1220 × 15,2 | 17Г1С | Н. д. | Н. д. | Н. д. | Н. д. |
| | НКК | 1976 | 1220 × 14,5 | 17Г1С | | | | |
| Ишимское | УБО | 1967 | 1020 × 10 | 14ХГС | Поперечное | 509 | 360,5 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 499,2 | 287,8 | Н. д. |
| | УБО | 1967 | 1020 × 10 | 14ХГС | Поперечное | 502,4 | 374,5 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 497,8 | 319 | Н. д. |
| | УБО | 1967 | 1020 × 10 | 14ХГС | Поперечное | 403 | 261,4 | Н. д. |
| | | | | | Продольное | 411 | Н. д. | 292,3 |

Примечание. Н. д. — нет данных.

*Таблица 2*

**Механические свойства материалов различных трубопроводов из сталей 17ГС, 17Г1С и 17Г1СУ**

| № п/п | Марка стали | Толщина образца, мм | $\sigma_в$ | $\sigma_т$ | $\sigma_{0,2}$ | $\delta$, % | Нефтепровод (направление вырезки образца), источник |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | МПа | | | | |
| 1 | 17ГС | 9 | 573,8 | 452,4 | Н. д. | Н. д. | Т-М (поперечное) |
| 2 | 17ГС | 9 | 544,3 | 405,5 | Н. д. | Н. д. | Т-М (продольное) |
| 3 | 17ГС | 14 | 404,3 | Н. д. | 339,8 | Н. д. | УБ-НВ (поперечное) |
| 4 | 17ГС | 14 | 409,9 | Н. д. | 343,3 | Н. д. | УБ-НВ (продольное) |
| 5 | 17Г1С | 12 | 552,9 | 383,4 | Н. д. | Н. д. | УБКУА (поперечное) |
| 6 | 17Г1С | 12 | 526,2 | 325,2 | Н. д. | Н. д. | УБКУА (продольное) |
| 7 | 17Г1С | 12 | 503,3 | 338,1 | Н. д. | Н. д. | НКК (поперечное) |
| 8 | 17Г1С | 12 | 489,0 | 299,1 | Н. д. | Н. д. | НКК (продольное) |
| 9 | 17Г1СУ | 14,5 | 465,6 | 337,8 | Н. д. | Н. д. | СПГ (поперечное) |
| 10 | 17Г1СУ | 14,5 | 475,7 | 314,9 | Н. д. | Н. д. | СПГ (продольное) |
| 11 | 17Г1С | 5—20 | 510,1 | 355,0 | Н. д. | 23 | [20] |
| 12 | 17ГС | 5—20 | 510,1 | 343,4 | Н. д. | 20 | [20] |
| 13 | 17ГС | 5—9 | 520,0 | 350,0 | Н. д. | 23 | [21] |
| 14 | 17Г1С | 10—20 | 500,0 | 340,0 | Н. д. | 23 | [21] |
| 15 | 17ГС | 11—20 | 490,0 | 320,0 | Н. д. | 21 | [22] |
| 16 | 17ГС | 10—32 | 520,0 | 400,0 | Н. д. | 18 | [22] |
| 17 | 17ГС | 10—20 | 500—520 | 340—350 | Н. д. | 23 | [26] |
| 18 | 17ГС | 4—20 | 460—560 | 340—360 | Н. д. | 23 | [24] |
| 19 | 17Г1С | 4—20 | 460—560 | 340—360 | Н. д. | 23 | [24] |

Примечание. Н. д. — нет данных.

*Таблица 3*

**Механические свойства материалов различных трубопроводов из стали 14ХГС**

| № п/п | Толщина образца, мм | $\sigma_в$ | $\sigma_т$ | $\sigma_{0,2}$ | $\delta_{10}$, % | Нефтепровод (направление вырезки образца), источник |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | МПа | | | | |
| 1 | 12 | 407,1 | Н. д. | 351,6 | Н. д. | ЛДПС-УБО (поперечное) |
| 2 | 12 | 414,9 | Н. д. | 314,2 | Н. д. | ЛДПС-УБО (продольное) |
| 3 | 10 | 509,0 | 360,5 | Н. д. | Н. д. | УБО (поперечное) |
| 4 | 10 | 499,2 | 287,8 | Н. д. | Н. д. | УБО (продольное) |
| 5 | 10 | 502,4 | 374,5 | Н. д. | Н. д. | УБО (поперечное) |
| 6 | 10 | 497,8 | 319,0 | Н. д. | Н. д. | УБО (продольное) |
| 7 | 10 | 403,0 | 261,4 | Н. д. | Н. д. | УБО (поперечное) |
| 8 | 10 | 411,0 | Н. д. | 392,3 | Н. д. | УБО (продольное) |
| 9 | 5—20 | 490,5 | 343,4 | Н. д. | 22 | [20] |
| 10 | 4—10 | 500 | 350 | Н. д. | 22 | [22] |
| 11 | 3 | 544—563 | 402—435 | Н. д. | 22 | [22] |
| 12 | 4—20 | 500 | 350 | Н. д. | 18 | [23] |
| 13 | 10—20 | 500 | 350 | Н. д. | 22 | [26] |
| 14 | 4—10 | 490 | 350 | Н. д. | 22 | [24] |
| 15 | 4—10 | 500 | 350 | Н. д. | 18 | [25] |
| 16 | 11—20 | 500 | 340 | Н. д. | 18 | [25] |

Примечание. Н. д. — нет данных.

*Таблица 4*

**Предел прочности для сталей 17ГС и 17Г1С**

| Направление вырезки образца | $\sigma_в$, МПа | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Продольный | 544,3 | 409,9 | 526,2 | 489,0 | 475,7 |
| Поперечный | 573,8 | 404,3 | 552,9 | 503,3 | 465,6 |

нормальному закону, являются случайными и независимыми.

Гипотеза $H_0$: $\bar{\sigma}_{в1} = \bar{\sigma}_{в2}$.

Альтернативная гипотеза:

$$\bar{\sigma}_{в1} \neq \bar{\sigma}_{в2}.$$

Уровень значимости: $\alpha = 0{,}05$.

Статистика критерия для случая, когда величины дисперсий $\sigma_{в1}$ и $\sigma_{в2}$ неизвестны и применяются выборочные оценки дисперсий этих величин, в качестве которых используются выборочные дисперсии $S^2_{\sigma_{в1}}$ и $S^2_{\sigma_{в2}}$, имеет вид [1, 2, 3]:

$$T = \frac{\bar{\sigma}_{в1} - \bar{\sigma}_{в2}}{\sqrt{S^2_{\sigma_{в1}}/n_1 + S^2_{\sigma_{в2}}/n_2}} = -0{,}286, \quad (3)$$

где $n_1 = n_2 = 5$ — число экспериментальных значений.

Известно [3], что распределение статистики $T$ близко к распределению Стьюдента ($t$) с числом степеней свободы

$$\nu = \frac{\left(S^2_{\sigma_{в1}}/n_1 + S^2_{\sigma_{в2}}/n_2\right)^2}{\dfrac{\left(S^2_{\sigma_{в1}}/n_1\right)^2}{n_1 - 1} + \dfrac{\left(S^2_{\sigma_{в2}}/n_2\right)^2}{n_2 - 1}} = 7{,}486 \qquad (4)$$

Величина $\nu$ всегда лежит между наименьшими $(n_1 - 1)$ и $(n_2 - 1)$ значениями и их суммой $(n_1 + n_2 - 2)$. Если $|T| < t_{\nu,\alpha}$, где $t_{\nu,\alpha}$ — критическое значение $t$ (распределения Стьюдента с числом степеней свободы $\nu$ и уровнем значимости $\alpha$), то гипотеза $H_0$ принимается. В данном случае для двухстороннего критерия по таблицам работы [3] имеем: $t_{\nu,\,1-\alpha/2} = t_{8;\,0{,}975} = 2{,}306$, т. е. условие $|T| < t_{\nu,\alpha}$ выполняется. Откуда следует, что $\bar{\sigma}_{в1} = \bar{\sigma}_{в2}$.

Проверим однородность дисперсий случайных значений $\sigma_{в1}$ и $\sigma_{в2}$.

Гипотеза $H_0$: $S^2_{\sigma_{в1}} = S^2_{\sigma_{в2}}$.

Альтернативная гипотеза:

$S^2_{\sigma_{в1}} \neq S^2_{\sigma_{в2}}$.

Уровень значимости: $\alpha = 0{,}05$.

По данным работы [3], статистика критерия имеет вид: $S^2_{\sigma_{в2}}/S^2_{\sigma_{в1}}$.

Если

$$F_{\nu_1,\nu_2,\alpha/2} < S^2_{\sigma_{в2}}/S^2_{\sigma_{в1}} < F_{\nu_1,\nu_2,1-\alpha/2}, \qquad (5)$$

то принимается нулевая гипотеза $H_0$. Здесь $\nu_1 = n_1 - 1 = 4$; $\nu_2 = n_2 - 1 = 4$.

Статистика $S^2_{\sigma_{в2}}/S^2_{\sigma_{в1}}$ имеет распределение Фишера ($F$) [3] с числом степеней свободы $\nu_1$ и $\nu_2$. Значение статистики: $F^* = S^2_{\sigma_{в2}}/S^2_{\sigma_{в1}} = 1{,}71$.

Для проверки гипотезы $H_0$ применяется двусторонний критерий, согласно которому критическое значение $F_{4;\,4;\,0{,}975} = 9{,}6$. Поскольку $F^* = 1{,}71 < F_{4;\,4;\,0{,}975}$, различие в дисперсии не обнаружено. Таким образом, анализ показал, что нет основания считать, что значения предела прочности трубопроводов из сталей 17ГС и 17Г1С для образцов, вырезанных в продольном и поперечном направлениях, отличаются между собой.

Аналогично проанализируем значения предела текучести образцов, вырезанных в продольном ($\sigma_{т1}$) и поперечном ($\sigma_{т2}$) направлениях.

Из табл. 2 выпишем следующие значения:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $\sigma_{т1}$, МПа . . . | 405,5 | 325,2 | 299,1 | 314,9 |
| $\sigma_{т2}$, МПа . . . | 452,4 | 383,4 | 338,1 | 337,8 |

Заменяя в выражениях (1)—(5) индекс "в" на "т", проверим гипотезу $H_0$: $\bar{\sigma}_{т1} = \bar{\sigma}_{т2}$ при $\alpha = 0{,}05$ и гипотезу $H_0$: $S^2_{\sigma_{в1}} = S^2_{\sigma_{в2}}$. Результаты расчета отразим в табл. 5.

Поскольку $|T| = |-1{,}161| < t_{6;\,0{,}975} = 2{,}447$, то $\bar{\sigma}_{т1} = \bar{\sigma}_{т2}$, а так как $F^* = 1{,}299 < F_{4;\,4;\,0{,}975} = 15{,}44$, то различия в значениях дисперсии предела текучести не обнаружено, т. е. выборки значений предела текучести материала образцов из сталей 17ГС, 17Г1С, вырезанных в продольном и поперечном направлениях, можно объединить.

Проведя анализ полученных значений предела прочности и предела текучести для образцов из стали 14ХГС, вырезанных в продольном и поперечном направлениях (см. табл. 3), определим значения предела прочности и предела текучести (см. табл. 5, вторая и третья строки соответственно). Условия $|T| < t_{\nu,\alpha}$ и неравенство (5) выполняются.

Таким образом, различие в прочностных свойствах стали 14ХГС на образцах, вырезанных в продольном и поперечном направлениях, не обнаружено.

Данные, приведенные в табл. 2, 3, взяты из разных источников. Проверим, изменяются ли механические свойства трубопроводов из исследуемых сталей после эксплуатации.

Используя зависимости (1) и (2), рассчитаем средние значения и дисперсии для выборки 1 (строки 1—10 в табл. 2) и выборки 2 [строки 11—15 и строки 16—19 (предельные значения) в табл. 2)] (см. четвертую строку табл. 5).

*Таблица 5*

**Результаты расчета**

| № п/п | Параметр | Сталь | $\bar{\sigma}_1/\bar{\sigma}_2$ | $S^2_{\sigma_1}/S^2_{\sigma_2}$ | $T$ | $\nu$ | $t_{\nu,1-\alpha/2}$ | $F^*$ | $F_{\nu_1,\nu_2,\alpha/2}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Предел текучести | 17ГС, 17Г1С | $\frac{336{,}17}{377{,}8}$ | $\frac{2251}{2924}$ | −1,161 | 5,9 | 2,447 | 1,299 | 15,44 |
| 2 | Предел прочности | 14ХГС | $\frac{355{,}7}{355{,}4}$ | $\frac{2442}{3387}$ | 0,009 | 5,8 | 2,447 | 1,387 | 15,44 |
| 3 | Предел текучести | 14ХГС | $\frac{303{,}4}{332{,}1}$ | $\frac{487}{3801}$ | −0,878 | 2,6 | 3,182 | 7,81 | 38,51 |
| 4 | Предел прочности | 17ГС, 7Г1С | $\frac{494{,}5}{509{,}18}$ | $\frac{3308}{990{,}2}$ | 0,722 | 13,37 | 2,145 | Н. д. | Н. д. |
| 5 | Предел текучести | 17ГС, 7Г1С | $\frac{357{,}05}{349{,}87}$ | $\frac{2716}{369{,}8}$ | 0,373 | 8,285 | 2,262 | Н. д. | Н. д. |
| 6 | Предел прочности | 14ХГС | $\frac{455{,}55}{509{,}72}$ | $\frac{2498}{655{,}67}$ | −2,76 | 10,16 | 2,228 | Н. д. | Н. д. |
| 7 | Предел текучести | 14ХГС | $\frac{320{,}64}{363{,}79}$ | $\frac{2270}{1058}$ | −1,788 | 6,133 | 2,365 | Н. д. | Н. д. |

Примечание. Н. д. — нет данных.

Проверим гипотезу о равенстве средних значений $\bar{\sigma}_{в1} = \bar{\sigma}_{в2}$ при уровне значимости $\alpha = 0{,}05$. Используя формулы (3) и (4), получим данные, представленные в четвертой строке табл. 5. Поскольку критическое значение $t_{\nu,\,1-\alpha/2} = t_{14;\,0{,}975} = 2{,}145$, то условие $|T| < t_{\nu,\alpha}$ выполняется, т. е. можно считать, что предел прочности исследуемых сталей после эксплуатации трубопровода не изменяется. В то же время отметим, что дисперсия первой выборки в 3,34 раза больше и среднеквадратическое отклонение предела прочности материала трубопровода, бывшего в эксплуатации, больше на 82 %.

Объединенную дисперсию двух выборок найдем по формуле [3]

$$S^2_{\sigma_в} = \frac{(n_1-1)S^2_{\sigma_{в1}} + (n_2-1)S^2_{\sigma_{в2}}}{n_1+n_2-2} = 2033. \qquad (6)$$

Отсюда среднеквадратическое отклонение предела прочности: $S_{\sigma_в} = 45{,}08$ МПа. По данным табл. 2 математическое ожидание предела прочности $\bar{\sigma}_в = 502{,}51$ МПа.

Проверим, изменяются ли значения предела текучести исследуемых сталей в результате продолжительной эксплуатации трубопровода. По данным табл. 2 получим значения, представленные в пятой строке табл. 5. Здесь же приведены значения статистики и число степеней свободы. Поскольку критическое значение $t_{\nu,\,1-\alpha/2} = t_{9;\,0{,}975} = 2{,}262$, то условие $|T| < t_{\nu,\alpha}$ выполняется, т. е. нет оснований считать, что предел упругости материала после эксплуатации трубопровода изменяется. Объединяя дисперсию двух выборок по пределу текучести, на основании формулы (6) получим $S^2_{\sigma_т} = 1282$.

Окончательно для предела текучести сталей 17ГС, 17Г1С имеем: выборку длиной 20; математическое ожидание предела текучести $\bar{\sigma}_т = 352{,}74$ МПа; среднеквадратическое отклонение $S_{\sigma_т} = 35{,}81$ МПа.

Выполним проверку средних значений и объединим экспериментальные и справочные данные по пределу прочности и пределу текучести для стали 14ХГС (см. табл. 3). Средние значения и дисперсии предела прочности для выборки 1 (экспериментальные данные) и выборки 2 [справочные данные, предельные значения (строка 11)], величина статистики и число степеней свободы приведены в шестой строке табл. 5. Поскольку $|T| = |-2{,}76| > t_{\nu,\alpha} = 2{,}228$, то условие $|T| < t_{\nu,\alpha}$ не выполняется. Таким образом, нулевая гипотеза отвергается, что свидетельствует о снижении предела прочности в результате эксплуатации трубопровода из стали 14ХГС. Величину снижения определим по формуле $100|\bar{\sigma}_{в1} - \bar{\sigma}_{в2}|/\bar{\sigma}_{в2} = 10{,}6$ %.

В дальнейшем для предела прочности стали 14ХГС будем использовать выборку длиной 8 (см. табл. 3) только из экспериментальных данных. Среднее значение предела прочности $\bar{\sigma}_в = 455{,}55$ МПа; дисперсия $S^2_{\sigma_в} = 2498$; среднеквадратическое отклонение $S_{\sigma_в} = 49{,}98$ МПа.

Дисперсия предела прочности материала трубопровода после его эксплуатации возрастает в 3,8 раза, что ведет почти к двукратному росту среднеквадратического отклонения предела прочности материала трубопровода.

Завершая предварительный статистический анализ, установим характеристики предела текучести стали 14ХГС. По данным табл. 3 рассчитаем средние значения, дисперсии, значения статистики для проверки равенства средних значений и число степеней свободы (см. седьмую строку табл. 5).

Поскольку $|T| = |-1{,}788| < t_{\nu,\alpha} = 2{,}365$, то условие $|T| < t_{\nu,\alpha}$ выполняется, т. е. нет оснований считать, что величина предела текучести стали 14ХГС после эксплуатации трубопровода изменяется. В результате объединения экспериментальных и справочных данных (см. табл. 3) для предела текучести стали 14ХГС имеем: выборка длиной 14; среднее значение предела текучести $\bar{\sigma}_т = \sum_{i=1}^{14} \sigma_{Ti}/14 = 348{,}11$ МПа; дисперсия $S^2_{\sigma_т} = 1801$; среднеквадратическое отклонение $S_{\sigma_т} = 42{,}44$ МПа.

При проверке на нормальность полученных выборок для пределов прочности и пределов текучести сталей 14ХГС и 17ГС, 17Г1С, учитывая, что объем выборок меньше 35 значений, воспользуемся критерием Колмогорова — Смирнова [6], который базируется на распределении максимального отклонения накопленной частоты от значений функции распределения. При использовании в качестве нулевой гипотезы принадлежность данных нормальному распределению вычислим статистики [6]:

$$D_n^+ = \max_{1 \le i \le n}\left[\frac{i}{n} - \Phi(\hat{z}_i)\right];$$

$$D_n^- = \max_{1 \le i \le n}\left[\Phi(\hat{z}_i) - \frac{i-1}{n}\right];$$

$$D_n = \max[D_n^+;\ D_n^-],$$

где $\Phi(\hat{z}_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\hat{z}_i} e^{-\frac{(\hat{z}_i)^2}{2}} d(\hat{z}_i)$ — значение функции Лапласа для $\hat{z}_i = (x_i - \bar{x})/s$ (здесь $x_i$, $\bar{x}$ — $i$-е и среднее значения случайной величины $x$; $s$ — ее среднеквадратическое отклонение); $n$ — объем выборки.

Критерий Колмогорова—Смирнова для выборок объемом $n$, меньшей 35 значений, имеет вид:

$$D_n\left(\sqrt{n} - 0{,}01 + \frac{0{,}85}{\sqrt{n}}\right) \leqslant \lambda_\alpha.$$

При выполнении этого неравенства нулевую гипотезу не отвергают, тогда критические значения [6]: $\lambda_{0,1} = 0{,}82$; $\lambda_{0,05} = 0{,}89$; $\lambda_{0,01} = 1{,}04$.

Проверка соответствия выборок предела прочности и предела текучести сталей 17ГС, 17Г1С нормальному закону распределения показала, что так как значения критерия Колмогорова—Смирнова соответственно равны 0,55398 и 1,0138, то с

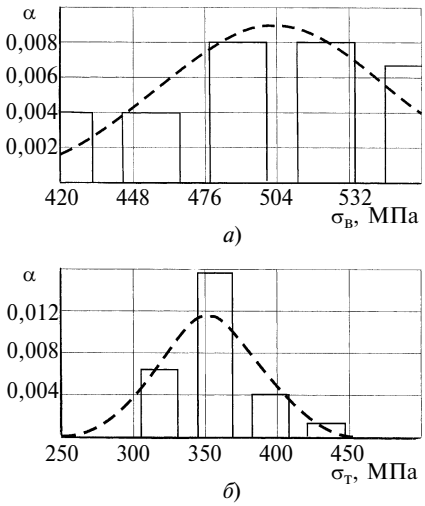



**Рис. 2. Гистограммы функций плотности распределения и функции плотности нормального распределения (штриховые линии) для сталей 17ГС и 17Г1С:**
*а* — предела прочности; *б* — предела текучести

уровнем значимости $\alpha = 0{,}01$ нулевая гипотеза не отвергается.

На рис. 2 показаны гистограммы функции плотности распределения указанных выше случайных величин и функции плотности нормального распределения.

Аналогичная проверка нормальности распределения предела прочности и предела текучести по экспериментальным данным для стали 14ХГС показала, что так как значения статистики критерия Колмогорова—Смирнова соответственно равны 0,93887 и 0,83096, то для этих данных гипотеза о соответствии нормальному закону распределения с уровнем значимости $\alpha = 0{,}01$ не отвергается.

Данные исследования позволяют при разработке методик оценки усталостной прочности труб и обосновании дальнейшей эксплуатации трубопроводов, а также материала других деталей, подвергавшихся в процессе эксплуатации воздействию циклических нагрузок, генерировать случайные величины (предел прочности и предел текучести) по нормальному закону распределения с характеристиками, установленными на основе выполненных экспериментов и анализа справочных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента / Пер. с англ. под ред. Э. К. Лецкого. М.: Машиностроение, 1981. 587 с.

2. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы сбора данных / Пер. с англ. под ред. Э. К. Лецкого. М.: Мир, 1980. 594 с.

3. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы обработки данных / Пер. с англ. под ред. Э. К. Лецкого. М.: Машиностроение, 1980. 610 с.

4. **Закс Ш.** Теория статистических выводов / Пер. с англ. М.: Мир, 1981. 608 с.

5. **Иванов А. С.** Взаимосвязь законов распределения пределов выносливости деталей и образцов разных размеров // Работоспособность и надежность деталей машин. Тр. МВТУ. М.: 1980. № 333. С. 36—50.

6. **Степнов М. Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

---

УДК 621.039.53:539.4

Л. В. СЕРГЕЕВА, канд. техн. наук (РНЦ "Курчатовский институт")

# Исследование процесса возможного разрушения трубопроводов ядерных энергетических установок вследствие их эрозионно-коррозионного утонения

Для определения напряженно-деформированного состояния трубопровода с участками эрозионно-коррозионного утонения разработана трехмерная конечно-элементная программа, в которой толщина оболочки задается в качестве исходных данных, что позволяет моделировать утонение любой формы.

On order to determine mode of deformation for a pipeline with areas of erosion-corrosion thinning, a 3D finite element program is developed, in which shell thickness is specified as initial data thus allows for modelling thinning of any form.

Эрозионно-коррозионные процессы в трубопроводах ядерных реакторов часто приводят к развитию в них трещинообразных дефектов. Инициаторами зарождения трещинообразных дефектов могут быть зоны эрозионно-коррозионного утонения, остаточные напряжения в области сварных швов и т. д.

Для трубопровода с участками эрозионно-коррозионного утонения определение напряженно-деформированного состояния (НДС) представляет собой сложную пространственную задачу, требующую компьютерного моделирования. Для этой цели лучше всего подходит трехмерная конечно-элементная программа, в которой за основу взяты элементы толстостенной оболочки [1]. В рамках этой программы толщина оболочки задается в качестве исходных данных, что позволяет моделировать утонение любой формы. Для исследования процесса разрушения в целом необходимо разработать ряд программных блоков расчета параметров разрушения (критического раскрытия, коэффициента интенсивности напряжений и $J$-интеграла).

Для линейно- и нелинейно-упругих тел в качестве параметра локального разрушения может быть использован поток энергии:

$$J = -\frac{\partial \Pi}{\partial F}\frac{\Delta \vec{l}}{|\Delta l|}, \qquad (1)$$

где П — потенциальная энергия тела с трещиной; $F$ — поверхность трещины; $\Delta\vec{l}$ — вектор приращения трещины.

Выражение для потенциальной энергии нелинейно-упругого тела можно записать в виде [2]:

$$\Pi = \int_V \overline{W}(\{x\}, \{q\})dV - \{q\}^{\mathrm{T}}\{p\},$$

где $W$ — потенциальная энергия деформации; $\{x\}$, $\{q\}$, $\{p\}$ — векторы-матрицы соответственно координат узлов конечно-элементной модели, узловых перемещений, силовой нагрузки, приведенной к узлам; $V$ — объем тела.

Изменяя конфигурацию трещины путем варьирования координат узлов, можно получить вариацию потенциальной энергии.

После преобразований выражения (1) было получено:

$$J = -\int_{V_0}\left(\{\sigma\}^{\mathrm{T}}\left[\frac{\partial B}{\partial l}\right]\{q\}\det J + \overline{W}\,\frac{\partial(\det J)}{\partial l}\right)dV_0,$$

где $\{\sigma\}$ — вектор-матрица напряжений; $[\partial B/\partial l]$ — матрица дифференцирования перемещений; $\det J$ — определитель матрицы Якоби; $V_0$ — объем элемента в локальных координатах, изменяющихся в пределах $[-1, 1]$.

На сегодняшний день наиболее универсальным параметром разрушения является $J$-интеграл по малому контуру вокруг вершины (фронта) трещины в трехмерном теле. Этот параметр успешно применяется для прогнозирования прочности тел с трещинами при упругом и упругопластическом деформировании, а также с учетом докритического роста трещины. На фронте трещины в трехмерном теле для случая трещины нормального отрыва $J$-интеграл имеет вид:

$$J = \frac{1}{\Delta}\lim_{\substack{\varepsilon/\Delta\to 0\\ \Delta\to 0}}\int_{F_\varepsilon}\left(Wn_1 - \sigma_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_1}n_j\right)dF, \qquad (2)$$

где $F_\varepsilon$ — поверхность малого цилиндра вокруг участка фронта трещины радиусом $\varepsilon$ и высотой $\Delta$; $W$ — плотность работы напряжений на механической части деформаций; $\sigma_{ij}$, $u_i$ — напряжения и перемещения в системе координат трещины; $n_j$ — компоненты внешней нормали к поверхности $F_\varepsilon$.

Определить компоненты энергетического интеграла по малой поверхности вокруг трещины трудно, так как нельзя гарантировать, что погрешность будет находиться в заданных пределах. Метод эквивалентного объемного интегрирования позволяет трансформировать поверхностный интеграл в объемный, причем объем интегрирования может быть произвольным.

После преобразования всех величин, в том числе координат, в координатную систему трещины участок фронта трещины принимает вид прямой. Рассмотрим сегмент фронта трещины и объем диска шириной $\Delta$ (рис. 1). На рис. 1 использованы обозначения: $V$ — объем диска; $V_\varepsilon$ — объем малого цилиндра; $F$ — цилиндрическая поверхность диска; $F_1$, $F_2$ — поверхности оснований диска; $F_c$ — поверхность трещины. Введем в объеме $(V - V_\varepsilon)$ функцию $s$, которая принимает нулевое значение на поверхностях $F$, $F_1$ и $F_2$.

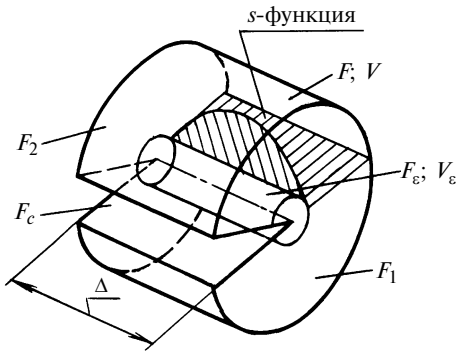



**Рис. 1**

Тогда выражение (2) можно представить в виде:

$$J = -\frac{1}{f}\int_{F_\varepsilon+F_c+F+F_1+F_2}\left(Wn_1 - \sigma_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_1}n_j\right)sdF,$$

где $f$ — площадь $s$-функции на поверхности $F_\varepsilon$ (здесь учтено, что на поверхностях $F$, $F_1$ и $F_2$ функция $s = 0$, а также то, что на поверхности $F_c$ $n_1 = 0$, $\sigma_{2i} = 0$, $\sigma_{i2} = 0$).

Переходя к объемному интегралу, получаем:

$$J = -\frac{1}{f}\int_{V-V_\varepsilon}\left(W\frac{\partial s}{\partial x_1} - \sigma_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_1}\frac{\partial s}{\partial x_j}\right)dV -$$

$$-\frac{1}{f}\int_{V-V_\varepsilon}\left(\frac{\partial W}{\partial x_k} - \sigma_{ij}\frac{\partial \varepsilon_{ij}}{\partial x_k}\right)sdV. \qquad (3)$$

При отсутствии неупругих деформаций второе слагаемое в формуле (3) тождественно равно нулю. Поэтому, задаваясь функцией $s$ в параметрическом виде, можно представить формулу (3) в виде: $J = R^L s^L$, где $R^L = -\frac{1}{f}\int_{V-V_\varepsilon}\left(W\frac{\partial N^L}{\partial x_1} - \sigma_{ij}\frac{\partial N^M}{\partial x_1}\frac{\partial N^L}{\partial x_j}u_i^M\right)dV$ (здесь $N^L$, $N^M$ — функции формы узлов конечных элементов с номерами $L$ и $M$ соответственно).

Рационально выбрать $s$-функцию линейной в радиальном направлении. Возможные варианты $s$-функции приведены на рис. 2, *а—в*. На рис. 2, *а* $s$-функция линейно меняется по фронту трещины. Площадь $s$-функции на ширине $\Delta$ малого цилиндра для вариантов, показанных на рис. 2, *а—в*, соответственно составляет: $f_a = \frac{1}{2}(\Delta_1 + \Delta_2)$; $f_б = \frac{1}{6}(\Delta_1 + \Delta_2)$; $f_в = \frac{2}{3}\Delta$.

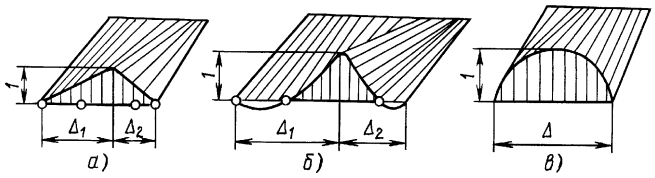



**Рис. 2**

| Глубина трещинообразного дефекта, мм | Толщина в зоне повреждения, мм | Остаточные напряжения, МПа | Коэффициент интенсивности напряжений | | | Скорость роста трещины, $10^{-7}$ мм/с | Время прохождения трещины насквозь, лет |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | $K_{I(1)}$ | $K_{I(2)}$ | $K_{I(3)}$ | | |
| 0,45 | 17,25 | 30 | 65,6 | 67,04 | 44,76 | 4,88 | 0,970 |
| 0,45 | 17,25 | 40 | 78,93 | 80,65 | 53,84 | 7,07 | 0,670 |
| 0,45 | 17,25 | 50 | 92,25 | 94,25 | 62,92 | 9,65 | 0,490 |
| 0,45 | 17,25 | 20 | 52,30 | 53,44 | 35,67 | 3,10 | 1,530 |
| 0,45 | 17,25 | 0 | 25,67 | 26,22 | 17,51 | 7,47 | 6,360 |
| 0,225 | 17,24 | 0 | 18,15 | 18,26 | 12,38 | 3,62 | 13,100 |
| 0,675 | 17,25 | 0 | 31,43 | 32,62 | 21,44 | 1,16 | 4,100 |
| 0,45 | 16,5 | 30 | 66,17 | 67,61 | 45,14 | 4,97 | 1,038 |
| 0,3 | 16,5 | 40 | 64,9 | 65,64 | 44,27 | 4,68 | 0,984 |
| 0,3 | 16,5 | 30 | 54,03 | 54,64 | 36,8 | 5,4 | 0,682 |
| 0,3 | 16,5 | 20 | 43,16 | 43,64 | 29,44 | 2,07 | 0,435 |
| 0,45 | 16,5 | 20 | 52,86 | 54,0 | 36,05 | 5,19 | 0,666 |

Представленный метод линейного объемного интегрирования является весьма мощным приемом численного определения энергетического интеграла, так как он полностью заменяет все известные варианты метода определения предполагаемого роста трещины и имеет вычислительные преимущества перед непосредственным расчетом $J$-интеграла по контуру или поверхности.

Кроме того, была разработана подпрограмма — критерий расчета коэффициента интенсивности напряжений, которая согласуется с основной базовой программой расчета НДС. С помощью этой программы рассчитаны коэффициенты интенсивности напряжений для трещинообразных дефектов, возникающих в околошовных зонах опускных трубопроводов РБМК-1000, и определено время прохождения указанных дефектов насквозь.

Для расчета скорости коррозионного растрескивания при статическом нагружении была использована формула из работы [3] $V = A\varepsilon^n$, где $A$ и $n$ — константы, зависящие от температуры и качества воды; $\varepsilon = 6{,}1 \cdot 10^{-14} K_I^4$. Здесь $K_I$ — коэффициент интенсивности напряжений, который может быть вычислен с помощью зависимостей [3]:

$$K_I = 1{,}12\sigma_t \sqrt{\pi l}; \qquad (4)$$

$$K_I = \sigma_t \sqrt{\pi l}\, \frac{1{,}11 + 5(l/2\delta)^4}{1 - l/(2\delta)}, \qquad (5)$$

где $\sigma_t$ — окружные напряжения в окрестности трещинообразного дефекта в трубе; $l$ — глубина трещинообразного дефекта; $\delta$ — толщина трубы в месте предполагаемого растрескивания.

Формула (4) соответствует коэффициенту интенсивности напряжений для разреза в полуплоскости, формула (5) — растяжению полосы с одним боковым разрезом.

Для неглубоких трещин можно воспользоваться еще и зависимостью, справедливой для случая однородного растяжения слоя с полукруглой краевой щелью [4]:

$$K_I = 2\sigma_t \sqrt{l/\pi}\,[1 + 0{,}2(2\theta/\pi)^2] \text{ при } 0 < l/\delta < 0{,}2, \qquad (6)$$

где $0 < \theta < \pi/2$.

С помощью программного комплекса [1] были выполнены расчеты для исследования возможного растрескивания опускных трубопроводов Ду300 АЭС с реакторами РБМК-1000. Опускные трубопроводы двух модификаций представляют собой трубы диаметром 300 мм, толщиной 15 мм, расположенные вертикально между барабанами-сепараторами и всасывающим коллектором. Трещиноподобные околошовные дефекты при переходе от шва к шву наиболее часто появляются примерно на одной линии или с некоторым постоянным сдвигом.

Предпринята попытка исследовать влияние ряда факторов на скорость роста трещины. В частности, учтено мнение авторов работы [3] о существенном влиянии остаточных напряжений, действующих в кольцевых швах, не подвергавшихся термообработке, на скорость роста трещины. В представленной таблице $K_{I(1)}$, $K_{I(2)}$, $K_{I(3)}$ — коэффициенты интенсивности напряжений, полученные по формулам (4)—(6).

Таким образом, разработаны методика и программа, позволяющие исследовать целостность трубопроводов, имеющих эрозионно-коррозионные утонения, в нормальных условиях эксплуатации, в условиях выхода на мощность и в условиях гидроиспытаний. Получены оценочные результаты для опускных трубопроводов РБМК.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Сергеева Л. В.** Трехмерная программа расчета напряженно-деформированного состояния оболочечных конструкций сложной пространственной геометрии // Атомная энергия. Т. 80. Вып. 2. 1996. С. 81—87.

2. **Никишин Г. П.** Программный комплекс для решения задач механики деформируемого твердого тела: Учеб. пособие. М.: МИФИ, 1988. С. 22—29.

3. **Оценка** влияния и значимости химических и механических факторов на коррозионное растрескивание трубопроводов Ду300 АЭС с реакторами РБМК-1000/В. Г. Крицкий, С. Л. Буторин, И. Г. Березина и др. // Тр. третьей междунар. конф. "Безопасность трубопроводов". Москва, 6—10 сент. 1999 г. М.: [Б. и.], 1999. Т. 2. С. 138—149.

4. **Черепанов Г. П.** Механика хрупкого разрушения. М.: Наука, 1974. С. 45—310.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

В. Ф. ШАТОХИН, канд. техн. наук (ОАО "Калужский турбинный завод")

# Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов

Обобщены предпосылки некоторых катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов. На основе анализа последствий разрушений различных турбоагрегатов рассмотрен предполагаемый сценарий развития аварии и предложены меры по предотвращению перерастания аварии в катастрофическую фазу. Выполнен краткий анализ известных алгоритмов и компьютерных программ для моделирования нестационарных колебаний роторов ТА.

Preconditions of some disasters resulted from turbo-units breakdown are generalized. Basing on the analysis of consequences of different turbo-units breakdowns, suppositional scenario of emergency progress is considered and precautions against development of emergency into disastrous phase are suggested. A brief analysis of known algorithms and software for turbo-unit rotors transient oscillations simulation is carried out.

Полностью исключить поломки вращающихся элементов валопровода турбоагрегата (ТА), опасность которых заключается в возможности дальнейшего развития аварии до полного разрушения агрегата, по различным причинам не представляется возможным. Аварии мощных установок с разрушением элементов ТА нередко сопровождаются катастрофическими последствиями. Поэтому требования к надежности их работы должны быть едиными для всех типов ТА.

Анализ ряда катастрофических аварий турбоагрегатов [1—8] показал, что начальные причины аварии могут быть различными. Переход аварии в катастрофическую фазу с разрушением валопровода ТА в нескольких сечениях, фундамента, перекрытий здания и возникновением пожара происходит, как правило, за короткий промежуток времени [2].

На рис. 1 показаны места разрывов валопровода ТА мощностью 300 МВт Новочеркасской ЭС (1968 г.).

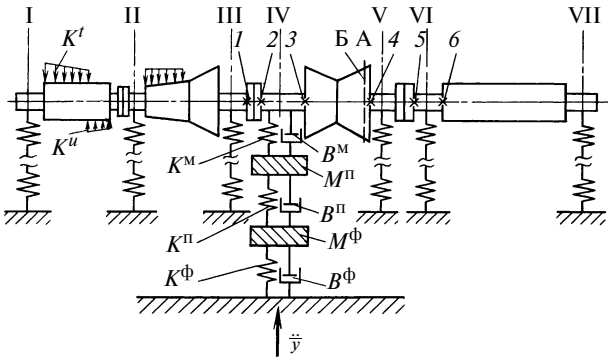



**Рис. 1. Схема разрушения ТА мощностью 300 МВт:**
*1—6* — места разрушений; *I—VII* — опоры; *А* — плоскость мгновенной разбалансировки (обрыва четырех лопаток РНД); *Б* — поверхность интенсивного задевания ротора о статор (обката); *К* — жесткость; *В* — демпфирование; *М* — масса. Индексы: м — масляный слой; п — подшипник; ф — фундамент; *t*, *u* — пара сил

Длина валопровода 30 м. Рассмотрим подробнее предполагаемое развитие событий:

во-первых, существовал эпицентр, от которого разрушение распространялось по валопроводу практически симметрично в обе стороны;

во-вторых, разрушение носило силовой характер с преимущественной деформацией кручения;

в-третьих, натиры на лопаточном диске четвертой ступени с явными признаками торможения позволяют сделать предположение, что началом разрушения валопровода стал контакт ротора со статором в этом сечении. Проскальзывание прецессирующего ротора при постоянном контакте со статором происходило с выработкой металла с одной стороны. При этом имело место уменьшение угловых скоростей и прецессии, а также приближение к резонансной зоне [14, 15], увеличение силы прижатия ротора к статору и переход аварии в катастрофическую фазу. В работах [2, 10] это явление получило название "асинхронный обкат".

На рис. 2 приведен спектр частот и показаны формы свободных колебаний валопровода ТА, рассчитанные с учетом динамических характеристик опор. Отдельные

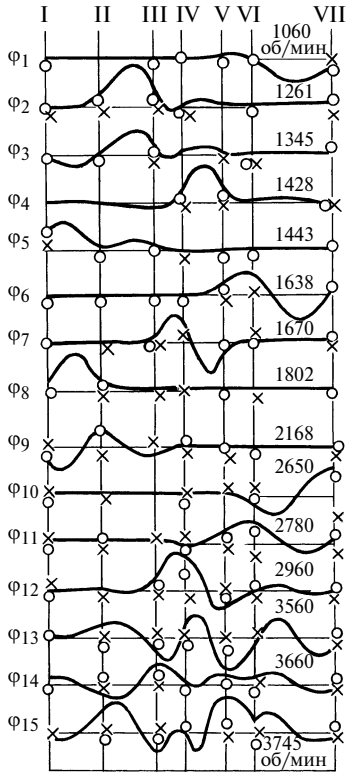



**Рис. 2. Спектр частот и форм колебаний валопровода (вертикальное направление колебаний):**
*I—VII* — опоры; ○ — смещение подшипника; × — смещение фундамента

формы колебаний отличаются значительными смещениями опор как колебательных систем со своими вибрационными характеристиками. Форма колебаний $\varphi_{12}$ = 49,3 Гц с пучностями в районе последних ступеней ротора низкого давления (РНД) близка по частоте к рабочей частоте вращения валопровода (50 Гц).

В 1969—1972 гг. в Англии и Японии произошли похожие крупные разрушения четырех мощных ТА [2, 6, 7] с разрывом валопроводов в нескольких сечениях. Разрушения ТА мощностью 600 МВт с валопроводом длиной 51 м произошли по шестнадцати сечениям.

Специалистам памятна авария с полным разрушением ТА мощностью 300 МВт на Каширской ЭС в 2002 г., когда только ротор турбины был разорван по восьми сечениям. Разрушения ротора турбины в нескольких сечениях по длине носили характер силового скручивания. Версия накопления усталостных повреждений в сечениях, по которым произошел разрыв, полностью исключается [1, 2, 4, 6, 7]. Специалистами был сделан вывод: началом развития катастрофической фазы стала усталостная трещина в зоне галтели ротора генератора около посадочного кольца под ступицу вентилятора [3].

Причиной аналогичного разрушения ТА на Новочеркасской ЭС [1] стал отрыв четырех лопаток ступени РНД, имевших усталостные трещины. На рис. 3 приведены изломы и разрушения в районе РНД валопровода ТА. На рис. 4 показаны повреждения лопаток и дисков. Чертеж выполнен сразу после аварии специалистами ЦКБ ЭНЕРГО (г. Харьков).

Жизненный цикл любого технического объекта включает в себя три фазы: создание, работа, ликвидация. В процессе создания и работы закладываются предпосылки к последующей фазе жизненного цикла — прекращению деятельности объекта. Относительно технического устройства предпосылками к ликвидации объекта являются накопленные повреждения, приводящие к аварии.

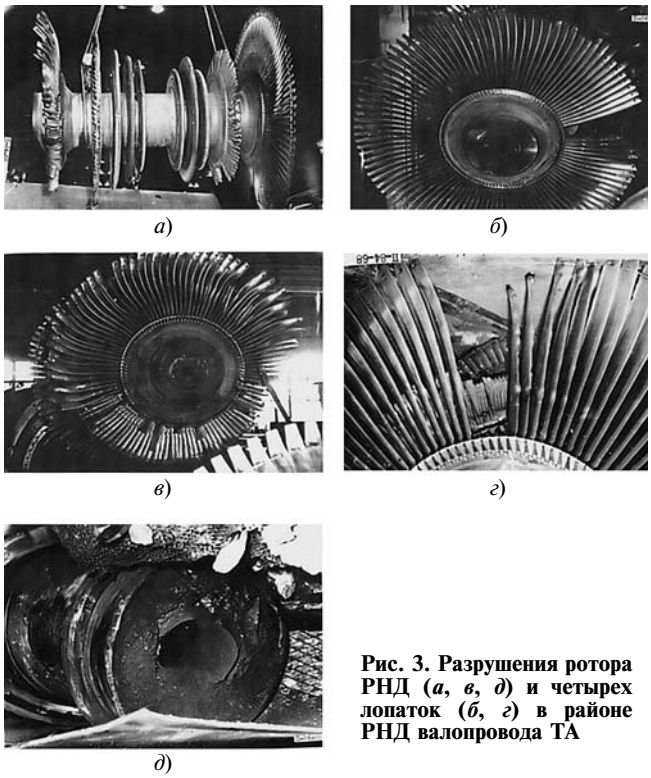



**Рис. 3. Разрушения ротора РНД (*а*, *в*, *д*) и четырех лопаток (*б*, *г*) в районе РНД валопровода ТА**

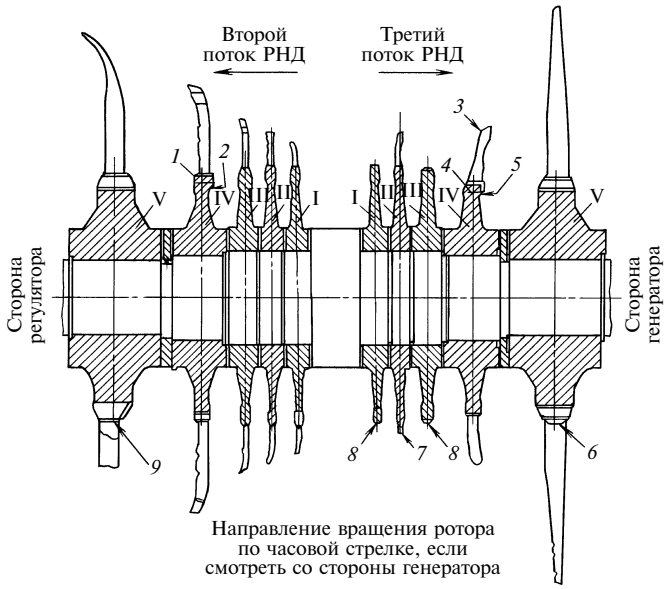



**Рис. 4. Разрушения и деформации лопаток, дисков РНД:**
*I—V* — ступени второго и третьего потоков РНД; *1* — торец обода диска сработан; *2* — лопатки сдвинуты в сторону генератора; *3* — лопатки погнуты и срезаны; *4* — торец обода диска сработан; *5* — лопатки сдвинуты в сторону генератора; *6* — четыре рядом стоящие лопатки сломаны по корневому сечению; *7* — срезаны 27 лопаток; *8* — срезаны все лопатки первой и третьей ступени третьего потока; *9* — смещены по корневому сечению 33 лопатки, а остальные смещены на разные расстояния от корневого сечения

Для предотвращения аварий выполняют плановые и профилактические ремонты с тщательной дефектоскопией ответственных деталей, проводят осмотры и мониторинг вибрационного состояния ТА. Однако этого оказывается недостаточно для предупреждения аварий и катастроф. Опасность же их увеличения в дальнейшем определяется выработкой ресурса энергетических машин. По оценкам специалистов выработка ресурса имеющихся сегодня ЭС составляет от 70 до 80 %. В связи с этим многократно увеличивается возможность аварийных ситуаций.

Атомная и тепловая энергетика традиционно относится к наиболее ответственным отраслям промышленности, а в сложившихся условиях внимание к увеличению надежности эксплуатируемого оборудования ЭС возрастает многократно. Поэтому систематический и жесткий контроль, соблюдение правил эксплуатации, мероприятия по своевременному выявлению дефектов (усталостных трещин лопаток, дисков, валов, недопустимых пластических деформаций теплонапряженных деталей ТА и др.), способствующих возможному возникновению ликвидационного процесса, остаются важнейшими задачами. Но без теоретического анализа таких нестационарных процессов в турбоагрегатах, как колебания после мгновенной разбалансировки, кинематического воздействия, короткого замыкания, несинхронного включения в сеть и т. п., невозможно ра-

зобраться в ситуации и выработать рекомендации по прекращению развития ликвидационного процесса и минимизации его последствий.

Действующие ТА не имеют средств для нейтрализации резко возрастающих нагрузок, предотвращения опасного развития аварии с перерастанием в катастрофическую фазу, прерывания ликвидационного процесса. Поэтому не исключено, что любая авария может перерасти в катастрофу. Если в условиях предельных нагрузок материалов деталей агрегатов не используется накопленный опыт, нарушаются технологии проектирования, изготовления или эксплуатации, то велика вероятность поломки основных вращающихся деталей, которая может стать началом развития ликвидационного процесса.

Важно еще и то, что используемые сегодня методы выявления дефектов имеют следующие недостатки:

низкая эффективность самих методов и средств контроля;

осуществляется контроль только поверхности деталей (оценить состояние глубинных слоев металла и сварных соединений невозможно);

доступ к зонам концентрации напряжений, являющимся основными источниками развития дефектов, как правило, затруднен;

традиционные методы неразрушающего контроля пока непригодны для контроля дефектов на ранней стадии развития.

Имеется еще ряд причин, затрудняющих выявление дефектов при плановых и профилактических ремонтах, что лишь подтверждает отсутствие иллюзий относительно послеремонтных гарантий. Как известно, катастрофическая авария на Каширской ЭС произошла через полторы недели после ремонта.

Силовой характер изломов в нескольких сечениях по длине валопровода трудно объяснить чистым торможением или заклиниванием ротора без привлечения гипотезы возникновения асинхронного обката, т. е. обката участков ротора по статору, и сопутствующего ему крутильного удара, когда энергия вращения ротора переходит в энергию разрушения.

Исследования результатов аварий позволяют представить следующую возможную картину перерастания аварии в катастрофическую фазу:

короткое замыкание (КЗ) в сети или в обмотке генератора, которому могут предшествовать несколько событий, вызывает нестационарные крутильные колебания валопровода, интенсивность которых зависит от близости значений резонансных частот крутильных колебаний к частоте и форме возбуждающих колебаний при КЗ;

нестационарные крутильные колебания валопровода приводят к поломке лопаток (или отрыву сектора диска), разрыву валопровода по сечению, ослабленному, например, из-за накопления усталостных трещин (изменений в структуре материала);

отрыв лопаток или сектора диска сопровождается мгновенной разбалансировкой [1, 16], что вызывает нестационарные изгибные колебания валопровода с возможной выборкой зазора между ротором и статором и контактом вращающегося ротора со статором.

Контакт ротора со статором возможен также при кинематических воздействиях на ТА, например при внешнем ударном импульсе или значительных амплитудах вынужденных колебаний ротора (вибрации), или увеличении амплитуд вибрации при нарушении динамической устойчивости движения от сил, действующих на ротор ТА.

Разрыв валопровода по какому-либо сечению, например по сечению с усталостной трещиной, в дальнейшем может сопровождаться контактом свободных концов вращающегося ротора со статором, что влечет за собой угрозу дальнейшего развития аварии.

При контакте вращающегося ротора со статором возможны два пути развития событий.

***Первый путь.*** Если при слабом прижатии ротора к статору условия скольжения и контакта ($V_р > 0$; $N > 0$) какое-то время сохраняются, то возникает режим синхронного обката, когда ротор прижат к статору все время одной стороной из-за прецессии и просто тормозится (угловая скорость ротора уменьшается, а скорость прецессии после нескольких колебаний из-за первоначального контакта стремится к значению угловой скорости). Этот режим достаточно нестабилен и легко прерывается, когда нарушается условие $N > 0$ [2, 11, 13] при уменьшении возбуждения ротора по какой-либо причине (например, при выходе из резонансной зоны вследствие торможения). После нескольких соударений и отскоков контакт нарушается полностью и имеет место переход нестационарного процесса в режим стационарных вынужденных колебаний от дисбаланса. Показателем такого рода контакта являются натиры бандажей ступеней и повреждения уплотнений ротора между рабочими ступенями по дуге менее 180°.

***Второй путь***. При прижатии ротора к статору значительной силой ($N \gg 0$) и при большой силе трения ($T$) нет проскальзывания в месте контакта ($V_р = 0$), точка $P$ контакта становится мгновенным центром скоростей (МЦС) (рис. 5). Начинается режим обката ротора по статору, при этом угловая скорость обката $|\Omega_{об}| = \sim|(R/\Delta)\omega|$, где $R$ — радиус вала; $\Delta$ — радиальный зазор; $\omega$ — угловая скорость ротора в момент начала обката. Рассмотрим подробнее кинематику процесса обката для упрощенной модели ротора.

Причины аварий могут быть различными. Сам же процесс ликвидации, по-видимому, имеет общий ха-

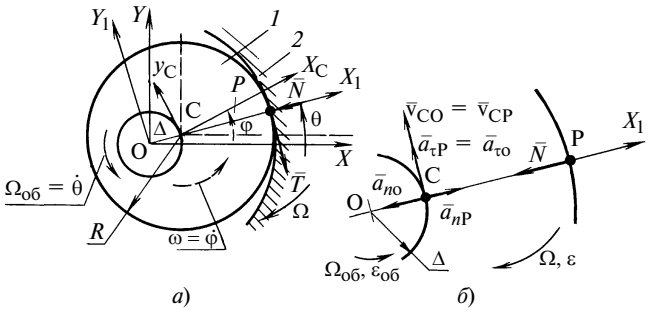



**Рис. 5. Схема контакта при обкате ротора по статору:**
*а* — система координат; *б* — кинематическая схема обката; *1* — ротор; *2* — статор

рактер, так как приводит к похожим результатам. Огромная энергия вращающегося вала в короткий промежуток времени переходит в энергию разрушения. Происходит резкое изменение скорости, что является основной характеристикой ударного процесса.

В момент контакта движение ротора в любом поперечном сечении можно представить как плоское: вращение ротора вокруг собственной оси (относительное движение) и вращение ротора вокруг центра расточки статора (переносное движение). В начальный момент контакта ротор тормозится силой трения в месте контакта. Угловая скорость ротора меняет знак и может достигнуть значения до $-3/2\omega$. Это соответствует первому крутильному удару.

Ротор закручивается, так как соседние участки (слева и справа) имеют угловое ускорение (вследствие упругости вала) того же знака, но значительно меньшего значения и обгоняют участок вала, где произошел контакт. Доли секунды с момента начала развития асинхронного обката ротор "приседает" — участок ротора в месте контакта тормозится, но в последующий момент угловое ускорение этого участка возрастает в сотни раз пропорционально отношению $R/\Delta$ из-за резкого возрастания кинетического момента, определяемого ростом силы $T$.

Направление закрутки участка вала в месте контакта меняется на противоположное при практически мгновенном возрастании угловой скорости обката и центробежной силы. Происходит новый крутильный удар по ослабленным сечениям. Возрастающая угловая скорость обката приводит к резкому увеличению центробежных сил и скручиванию валопровода в соседних с местом обката сечениях.

Затем разбалансировка и асинхронный обкат распространяются по цепочке в обе стороны от первоначального места обката (эпицентра) по валопроводу, что приводит к разрушениям в нескольких сечениях. Энергия вращения вала переходит в развитие процесса асинхронного обката, который необратим в случае "жесткого" контакта статора с вращающимся ротором.

Таким образом, ликвидационный процесс представляет собой специфический процесс самовозбуждающихся колебаний. Возникновение силы трения значительной величины обуславливает начало обката, угловая скорость которого резко возрастает из-за увеличения центробежной силы и силы $N$ прижатия ротора к статору. Кинетическая энергия участка ротора в месте контакта быстро нарастает. Характер движения ротора зависит от величины коэффициента трения и силы $N$, но, по-видимому, не только от этого.

Существенное значение имеет податливость статора в месте контакта. Если она достаточно велика, то точка $P$ (см. рис. 5) перестает быть мгновенным центром скоростей. Она перемещается уже не по круговой траектории расточки статора, а по более сложной кривой, к которой понятие МЦС неприменимо. Возможность нарушения контакта ротора со статором будет определяться деформацией (перемещением) статора в точке контакта, например вследствие податливости элементов крепления статора к фундаменту. Это может быть предусмотрено конструкцией ТА.

При наличии податливых элементов (например, амортизированной рамы с демпферными устройствами) нарушению контакта будет способствовать движение статора с амортизированной рамой. Увеличение демпфирования в статорных элементах путем введения специальных устройств поглощения энергии в систему амортизации при ударных процессах будет играть положительную роль. Потери энергии в специальных элементах статора в процессе ударного деформирования могут свести асинхронный обкат к синхронному обкату с последующим разрывом контакта. Неменьшее значение имеет и податливость ротора в месте контакта.

Оснащение ТА современными средствами вибромониторинга и применение методов неразрушающего контроля не решают проблему предотвращения катастрофического развития аварии. К тому же на этапе проектирования, пока не исследуется реакция ТА на стационарные и нестационарные воздействия, чаще всего ограничиваются лишь определением спектра частот колебаний валопровода на опорах. Поэтому система предотвращения катастроф должна учитывать как требования проектирования, так и особенности эксплуатации и диагностики ТА.

Аварийные ситуации не всегда заканчиваются катастрофическими последствиями (ликвидационный процесс развивается не всегда). Они могут ограничиться лишь повреждениями с сохранением относительной целостности ТА и здания. Для исключения развития процесса ликвидации необходимо наличие определенных условий:

отстройка от ближайших к рабочей частоте вращения резонансов (крутильных и изгибных колебаний);

увеличенные зазоры между корпусом и ротором;

неопасная форма и величина приобретенного дисбаланса;

недостаточное усилие со стороны ротора на статор, когда перемещения ротора сопровождаются частичным контактом со статором (синхронный обкат ротора по статору).

При выбеге ротора вышеперечисленные условия дополняются необходимостью обеспечения быстрого перехода через резонансные зоны, что определяется демпфированием в элементах ТА.

Но возможность катастрофического развития аварии, к сожалению, присутствует всегда. Как же уменьшить последствия начавшегося процесса обката, ограничить его хотя бы синхронным обкатом и таким образом исключить полное разрушение ТА с возможными негативными последствиями для экологии и большими материальными потерями?

В таблице приведены основные условия, так или иначе влияющие на развитие режима асинхронного обката (РАО), способствующего ликвидационному процессу.

На рис. 6 показана схема предлагаемой системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА). Элементы данной системы, составляющие левую часть схемы, необходимо неукоснительно соблюдать. Правая же часть

| Условия, способствующие развитию РАО | Условия, препятствующие развитию РАО |
|---|---|
| Жесткие конструкции статора в месте контакта, обеспечивающие экономичную, но опасную (круговую) траекторию обката с радиусом, равным зазору между ротором и статором (потери энергии в ударном процессе при этом незначительные) | Отстройка резонансных зон (изгибных и крутильных колебаний) системы "ротор—статор" от оборотной и двойной оборотной частоты вращения ротора с наибольшим запасом (для гибкого ротора резонансная зона, ближайшая при выбеге к рабочей частоте вращения, должна быть отстроена с максимальным запасом) |
| Большая изгибная жесткость ротора в месте контакта (опасными местами контакта считаются пучности формы колебаний, т. е. места максимальных динамических прогибов валопровода ТА при вынужденных колебаниях на рабочих, а для гибких роторов на резонансных оборотах) | Уменьшение концентраторов напряжений на переходах между жесткими и менее жесткими участками валопровода |
| Уменьшенные зазоры между вращающимся ротором и неподвижными частями турбины | Снижение до минимума перегрузок, связанных с КЗ, несинхронными включениями в сеть, колебаниями в системах, включающих ТА и линии электропередач высокого напряжения |
| Большое значение коэффициента сухого трения в возможных местах контакта | Увеличение зазоров между жесткими элементами статора и ротора |
| Нарушение правил эксплуатации | Снижение коэффициента трения статорных элементов ТА в области пучностей форм колебаний (максимальных прогибов) ротора, например за счет графитовых вставок, особенно в местах относительно жестких участков статора |
| Нестандартные ситуации, связанные с колебаниями в электросети, несинхронными включениями и т. п. | Установка рамы с корпусными конструкциями ТА или его элементов на амортизаторы или ограничители перемещений с увеличенными потерями энергии, обеспечивающими ограничение перемещений ТА по трем направлениям при нестационарных колебаниях |

схемы — "Моделирование развития возможной аварии..." — должна получить дальнейшее развитие.

Какие же возможности имеют проектировщики для моделирования процессов нестационарных колебаний? В работах [2, 14—18] изложены алгоритмы поперечных колебаний роторов ТА, которые могут лечь в основу разработок компьютерных программ для анализа нестационарных процессов. Дополнением к этим разработкам являются алгоритмы и программы [21—25], позволяющие при соответствующей доработке исследовать нестационарные процессы при продольных и поперечных колебаниях роторов как твердых тел, связанных

**Рис. 6. Схема системы предотвращения катастроф агрегатов**

гибкими муфтами, в случае установки ТА или его элементов на амортизированной раме. СПКА (как один из вариантов) может быть разработана на основе элементов (амортизаторов, демпферов, ограничителей перемещений) противоударной защиты ТА специального назначения. Эксплуатация отечественных амортизаторов и демпферных устройств показала их надежность и работоспособность. Ударные и вибрационные характеристики этих элементов определялись в исследовательских центрах и на предприятиях-изготовителях.

Для оценки действующих сил и возникающих ускорений при обкате ротора по статору рассмотрим упрощенную модель системы "ротор—статор" (см. рис. 5). Статор считается абсолютно жестким. Ротор представляет собой безынерционный гибкий вал с диском массой $m$, вращающийся с угловой скоростью при прямой синхронной прецессии. Радиальный зазор $\Delta$ между ротором и статором мал по сравнению с радиусом $R$ ротора. Нагрузка от массы вала мала по сравнению с действующими силами, поэтому не учитывается. Ротор идеально отбалансирован, импульс силы всегда пересекает ось, проходящую через точку контакта ($P$). При контакте ротора сила прижатия достаточна для начала процесса обката без проскальзывания.

Используем следующие системы координат: $XOY$ — неподвижная система координат (точка $O$ — центр расточки статора); $X_C CY_C$ — подвижная система координат, связанная с геометрическим центром ротора и вращающаяся вместе с ротором (относительное движение); $X_1 OY_1$ — подвижная система координат, вращающаяся вокруг точки $O$ (переносное движение).

*Обозначения*: $\omega$ — угловая скорость ротора до контакта; $\Omega$, $\varepsilon$ — соответственно угловая скорость и угловое ускорение вокруг точки $P$ (при отсутствии проскальзывания); $\Omega_{об}$, $\varepsilon_{об}$ — соответственно угловая скорость и угловое ускорение обката (в переносном движении) центра инерции (точка $C$) вокруг точки $O$; $\dot{\varphi} = \omega$; $\dot{\theta} = \Omega_{об}$; $N$ — нормальная реакция статора; $T = fN$ — сила трения между статором и ротором при отсутствии проскальзывания. Вращение против часовой стрелки принято за положительное направление.

Сумма моментов $\Sigma M_P(S_t^e)$ внешних ударных импульсов относительно оси, проходящей через точку $P$, в любом положении точки $P$ на расточке статора равна нулю (ударный импульс $S_P$ пересекает эту ось). Тогда на основании теоремы об изменении кинетического момента механической системы

$$dL/dt = \Sigma M_P(S_t^e) = 0. \qquad (1)$$

Кинетический момент относительно оси, проходящей через точку $P$ вдоль образующей цилиндра в момент начала контакта, рассчитывается по формуле

$$L_{1P} = (I + mR^2)\omega + mV_{CO}R,$$

где $I = 1/2mR^2$ — момент инерции массы диска; $V_{CO} = \omega\Delta$ — скорость точки $C$ при движении вокруг центра расточки статора. Непосредственно в момент начала контакта ротор проскальзывает, тогда

$$L_{1P} = 3/2mR^2\omega + m\omega\Delta R. \qquad (2)$$

После выхода на обкат момент рассчитывается по формуле

$$L_{2P} = -mV_{CP}R = -mR^2\Omega, \qquad (3)$$

здесь знак минус учитывает движение вокруг точки $P$ (МЦС) по часовой стрелке.

Подставив в уравнение $L_{1P} - L_{2P} = 0$ выражения (2) и (3) и пренебрегая вторым слагаемым выражения (2), получим:

$$mR^2\Omega - 3/2mR^2\omega = 0. \qquad (4)$$

Тогда

$$\Omega = -3/2\omega. \qquad (5)$$

Угловая скорость ротора практически мгновенно меняет направление на обратное, что соответствует первому крутильному удару.

Скорость точки $C$ во вращательном движении вокруг точки $P$ $V_{CP} = \Omega R$. Учитывая, что $V_{CO} = V_{CP}$, $\Omega_{об}\Delta = -\Omega R$, и подставив значение $\Omega$ (5), получим:

$$\Omega_{об} = 3\omega R/2\Delta. \qquad (6)$$

Переносное движение ($\Omega_{об}$) возрастает в $\sim R/\Delta$ раз, сохраняя направление прямой прецессии. Выход ротора на обкат происходит за короткий промежуток времени $\Delta t$. В работе [2] $\Delta t$ определяется временем одного оборота ротора. Это соответствует второму крутильному удару.

Кинематические характеристики ротора в относительном движении определяются нормальным ($a_{nP}$) и касательным ($a_{\tau P}$) ускорениями во вращательном движении вокруг точки $P$:

$$a_{nP} = \Omega^2 R; \quad a_{\tau P} = \varepsilon R,$$

здесь $\varepsilon = \Delta\Omega/\Delta t = (-3/2\omega - \omega)/\Delta t = -5\omega/(2\Delta t)$ — угловое ускорение при движении вокруг точки $P$.

Так как $\bar{a}_{\tau P} = \bar{a}_{\tau o}$, где $\bar{a}_{\tau o}$ — тангенциальное ускорение обката, то $|\varepsilon R| = |\varepsilon_{об}\Delta|$, где $\varepsilon_{об}$ — угловое ускорение обката.

Тогда кинематические характеристики ротора в переносном движении с учетом положения точек $O$ и $P$ (полюсов вращения) имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &-\varepsilon R = \varepsilon_{об}\Delta; \\ &\varepsilon_{об} = \varepsilon R/\Delta = 5\omega R/(2\Delta t\Delta). \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Нормальное и тангенциальное угловые ускорения обката:

$$a_{n\text{о}} = -\Omega_{\text{об}}^2 \Delta;$$
$$a_{\tau\text{о}} = \varepsilon_{\text{об}} \Delta.$$

Величина нормального ускорения центра масс (точка $C$) ротора, определяющая силу прижатия ротора к статору при обкате, находится по формуле

$$a_{n\text{о}} = -\Omega_{\text{об}}^2 \Delta = 9\omega^2 R^2/(4\Delta).$$

Знаки соответствуют принятым положительным направлениям оси $X_1$.

## Пример

Дано: $\Delta t = 2$ с; $R = 0{,}2$ м; $\Delta = 0{,}002$ м; $n = 3000$ об/мин; $g = 9{,}81$ м/с$^2$.

Найдем угловое ускорение обката из второго выражения формулы (7): $\varepsilon_{\text{об}} = 250\omega$ рад/с.

Так как $\omega = \pi n/30$, то $\varepsilon_{\text{об}} = 7{,}8 \cdot 10^4$ рад/с$^2$.

Тогда $\Omega_{\text{об}} = \varepsilon_{\text{об}} \Delta t = 7{,}8 \cdot 10^4 \cdot 2 = 15{,}6 \cdot 10^4$ рад/с.

Следовательно, число оборотов при обкате $n_{\text{об}} = 30\Omega_{\text{об}}/\pi = 15 \cdot 10^5$ об/мин. Таким образом, число оборотов при обкате через 2 с в 500 раз превышает число оборотов в начале контакта.

Усилие, действующее на статор при обкате, рассчитывается по формуле

$$R_{\text{об}} = m a_{n\text{о}} = 9m\omega^2 R^2/4\Delta = m4{,}4 \cdot 10^6.$$

Оно превышает усилие от массы ротора в $R_{\text{об}}/G$ раз: $k_1 = R_{\text{об}}/G = m4{,}4 \cdot 10^6/(mg) = 44 \cdot 10^4$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Щегляев А. В., Костюк А. Г.** Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора // Теплоэнергетика. 1969. № 8. С. 5—10.

2. **Позняк Э. Л.** Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // Машиноведение. 1987. № 5. С. 66—74.

3. **Разрушение** турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И. Ш. Загретдинов, А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, П. Р. Должанский // Теплоэнергетика. 2004. № 5. С. 5—15.

4. **Комаров В. А.** Безопасность, надежность, повреждаемость, вибросостояние и диагностика оборудования ТЭС // Сб. докл. "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций". М.: ВТИ, 2003. С. 31—38.

5. **Комаров В. А.** Крупные разрушения оборудования, повреждения лопаточного аппарата и нарушения нормального вибросостояния турбоагрегатов ТЭС. Мероприятия по повышению надежности // Сб. докл. "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций". М.: ВТИ, 2003. С. 39—46.

6. **Kalderon D.** Steam turbine failure an Hinkley Point "A" // Proc. IME. 1972. V. 186. N. 31. P. 341—377.

7. **Hoppman H.** Grossschaden an Dampfturbinen // Maschinenschaden. 1973. V. 46. N l. S. 1—6.

8. **Шатохин В. Ф., Циммерман С. Д.** Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Ч. 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи / Сб. докл. X Международного конгресса двигателестроителей "Авиационно-космическая техника и технологии". ISSN 1727—7337. 2005. 10/26. С. 19—31.

9. **Розенблюм В. И., Олимпиев В. И.** Прочность валов турбомашин при внезапных аварийных разбалансировках // Энергомашиностроение. 1974. № 1. С. 1—3.

10. **Олимпиев В. И.** Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору // Машиноведение. 1976. № 1. С. 52—56.

11. **Банах Л. Я.** Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипниках с зазором // Машиноведение. 1965. № 1. С. 70—77.

12. **Артоболевский И. И., Костицин В. Т., Раевский Н. П.** Об одном состоянии вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором // Машиноведение. 1949. № 2. С. 168—173.

13. **Об обкате** ротора по жесткому подшипнику / Г. Г. Денисов, Ю. И. Неймарк, В. М. Сандалов, Ю. В. Цветков // Механика твердого тела. 1973. № 6. С. 4—13.

14. **Костюк А. Г., Шатохин В. Ф.** Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода // Теплоэнергетика. 1971. № 12. С. 79—82.

15. **Шатохин В. Ф.** Расчетное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте // Канд. дисс. М.: МЭИ, 1972.

16. **Костюк А. Г., Шатохин В. Ф.** Расчет переходных колебаний валопровода при внезапной разбалансировке // Сб. МЭИ. 1972. № 99. С. 120—128.

17. **Шатохин В. Ф.** Нестационарные колебания системы ротор-опоры при сотрясении основания // Машиноведение. 1989. № 2. С. 78—83.

18. **Шатохин В. Ф., Лобанов Е. В.** Метод расчета нестационарных колебаний системы валопровод—статор—фундамент (ВСФ) // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах: Сб. докл. III Всесоюз. симпоз. "Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты". М.: Наука, 1977. С. 303—311.

19. **Dietz H.** Bautechnische Lagerangsprobleme in Warmerkraftwerken // "MittVGB", 1971. N. 6. C. 466—471.

20. **Bjorklund H., Johansson K. E., Liss & G.** ASEA (Sweden) Damping of subsynchronous oscillations in systems containing turbine generators and HVDS links // International Conference on Large High Voltage Electric Systems, 1980.

21. **Метод** расчета сложных амортизированных систем на ударные воздействия / В. В. Болотин, В. И. Кирюхин, Е. Б. Карпин и др. / Вопросы кораблестроения. Сер. "Корабельные энергетические установки". Л.: ЦНИИ "РУМБ", 1976. Вып. 2. С. 99—107.

22. **Расчет** сложных амортизированных систем / Е. Б. Карпин, Г. В. Мишенков, Ю. П. Самсонов, В. Ф. Шатохин // Сб. "Вопросы кораблестроения". Сер. "Корабельные энергетические установки". Л.: ЦНИИ "РУМБ", 1984. Вып. 23. С. 78—84.

23. **Исследование** нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с демпферными устройствами во втором каскаде / В. И. Кирюхин, А. В. Кирюхин, В. Ф. Шатохин, Е. А. Циклин // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 13—16.

24. **Шатохин В. Ф., Циклин Е. А.** Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с металлическими ограничителями перемещений во втором каскаде // Вестник машиностроения. 2001. № 12. С. 6—11.

25. **Шатохин В. Ф.** Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном кинематическом воздействии // Вестник машиностроения. 2005. № 2. С. 26—30.

УДК 621.873

В. Ю. САПЬЯНОВ (БИТТУ СГТУ, г. Балаково)

# Анализ влияния предварительной деформации элементов на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции крана К2×100

Определяется зависимость между величиной предварительной деформации элементов и максимальными напряжениями в металлоконструкции крана К2×100. Приводятся результаты исследований и рекомендации по изменению схемы металлоконструкции данного крана.

Dependence between the element pre-deformation values and maximal tension in metal constructions of the K2×100 crane are determined. Research results and recommendations on changes in the diagram of the crane metalware structure are given.

Развитие конструкций тяжелых козловых кранов идет по пути увеличения их грузоподъемности, высоты подъема груза и пролета. В то же время перед крановстроителями встают проблемы повышения жесткости металлоконструкций и рационального снижения массы элементов. Все это привело к созданию достаточно большого числа различных схем металлоконструкций [1], усложнение которых говорит о большом внимании конструкторов к выбору схемы.

Основными элементами, позволяющими увеличить жесткость металлоконструкции и снизить ее металлоемкость, являются подкосы, превращающие схему крана в статически неопределимую, но в то же время позволяющие более рационально распределить нагрузку между элементами.

Одними из наиболее нагруженных узлов тяжелого козлового крана являются узлы соединения стоек опор с пролетным строением и нижним ригелем [2, 3]. В первую очередь это связано со значительной длиной стоек и воздействием изгибающего момента со стороны пролетного строения и нагрузки от перекоса крана со стороны механизма передвижения, находящегося на нижнем ригеле. Таким образом, стойку опоры можно рассматривать как внецентренно сжатый стержень, а следовательно, возникает необходимость более рационального распределения нагрузки между элементами.

Рассмотрим схему металлоконструкции крана К2×100, установленного на Балаковской АЭС (рис. 1), которая представляет собой сложную пространственную стержневую систему и состоит из однобалочного двухконсольного моста *1*, жестко соединенного с одностоечными опорами *2*. Для увеличения устойчивости крана применены нижние ригели *7*. Боковые подкосы *3*, шарнирно соединяющие консоли моста с опорами, повышают жесткость схемы. Главные подкосы *4* и вспомогательные малые подкосы *5* и *6*, шарнирно соединяющие опоры крана с нижними ригелями, увеличивают жесткость металлоконструкции и частично разгружают опоры крана.

Кран выполнен по схеме с консольной тележкой, что приводит к нагружению пролетного строения крутящим моментом, но в то же время снижает динамические нагрузки переходных процессов. Основной груз поднимается двумя грузовыми тележками, соединенными траверсой длиной 20 м. Это положительно влияет на напряженно-деформированное состояние (НДС) металлоконструкции, снижая нагрузки, а значит, позволяет снизить и металлоемкость.

В рассмотренной конструкции основными элементами, позволяющими разгрузить пролетное строение и стойки опор, являются боковые подкосы *3*. Для снижения напряжений в пролетном строении и стойках опор предлагается нагрузить боковой подкос предварительной деформацией и исследовать НДС всей металлоконструкции и отдельных ее элементов.

При создании конечно-элементной схемы были приняты допущения:

элементы металлоконструкции аппроксимировались стержнями с сечениями, соответствующими истинным;

влияние жесткости главных балансиров учитывалось путем размещения опор на упругом основании с жесткостью, соответствующей жесткости балансира, величина которой была установлена при предыдущих исследованиях;

перекос крана моделировался путем перемещения узлов одной из опор на 200 мм;

вектор веса груза размещался в середине пролетного строения [2, 3], что соответствует максимальным нагрузкам на элементы металлоконструкции.

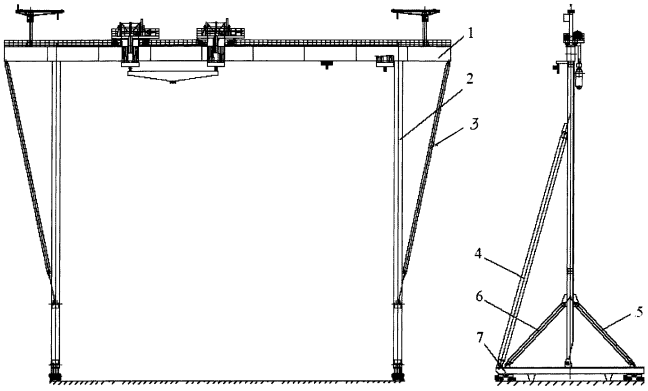



**Рис. 1**

В ходе исследований, проведенных на кафедре ПСМ БИТТУ СГТУ с помощью комплекса АРМ WinMachie, реализующего метод конечных элементов (МКЭ), удалось установить влияние предварительной деформации бокового подкоса на НДС металлоконструкции крана К2×100. Графики, показывающие связь между усилием $F_д$ предварительной деформации и максимальным напряжением $\sigma_{max}$ для стойки опоры и пролетного строения, показаны на рис. 2. Данные зависимости отражают то, что при $F_д < 1000$ Н определяющими для всей конструкции являются напряжения в пролетном строении, а при $F_д > 1000$ Н — напряжения в стойке опоры. Кроме того, при имеющихся параметрах схемы металлоконструкции предварительной деформацией бокового подкоса можно добиться снижения максимальных эквивалентных напряжений на 1,3 %. Эту величину нельзя считать сколько-нибудь значимой.

Для дальнейшего анализа влияния предварительной деформации бокового подкоса на НДС металлоконструкции крана было принято решение изменить положение точки соединения бокового подкоса со стойкой опоры и для каждой новой точки исследовать влияние предварительной деформации. Результаты данных исследований при различных расстояниях $l$ от верха нижнего ригеля до узла соединения бокового подкоса со стойкой опоры приведены на рис. 3. Анализ данных зависимостей показал, что, изменяя расстояние $l$ и применив предварительную деформацию бокового подкоса, можно добиться снижения максимальных напряжений в металлоконструкции на 11,8 % по сравнению с базовой схемой, причем влияние только предварительной деформации позволяет снизить напряжения на 7,5 %. Таких же результатов позволяет добиться схема с расположением узла соединения бокового подкоса и стойки опоры на расстоянии 4 м от верха нижнего ригеля.

В ходе исследований также удалось установить, что при расположении узла соединения бокового подкоса и стойки опоры ниже узла соединения вспомогательных подкосов и стойки опоры во всем спектре рассматриваемых сил предварительной деформации определяющими для металлоконструкции крана являются напряжения, возникающие в пролетном строении, т. е. при данных параметрах схемы металлоконструкции удается несколько разгрузить стойку опоры.

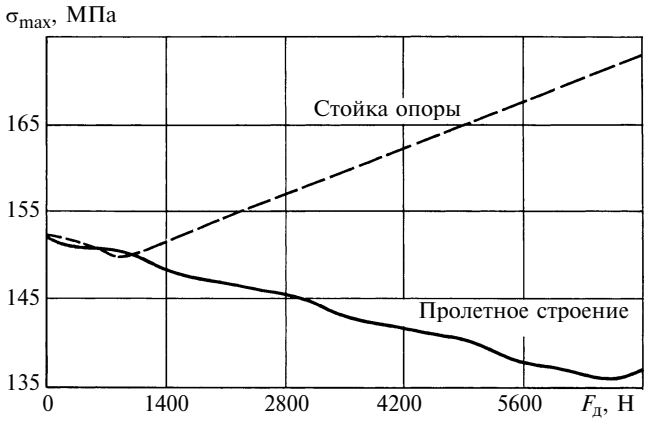



**Рис. 2**

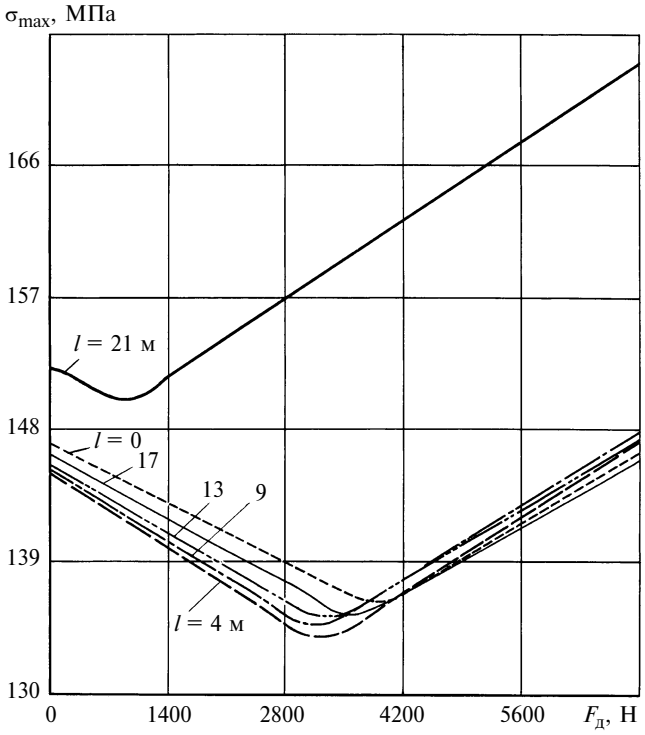



**Рис. 3**

Таким образом, установлено, что с помощью введения и изменения силы предварительной деформации бокового подкоса и положения узла соединения бокового подкоса со стойкой опоры можно снизить максимальные напряжения в элементах металлоконструкции крана К2×100 на 11,8 %, что может привести к снижению металлоемкости путем оптимизации параметров поперечных сечений элементов металлоконструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кобзев А. П.** Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов. Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1991. 160 с.

2. **Кобзев А. П., Сапьянов В. Ю.** Анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкции козлового крана грузоподъемностью 380 тс. // Изв. ТулГУ. Сер. "Подъемно-транспортные машины и оборудование". Вып. 6. Тула: Изд-во ТулГУ, 2005. 252 с.

3. **Сапьянов В. Ю.** Анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкции козлового крана К-400 // Проблемы прочности и надежности строительных и машиностроительных конструкций. Межвуз. сб. науч. тр. Саратов: Изд-во СГТУ, 2005. 391 с.

УДК 629.113:539.538

А. С. ГРЕБЕННИКОВ, д-р техн. наук, С. А. ГРЕБЕННИКОВ, канд. техн. наук, А. В. КОНОВАЛОВ
(Саратовский ГТУ)

# Зависимость ресурса агрегата автомобиля от неравномерности исходных зазоров в одноименных сопряжениях

Анализируются причины неравномерного изменения технического состояния одноименных элементов в агрегатах автомобиля и их влияние на ресурс агрегата. Приводятся результаты экспериментальных исследований и аналитические зависимости неравномерности изнашивания одноименных элементов и ресурса агрегатов, механизмов и систем автомобиля от исходной неравномерности их структурных параметров.

Reasons for technical condition non-uniform changes of similar elements in car units and influence of these changes on the hardware working life are analyzed. Pilot research results and analytical dependences of similar elements and units life, of car mechanisms and systems wear non-uniformity on the initial non-uniformity of their structural parameters covered.

Автомобиль — сложная динамическая система последовательно и параллельно соединенных механизмов и агрегатов. В состав многих из них входят детали и узлы, идентичные по конструкции и названию. Так, например, в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) такими элементами являются детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ), кривошипно-шатунного механизма (КШМ), механизмы газораспределения (ГРМ), топливной аппаратуры, системы зажигания; в трансмиссии одноименными элементами являются нажимные пружины, диски сцепления, подшипники, шлицевые и зубчатые зацепления, карданные шарниры; в тормозной системе — тормозные накладки, цилиндры, диски, барабаны; в ходовой части — амортизаторы, рессоры, пружины, шаровые опоры, шарниры, подшипники ступиц колес, шины. Всего в автомобиле свыше 100 наименований сборочных единиц различной сложности, из них около 20 определяют его надежность, топливную экономичность и экологическую безопасность.

В одноименных сопряжениях и агрегатах автомобилей одной модели при одинаковой наработке нередко отмечается существенная разница в значениях показателей их изнашивания (табл. 1). Значения коэффициента вариации $V$ износа одноименных элементов двигателей КамАЗ-740 автомобилей КамАЗ-5410 после пробега 120 тыс. км находятся в пределах 0,15÷0,68, а коэффициента вариации ресурса двигателей — от 0,32 до 0,39. Высокая корреляция этих показателей свидетельствует об их функциональной зависимости. При этом, чем выше флуктуация технических состояний одноименных сопряжений, тем меньше степень реализации потенциального ресурса механизма, в состав которого они входят.

Средние значения показателей $V$ могут быть еще выше, если рассматривать совокупность результатов микрометрирования износа $S$ одноименных сопряжений многочисленной группы двигателей одной модели, поступивших в ремонт (рис. 1). Долговечность подшипников качения одного типоразмера из одной партии, работающих в строго сопоставимых условиях эксплуатации, может отличаться в 40 раз [1, 2].

При исследовании влияния неравномерности структурных параметров одноименных элементов на их ресурс нельзя использовать средние значения износа для каждого элемента, определяемые по гистограммам распределений многочисленной группы однотипных агрегатов автомобилей с одинаковым пробегом, поступивших в ремонт, так как они не являются однородной выборкой одноименных элементов как совокупность деталей с одинаковыми начальными структурными параметрами, условиями сборки и эксплуатации. Поэтому при исследованиях авторы использовали результаты собственных экспериментов и данные, опубликованные другими исследователями, полученные при одновременном микрометрировании всех одноименных сопряжений в рамках одного объекта испытания.

Отсутствие публикаций по теоретическим и экспериментальным исследованиям отрицательного влияния неравномерности структурных параметров и рабочих процессов в них на ресурс и технико-экономические показатели агрегатов автомобиля объясняется сложностью реализации безразборных методов измерения из-

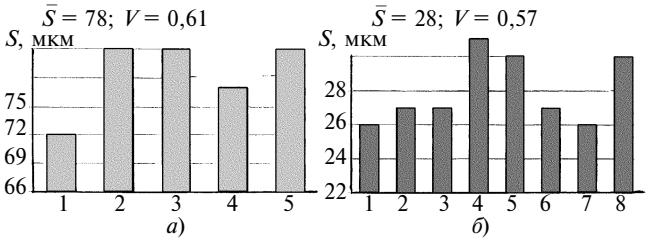



**Рис. 1. Средние значения износа $S$ коренных (*а*) и шатунных (*б*) шеек коленчатых валов двигателей ЗМЗ-53 автомобилей при пробеге 100 тыс. км:**
*1—8* — номера шеек

*Таблица 1*

**Значения коэффициента вариации $V$ износа одноименных элементов двигателей КамАЗ-740, работающих в одинаковых условиях эксплуатации (пробег автомобилей 120 тыс. км)**

| Элементы двигателя | Двигатели автомобилей КамАЗ-5410 | | |
|---|---|---|---|
| | первый | второй | третий |
| Шатунные подшипники | 0,43 | 0,28 | 0,15 |
| Коренные подшипники | 0,50 | 0,37 | 0,27 |
| Первые компрессионные кольца | 0,42 | 0,38 | 0,37 |
| Гильзы цилиндров | 0,66 | 0,57 | 0,45 |
| Поршни | 0,36 | 0,29 | 0,27 |
| Кулачки распределительного вала клапанов: | | | |
| впускных | 0,68 | 0,34 | 0,37 |
| выпускных | 0,59 | 0,29 | 0,30 |

носа одноименных элементов двигателей и других устройств. Наиболее значимые результаты по данному вопросу приведены в работах [2—9]. Для некоторых систем и агрегатов автомобилей нормативно-технической документацией предусмотрены ограничения на неравномерность параметров технического состояния одноименных элементов автомобиля. Допустимые значения неравномерности параметров приведены ниже:

| | |
|---|---|
| Неравномерность значений компрессии по цилиндрам двигателя, МПа: | |
| бензинового | 0,1 |
| дизеля | 0,2 |
| Разница частот вращения коленчатого вала при последовательном отключении цилиндров, мин$^{-1}$ | 75 |
| Неравномерность цикловой подачи топлива ТНВД, % | 4÷5 |
| Асинхронность искрообразования в свечах зажигания по углу поворота коленчатого вала, ° | 3 |
| Разность напряжений при искрообразовании по свечам зажигания, кВ | 2 |
| Разница плотностей электролита по элементам аккумуляторных батарей, г/см$^3$ | 0,01 |
| Неравномерность износа протектора шин сдвоенных колес, мм | 3 |
| Неравномерность тормозных сил рабочей тормозной системы на колесах одной оси для автомобилей, %: | |
| грузовых | 20 |
| легковых | 9 |

В большинстве работ по данной проблеме обращается внимание на сложность формирования заключения о техническом состоянии объекта диагностирования, состоящего из одноименных элементов со значительной вариацией структурных параметров. Предлагаются новые способы и средства диагностирования, позволяющие одновременно определять техническое состояние каждого объекта в отдельности.

В публикациях за 2006 г. [8, 10—13] приводятся практические разработки и даются рекомендации, направленные на обеспечение равномерности зазоров в соосных одноименных парах трения конкретных механизмов без аналитического описания взаимосвязи отклонений их структурных параметров с ресурсом объекта исследования. В статьях отечественных и зарубежных авторов отсутствуют сведения о трансформации исходных структурных параметров различных типов одноименных сопряжений при внутренней эволюции их трибосистемы в процессе эксплуатации, что крайне важно, так как для эффективного управления качеством и техническим состоянием одноименных элементов автомобиля на всех этапах его жизненного цикла необходим не только всесторонний анализ причин, вызывающих исходную неравномерность структурных параметров одноименных элементов, но и динамика ее изменения в процессе эксплуатации.

Цель данной статьи — аналитическое и экспериментальное обоснование зависимости ресурса механизма (агрегата) автомобиля, состоящего из одноименных элементов, от исходной неравномерности значений их структурных параметров.

Неодинаковое техническое состояние одноименных элементов автомобиля является следствием разницы исходных значений параметров шероховатости, отклонений форм и расположения поверхностей, механической и тепловой напряженности отдельных деталей, рабочих процессов в одноименных звеньях, обусловленных их конструкцией, технологией изготовления и сборкой. Совокупность отклонений структурных параметров индивидуальна для каждого сопряжения, что определяет различные условия их трения и изнашивания.

Например, суммирование погрешностей изготовления и сборки элементов КШМ (данные Заволжского моторного завода) показало, что разность значений зазоров между головкой блока и днищем поршня цилиндров двигателя ЗМЗ 402.10 колеблется от 0 до 0,41 мм. Такой разброс значений данного параметра соответствует отклонениям по степени сжатия в цилиндрах: 0,4 (± 0,2). Для двигателей ВАЗ-2108 аналогичный показатель равен 0,6 (± 0,3) [14], для дизелей — больше 0,6 (рис. 2). Полагая, что зависимость изменения интенсивности изнашивания цилиндров ДВС от степени сжатия близка к линейной, а разность значений степеней сжатия по цилиндрам на 0,1 ед. вызывает разницу в значениях интенсивности изнашивания по цилиндрам на 2÷3 % [5], становится очевидным, что только по этой причине неравномерность изнашивания цилиндров может превысить 10 %. При эксплуатации двигателя из-за дестабилизации рабочих процессов в цилиндрах, вызванной разрегулировкой параметров систем питания, зажигания, газораспределительного механизма, неравномерность значений индикаторного давления по отдельным цилиндрам может достигать 20 % и более [2, 6], что еще в большей степени увеличивает неравномерность изнашивания одноименных сопряжений.

По характеру и степени взаимного влияния одноименных элементов на неравномерность изменения их технического состояния в процессе эксплуатации все механизмы и системы автомобиля условно можно разделить на две группы.

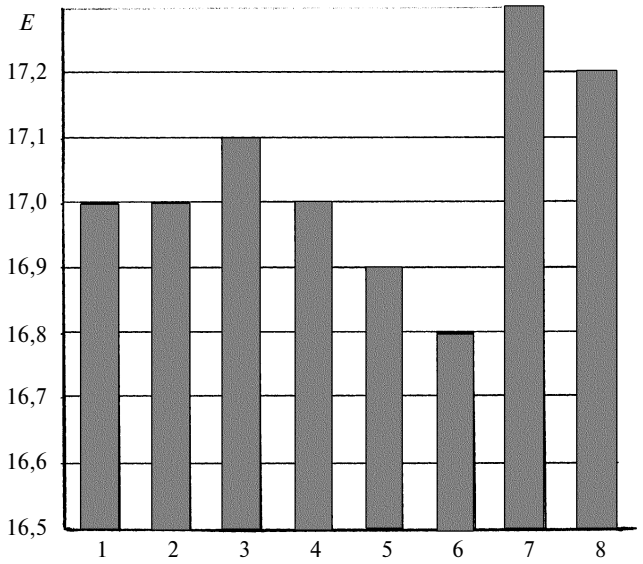



**Рис. 2. Степень сжатия *E* по цилиндрам для двигателя 8ЧН 12/12 КамАЗ-740:**
*1—8* — номера цилиндров

К первой группе отнесем одноименные детали, автономно работающие в ДВС (свечи зажигания, форсунки), детали передней подвески, ходовой части, тормозной системы, рулевого управления, приборов освещения, кузова. Они расположены симметрично относительно оси автомобиля (двигателя). Между ними непосредственная кинематическая связь отсутствует, но функционально они взаимосвязаны. Степень взаимного влияния их технического состояния друг на друга менее выражена, но она есть. Их состояние индивидуально контролируемо. При необходимости возможна замена одного из них (амортизатора, пружины подвески, шаровой опоры, различных втулок). Некоторые исследователи в таких случаях рекомендуют для сохранения номинальных упругожесткостных характеристик системы подрессоренных масс автомобиля выполнять замену идентичных деталей и слева, и справа. Целесообразность такой замены не очевидна.

Подобный предупредительный ремонт может быть оправданным, если заменяется деталь с левой стороны, так как ресурс одноименных элементов автомобиля, расположенных справа, значительно ниже (табл. 2). Это объясняется асимметричностью распределения динамических нагрузок между правой и левой сторонами автомобиля, вызванной более частыми ударными воздействиями на правые колеса из-за неровностей и выбоин по правой обочине дороги и некоторого наклона дорожного полотна вправо.

*Таблица 2*

**Неравномерность значений показателей технического состояния элементов автомобиля ВАЗ-2106**

| Элемент | Показатель, единица измерения | Расположение относительно оси автомобиля | | Коэффициент снижения ресурса |
|---|---|---|---|---|
| | | слева | справа | |
| Амортизатор | Ресурс, тыс. км | 76 | 60 | 0,23 |
| Шины колес: | Ресурс, тыс. км | | | |
| управляемой оси | | 62 | 48 | 0,28 |
| ведущего моста | | 70 | 58 | 0,19 |
| Подшипник ступиц колес | Изменение величины осевого зазора на 1000 км пробега автомобиля, мкм | 4,3 | 5,6 | 0,26 |
| Шаровые шарниры передней подвески: | Изменение величины зазора на 1000 км пробега автомобиля, мкм | | | |
| нижний | | 9,1 | 10,1 | 0,10 |
| верхний | | 10,6 | 15,6 | 0,38 |
| Крестовина карданного вала | Ресурс, тыс. км | 100 (передняя) | 80 (задняя) | 0,22 |

Ко второй группе отнесем агрегаты, состоящие из кинематически соединенных элементов. Техническое состояние каждого из них непосредственно оказывает влияние на работоспособность других. Такие элементы работают в основных, наиболее дорогостоящих и ответственных агрегатах автомобиля (ДВС, ТНВД, редукторы, АКБ) и определяют их ресурс. Эти сопряжения достаточно сложно поэлементно диагностировать. Нарушение работоспособности одного из них приводит к отказу всего агрегата. Именно для этих агрегатов важно знать зависимость их ресурса от неравномерности изменения технического состояния его элементов.

Рассмотрим изменение неравномерности изнашивания одноименных элементов в процессе эксплуатации на примере сопряжений ЦПГ и КШМ двигателя.

Экспериментально установлено, что неравномерность изнашивания одноименных элементов в процессе эксплуатации для большинства сопряжений ЦПГ и КШМ увеличивается. Это подтверждают зависимости, представленные на рис. 3 [9] и 4, анализ которых показал, что неравномерность износа (разность между максимальным и минимальным значениями) одноименных деталей ЦПГ в процессе эксплуатации возрастает. При этом каждый элемент ЦПГ и шатунных подшипников сохраняет свою позицию по интенсивности изнашивания, которая установилась после приработки. На заключительном этапе эксплуатации наблюдается уменьшение интенсивности изнашивания гильз цилиндров, о

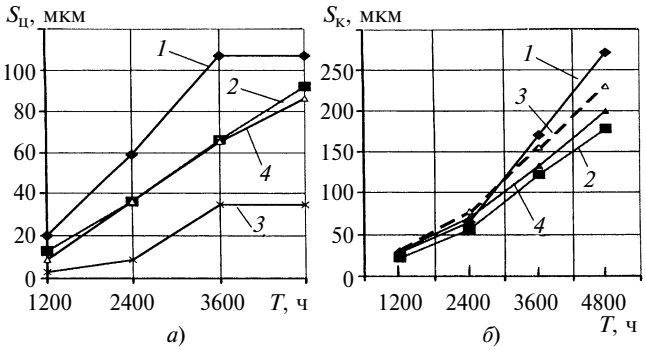



**Рис. 3. Зависимости изменения износов цилиндров (*а*) и поршневых колец (*б*) тракторного дизеля мощностью $P_e$ = 27,7 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n$ = = 1900 мин$^{-1}$ от наработки $T$:**
*1—4* — номера цилиндров

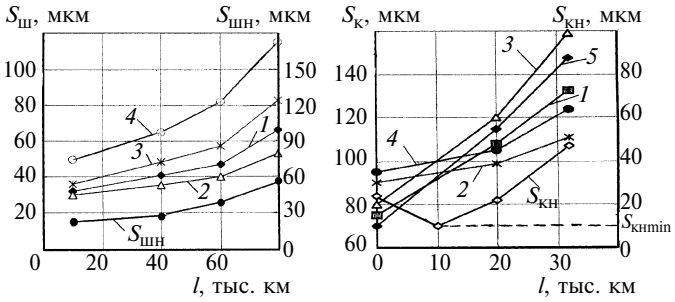



**Рис. 4. Зависимости изменения износов ($S_ш$, $S_к$) в шатунных (*а*) и коренных (*б*) подшипниках и их неравномерности ($S_{шн}$, $S_{кн}$) от пробега $l$ автомобиля для двигателя 4Ч 9,2/9,2 автомобиля ГАЗ-2401:**
*1—4* — номера подшипников

чем свидетельствуют экспериментальные данные, приведенные в работах [3—5, 9].

Основой для аналитического описания взаимосвязи неравномерности изнашивания одноименных элементов автомобиля и исходной неравномерности значений их структурных параметров послужили зависимости изнашивания динамически нагруженных и саморазгружающихся сопряжений от пробега автомобиля, установленные профессором Ф. Н. Авдонькиным [3].

Неравномерность изнашивания рассчитывается как разность значений максимального и минимального износов: $S_н = S_{max} - S_{min}$.

Установлено, что для динамически нагруженных подшипников коленчатого вала неравномерность их изнашивания в процессе эксплуатации увеличивается [15].

Неравномерность изнашивания рассчитывается по формуле

$$S_н = S_{н0} e^{b_н l}, \quad (1)$$

где $S_{н0}$ — значение исходной неравномерности зазора в одноименных подшипниках после этапа приработки; $b_н$ — коэффициент интенсификации неравномерности изнашивания; $l$ — пробег автомобиля.

Следовательно, при одинаковых среднеарифметических $S_{ср}$ значениях исходных зазоров в одноименных подшипниках в двигателе с меньшей исходной неравномерностью $S_{н0}$ зазоров достижение предельного значения $S_{пр}$ зазора, установленного заводом-изготовителем ДВС, является наиболее вероятным событием. Кроме того, ресурс этих подшипников выше. Предельное значение $S_{пр}$ зазора определяется экспериментально и соответствует состоянию сопряжения, при котором давление масла в магистрали и толщина смазочного слоя в подшипнике снижаются до критических значений.

С учетом неравномерности структурных параметров значение предельно допустимого зазора на прогнозируемом пробеге рассчитывается по формуле

$$S_{пр.н} = S_{пр} - S_{ср} - 0{,}5 S_{н0} e^{b_н l}. \quad (2)$$

Следовательно, ресурс подшипников будет уменьшаться не пропорционально значению исходной неравномерности $S_{н0}$, а по экспоненциальной зависимости. Поэтому важно минимизировать начальную неравномерность структурных параметров и отклонений формы поверхностей одноименных сопряжений. Кроме того, следует уменьшить неравномерность параметров рабочих процессов, например таких, которые обуславливают неравномерность давления на поверхности трения, поскольку между интенсивностью $\alpha$ изнашивания и давлением $p$ существует пропорциональная зависимость [3].

Неравномерность отклонений форм (овальности, конусности) шеек коленчатого вала также находится в экспоненциальной зависимости от пробега автомобиля:

$$\varepsilon_н = \varepsilon_{н0} e^{b_{н\varepsilon} l}, \quad (3)$$

где $\varepsilon_н$, $\varepsilon_{н0}$ — неравномерность отклонений форм и расположения поверхностей шеек коленчатого вала соответственно в текущий момент времени и после приработки.

Как показали исследования, трибологические процессы в коренных и шатунных подшипниках различны (см. рис. 4). В шатунных подшипниках при эксплуатации неравномерность изнашивания $S_н$ увеличивается. А их ресурс, как правило, ограничивается сроком службы подшипника с максимальным значением исходного зазора.

В коренных же подшипниках неравномерность зазоров на начальном этапе эксплуатации уменьшается. Это объясняется тем, что в отличие от шатунных подшипников коренные подшипники коленчатого вала функционально взаимосвязаны между собой. И на различные коренные подшипники действуют разные по величине нагрузки от смежных с ними шатунных шеек. Большая часть нагрузки от шатунного подшипника передается на коренной подшипник с меньшим зазором. Возникающий при этом прогиб вала способствует выдавливанию масляного слоя из подшипника. В результате условия работы подшипника с меньшим зазором значительно ухудшаются: увеличиваются интенсивность изнашивания, значения конусности и овальности сопряжений шейки и вкладышей, вследствие чего в коренных подшипниках происходит "выравнивание" зазоров, уменьшение их неравномерности относительно исходных значений (см. рис. 4, *б*, кривая $S_н$). При дальнейшей эксплуатации ДВС интенсивность изнашивания коренных подшипников с первоначально меньшими зазорами по-прежнему остается больше из-за бóльших значений конусности и овальности шеек, приобретенных на начальном этапе эксплуатации. Это подтверждается данными, приведенными в табл. 3 [7], анализ которых показал, что независимо от расположения коренной шейки с максимальным значением исходного зазора в подшипнике наибольший износ наблюдается у шеек, в подшипниках которых первоначально были минимальные зазоры.

Полученные формулы (1)—(3) подтверждены результатами стендовых и эксплуатационных испытаний [15], методика которых предусматривала безразборные способы оценки неравномерности изнашивания одноименных сопряжений ДВС, и экспериментальными данными, полученными Ф. Н. Авдонькиным, Ш. М. Биликом, И. Б. Гурвичем, А. С. Денисовым, А. Д. Назаровым и другими исследователями.

*Таблица 3*

**Значения исходных зазоров в подшипниках коренных шеек коленчатых валов в трех двигателях ЗМЗ-53 [7], мкм**

| Номер шейки | ДВС | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | первый | | второй | | третий | |
| | Зазор | Износ | Зазор | Износ | Зазор | Износ |
| 1 | 65 | 52 | 126 | 45 | 306 | 123 |
| 2 | 77 | 48 | 123 | 45 | 300 | 117 |
| 3 | 75 | 46 | 128 | 65 | 232 | 125 |
| 4 | 80 | 45 | 148 | 24 | 204 | 137 |
| 5 | 62 | 52 | 129 | 39 | 206 | 152 |

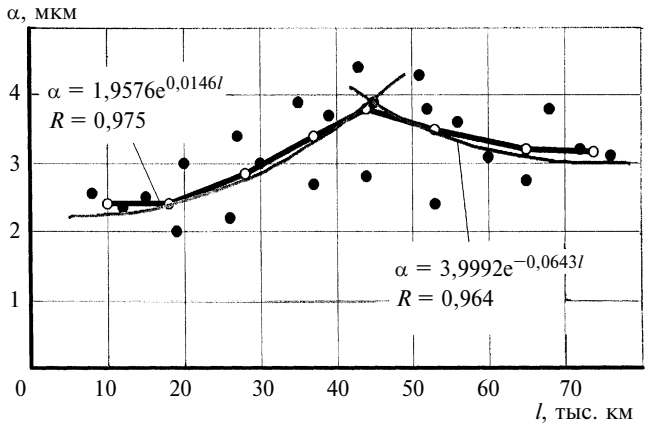



**Рис. 5. Зависимости изменения интенсивности α изнашивания цилиндров двигателя 4Ч 9,2/9,2 от пробега *l* на первоначальном (5÷60 тыс. км) и заключительном этапах эксплуатации:**
● — экспериментальные; ○ — усредненные; *R* — коэффициент корреляции

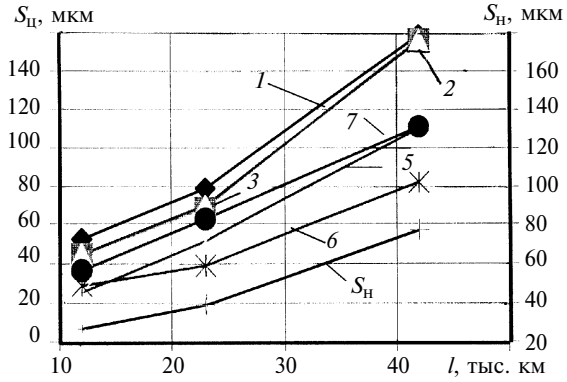



**Рис. 6. Зависимости изменения износа $S_ц$ цилиндров и неравномерность $S_н$ их изнашивания для двигателя ЗИЛ-130 от пробега *l* автомобиля [5]:**
*1—3, 5—7* — номера цилиндров

Для таких саморазгружающихся сопряжений, как "гильза цилиндра — поршневое кольцо", с учетом увеличивающейся в процессе эксплуатации ДВС овальности поверхности гильзы цилиндра и абразивного воздействия частиц пыли, поступающей с топливовоздушной смесью в зазор между поршневым кольцом и гильзой, получена зависимость износа данного сопряжения от пробега автомобиля [15]:

$$S_т = S_{пр}/(1 + ae^{-bl}), \qquad (4)$$

где $S_т$, $S_{пр}$ — текущий и предельный износ гильзы соответственно; *a*, *b* — коэффициенты, характеризующие условия трения.

Справедливость данной зависимости подтверждают данные эксплуатационных испытаний различных ДВС (рис. 5) и результаты исследований М. А. Григорьева, А. С. Денисова, A. Seifert, И. Б. Тартаковского.

Экспоненциальный характер изменения интенсивности изнашивания элементов ЦПГ в начальный, достаточно продолжительный (пробег автомобиля 60÷120 тыс. км) период эксплуатации в соответствии с формулой (4) позволяет сделать вывод, что неравномерность изнашивания одноименных сопряжений ЦПГ автомобилей в этот период эксплуатации также изменяется по зависимости (4) (рис. 6). Следовательно, с увеличением исходной неравномерности структурных параметров ресурс ЦПГ будет экспоненциально уменьшаться по нарастающей экспоненте аналогично ресурсу подшипников коленчатого вала [см. уравнение (2)].

Подобные механизмы изменения технического состояния характерны не только для механических систем, но и для электрических, например аккумуляторных батарей, пневматических, гидравлических и других систем автомобиля.

Таким образом, зависимость (1) отражает экспоненциальное увеличение исходной неравномерности структурных параметров одноименных элементов при эксплуатации для большинства динамически нагруженных агрегатов и систем автомобиля. В соответствии с уравнением (2) ресурс агрегата, в состав которого входят одноименные элементы, определяется запасом параметра до достижения им предельного значения, который в свою очередь зависит от исходного значения неравномерности этого параметра. Чем выше степень соответствия исследуемых параметров одноименных деталей их номинальным значениям, тем больше приращение их ресурса относительно его среднего значения.

Следовательно, удовлетворение требований по допускам при изготовлении деталей одноименных сопряжений не является достаточным критерием для оценки качества изделия. Необходимо изготовление идентичных одноименных деталей с минимальными отклонениями размеров от номинальных значений. Уменьшение исходной неравномерности структурных, рабочих и других параметров (например, дисбаланса) одноименных элементов агрегатов автомобиля при производстве и своевременное устранение причин увеличения их неравномерности в процессе эксплуатации (при ТО и ремонте) являются способами повышения долговечности и улучшения технико-экономических показателей автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Перель Л. Я.** Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1999. 336 с.
2. **Серов А. В.** Управление эффективностью и качеством работы машин в условиях эксплуатации. М.: Изд-во стандартов, 1979. 148 с.
3. **Авдонькин Ф. Н.** Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. М.: Транспорт, 1985. 215 с.
4. **Билик Ш. М.** Макрогеометрия деталей машин. М.: Машиностроение, 1972. 344 с.
5. **Григорьев М. А., Пономарев Н. Н.** Износ и долговечность автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 248 с.
6. **Ждановский Н. С., Николаенко А. В.** Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л.: Колос, 1974. 223 с.
7. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 272 с.
8. **Назаров А. Д.** Обоснование допустимой суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ и повышение качественных показателей двигателей // Вестник машиностроения. 2006. № 8. С. 24—31.

УДК 539.61

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

# Метод определения сил когезии в вязком подслое

Рассматривается влияние сил когезии в вязком подслое. Определяется величина энергии потенциальной ямы, в которой находится молекула жидкости в вязком подслое в случае облитерации трубок малого сечения.

Effect of cohesion forces in the viscous sub-layer is considered. Energy quantity of the potential well is determined, in which a molecule of fluid is in the viscous sub-layer in case of the light-section tube silting.

На границе между жидкостью и твердым телом возникают силы взаимодействия молекул двух сред, т. е. силы адгезии. Влияние адгезии на движение твердых тел в жидких средах исследуется в теории пограничного слоя [1]. Описание гидромеханических процессов, проходящих в вязком подслое, только уравнениями поверхностных сил [2] приводит к тому, что исключаются силы адгезии. Кроме того, есть основания считать, что силы когезии твердого тела влияют на молекулы жидкости при удалении твердого тела от поверхности жидкости на 100 мкм, что нашло подтверждение в работах [3—5].

Дело в том, что полная облитерация — прекращение течения жидкости через капилляр, наблюдается при диаметре трубки 200 мкм, а частичная облитерация — при диаметре 300 мкм. Полной однородности структуры жидкого кристалла можно добиться, помещая его между двумя пластинами с зазором не более 100 мкм [6]. Ориентирующее влияние твердой поверхности на молекулы жидкого кристалла увеличивается при направленной полировке поверхности или направленном напылении специальных веществ — ориентантов.

Кроме того, в работе [3] выдвинута гипотеза об ориентации молекул вязкого подслоя, обездвиженных силами адгезии, по направлению течения под "притирающим" воздействием гидродинамического давления потока, что приводит к увеличению сдвиговой прочности вязкого подслоя, вследствие чего наблюдается когезия частиц потока к "поверхности" вязкого подслоя.

При решении теоретических и практических задач нанотехнологии возникает необходимость определения механической прочности слоя жидкости вблизи поверхности твердого тела. Поэтому цель данной работы — определение величины энергии потенциальной ямы, в которой находится молекула жидкости в вязком подслое в случае облитерации трубок малого сечения.

Анализ работы [3] показал, что величину когезионной силы, которая возникает между частицами текущей жидкости и частицами, находящимися на "поверхности" вязкого подслоя, можно измерить, используя трубки диаметром 200 мкм. Тем самым можно определить энергию связи частиц жидкости в пристенном (граничном) слое.

Измерение свободной энергии единицы поверхности (поверхностного натяжения) выполняется методом "счета капель" с помощью сталагмометра (рис. 1) объемом 2 мл. Нижняя часть сталагмометра имеет капилляр с утолщенным концом, который отшлифован для получения одинаковых капель [7]. Образующаяся на конце капиллярной трубки сталагмометра капля удерживается силой поверхностного натяжения.

Сталагмометр заполняют исследуемой жидкостью и считают число капель, вытекающих из объема $V$. Затем его заполняют дистиллированной водой и считают капли, вытекающие из этого же объема. Если из объема $V$ вытекает $n$ капель жидкости, имеющей плотность $\rho$, то вес

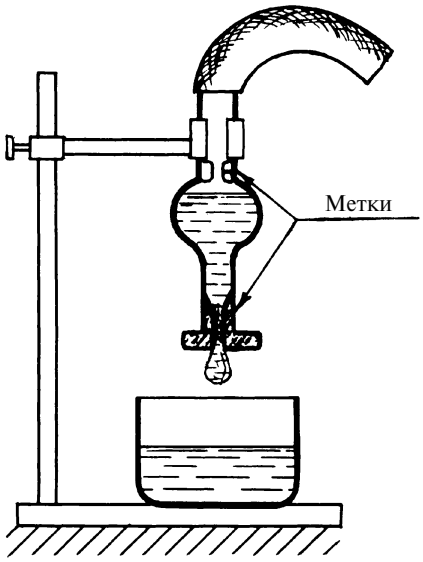



**Рис. 1. Сталагмометр**

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 34)*

9. **Тартаковский И. Б.** Полное уравнение износа цилиндров и поршневых колец // Тракторы и сельхозмашины. 1969. № 1. С. 9—11.

10. **Агузаров В. О.** Размерная цепь КШМ дизелей КамАЗ с учетом релаксации остаточных напряжений в ее звеньях // Автомобильная промышленность. 2006. № 6. С. 10—12.

11. **Бугаков Ю. С., Малкин В. С.** "Человеческий фактор" и качество сборки узла // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 11. С. 3—8.

12. **Непомилуев В. В., Майорова Е. А.** Исследование возможностей повышения качества сборки путем индивидуального подбора деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 10. С. 43—46.

13. **Санинский В. А.** Групповая идентифицированная сборка вкладышей коренных подшипников скольжения с коренными опорами и коленчатым валом ДВС // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 31—36.

14. **Плещев В. Ф.** Расчет допуска степени сжатия двигателей ВАЗ-2108 // Двигателестроение. 1987. № 7. С. 12—14.

15. **Гребенников А. С.** Диагностирование автотракторных двигателей динамическим методом. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2002. 196 с.

капли определяется уравнением $P = V\rho g/n$, где $g$ — ускорение свободного падения.

Сила поверхностного натяжения, удерживающая каплю, равна $2\pi r\sigma$, где $2\pi r$ — длина окружности капилляра, по которой капля отрывается от сталагмометра; $\sigma$ — поверхностное натяжение исследуемой жидкости. В момент отрыва вес капли равен силе поверхностного натяжения:

для исследуемой жидкости

$$V\rho g/n = 2\pi r\sigma; \qquad (1)$$

для воды

$$V\rho_0 g/n_0 = 2\pi r\sigma_0, \qquad (2)$$

где $\sigma_0$ — поверхностное натяжение воды; $\rho_0$ — плотность воды; $n_0$ — число капель.

Разделив уравнение (1) на (2), получим:

$$\sigma = \sigma_0\rho n_0/(\rho_0 n).$$

Значения плотности исследуемой жидкости и воды, а также поверхностного натяжения воды для температуры, при которой производятся измерения, можно найти в справочной литературе.

Леонардо да Винчи при исследовании природы трения впервые использовал принцип исключения сил инерции. Для того чтобы сделать процесс трения равномерным, он применил горизонтально расположенные трущиеся твердые поверхности. Поэтому будем использовать модифицированный сталагмометр (рис. 2), в котором, в отличие от обычного сталагмометра, капилляр (трубка *1*) расположен горизонтально.

Для равномерного движения жидкости в капилляре в напорном сосуде *2* объемом 2 л уровень жидкости поддерживается постоянным. Жидкость, находящаяся ниже капиллярной трубки, выполняет задачу гравитационного уловителя примесей.

Давлению противодействуют силы вязкого трения, поверхностного натяжения и адгезии, формирующие каплю на конце капилляра, которая отрывается от капилляра, когда ее вес превысит на бесконечно малую величину силу поверхностного натяжения. Это и обеспечивает одинаковый объем капель, что необходимо при определении изменений эффективного сечения капиллярной трубки в случае облитерационного явления — когезии частиц текущей жидкости к "поверхности" пристенного слоя, изменяющей толщину пристенного слоя на микроскопическую величину из-за малых размеров частиц жидкости.

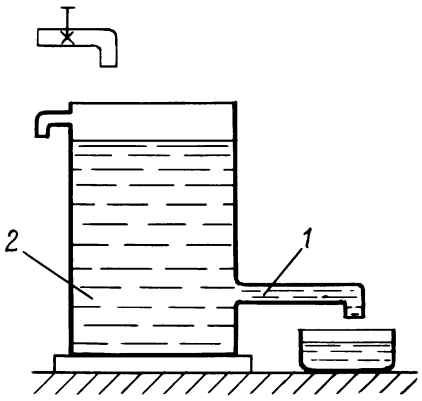



**Рис. 2. Модифицированный сталагмометр**

Умножим обе части уравнения расхода жидкости на плотность:

$$\rho Q = Sv\rho, \qquad (3)$$

где $S$ — площадь поперечного сечения капиллярной трубки; $v$ — скорость течения жидкости.

Затем с учетом формул импульса силы $Ft = \rho Wv$ и объема капиллярной трубки $W = SL$ (где $L$ — длина капиллярной трубки) из формулы (3) получим:

$$Q = Ft/(\rho L). \qquad (4)$$

При расходе 1 лмб/с наблюдается когезия частиц текущей воды к поверхности пристенного слоя [2], при этом скорость течения $3{,}18 \cdot 10^{-2}$ м/с, длина трубки $3{,}2 \cdot 10^{-2}$ м, радиус сечения капиллярной трубки $1 \cdot 10^{-4}$ м. Подставив эти значения в формулу (4), вычислим силу невозмущенного потока жидких частиц (т. е. вне зоны действия сил адгезии):

$$F = Q\rho L/t = 3{,}2 \cdot 10^{-8} \text{ Н}.$$

Используя метод размерности [8] и формулу (4), можно найти сдвиговое напряжение $F_\xi/S$, возникающее в вязком подслое:

$$\rho^{-1}F_\xi t/S = \nu, \qquad (5)$$

где $\nu$ — кинематическая вязкость воды.

Тогда сдвиговое усилие на частицы жидкости на поверхности вязкого подслоя, обездвиженные силами адгезии, имеет вид:

$$F_\xi = \nu\rho S/t = 3{,}14 \cdot 10^{-11} \text{ Н}.$$

Прилипание частиц ламинарного потока к частицам на поверхности пристенного слоя указывает на то, что между частицами действуют силы притяжения. При некотором расстоянии силы взаимного притяжения и отталкивания уравновешиваются и система из двух (и более) молекул будет обладать минимумом свободной энергии. Причем молекула жидкости на поверхности граничного слоя находится в энергетической потенциальной яме. Когда молекула смещается (удаляется), возникает возвращающая сила.

Определим приблизительное значение потенциальной энергии, приняв действующую возвращающую силу, равную сдвиговому усилию, из уравнения (5). Предположим, что половина ширины молекулярной энергетической ямы поверхности граничного слоя $\Delta U$ равна размеру молекулы $\Delta r$. Тогда среднее значение возвращающей силы: $F_\xi = -\Delta U/\Delta r$.

Подставив значение сдвигового усилия $F_\xi$, для молекулы воды получим: $\Delta U \approx 0{,}059$ эВ (энергия фазового перехода льда в жидкое состояние равняется 0,062 эВ).

Таким образом, с помощью модифицированного сталагмометра можно измерить силы когезии частиц жидкости вблизи поверхности твердых тел.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1982. 712 с.
2. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 389 с.
3. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем. Улан-Удэ: ВСГТУ, 2001.
4. **Кичин И. Н.** Экспериментальное исследование методов регулирования малых расходов рабочей жидкости и борьба с облитерацией в гидроавтоматике. М.: Ин-т автоматики и телемеханики АН СССР, 1957.
5. **Погодаев Ф. Г.** Исследование торцевых (механических) уплотнений самолетных гидравлических агрегатов. Киев: Ин-т инж. граждан. возд. флота, 1960.
6. **Беляков В. А.** Жидкие кристаллы. М.: Знание, 1986. С. 36.
7. **Липатников В. Е., Казаков К. М.** Физическая и коллоидная химия. М.: Высш. шк., 1975. С. 161.
8. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. С. 136.

УДК 621.746.047:669.054.2

М. В. СЕМЕНОВ, В. В. ТОЧИЛКИН, канд. техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова)

# Методика расчета работоспособности элементов промежуточного ковша МНЛЗ

Рассмотрены вопросы работоспособности перегородок и порогов промежуточных ковшей МНЛЗ. Зависимости для расчета действующих на устройства сил и скоростей движения стали на границе раздела металл—шлак получены аналитически на основании известных выражений механики жидкости и газа и гидравлики.

Workability of the CC-machine tundish ladle partitions and thresholds is considered. Dependences to calculate for acting on the unit forces and for rate of steel movement on the metal–slag boundary are obtained analytically basing on the known equations of fluid mechanics (both gas and hydraulics).

Промежуточный ковш (ПК) представляет собой устройство, расположенное между сталеразливочным ковшом и кристаллизаторами МНЛЗ и обеспечивающее дозирование и рафинирование стали. Конструкция ПК в целом и отдельных его элементов оказывает большое влияние на повышение качества разливаемого на МНЛЗ металла.

В металле, поступающем в ПК, содержатся неметаллические включения (НВ), которые со временем всплывают, что связано с меньшей плотностью включений по сравнению с плотностью стали. Для удаления крупных НВ (больше 20 мкм) применяют перегородки и пороги специальной конструкции, которые имеют разные формы и размеры и по-разному располагаются в ПК [1—3]. Как правило, при установке таких устройств объем ПК разделяется на две камеры и более: приемную и разливочные. В приемную камеру поступает металл из сталеразливочного ковша, в разливочных камерах происходит его истечение из ПК.

Несмотря на то, что описанные устройства давно применяются при разливке стали, обоснованных методик оценки их расчета и конструирования на сегодняшний день не существует. В работах [1, 2] приводятся некоторые предложения по оценке работоспособности таких устройств. Прежде всего перелив стали через отверстия в перегородках не должен сопровождаться кавитационными процессами, естественно, это условие требует расчета устройства на кавитацию. Остальные условия не выражены явно, а представлены в виде рекомендаций, касающихся размеров отверстий, их расположения, совокупной площади сечений и т. д.

В статье приводятся основные критерии работоспособности перегородок и порогов ПК МНЛЗ, а также основные расчетные зависимости, полученные аналитическим путем на основе известных выражений механики жидкости и газа и гидравлики.

Расчет работоспособности перегородок и порогов включает в себя расчет по условию движения стали на границе раздела металл—шлак и расчет на стойкость, включающий расчеты на прочность и кавитацию.

Стойкость устройства к воздействию агрессивной среды определяется эрозионной стойкостью и прочностью, т. е. способностью выдерживать нагрузки без разрушения. Эрозионная стойкость определяется расчетом устройств на кавитацию [1]. Это предположение справедливо, поскольку эрозионное разрушение вследствие химических реакций между огнеупорным материалом и расплавом наблюдается на уровне шлакового пояса [4]. Нагрузки на перегородку в районе шлакового пояса минимальны, и разрушение ее верхней части не приводит к серьезным нарушениям работы промежуточного ковша. Что касается порогов, то они вообще не взаимодействуют со шлаком.

Расчет устройств на кавитацию в статье не рассматривается, поскольку он подробно изложен в работе [1]. При расчетах перегородок и порогов на прочность делается допущение, что в начальный момент разливки (при заполнении ПК) сталь в приемной камере устанавливается на уровне устройства, а в разливочных камерах металл отсутствует (рис. 1). При таком упрощении неизбежны ошибки, однако они направлены в сторону увеличения запаса прочности устройства.

Действующее на устройство гидростатическое давление определяется по зависимости $p_{ср} = \frac{1}{2}\rho g h_{ст}$, где $\rho$ — плотность стали, кг/м$^3$; $g$ — ускорение свободного падения, м/с$^2$; $h_{ст}$ — уровень стали в приемной камере ковша, м.

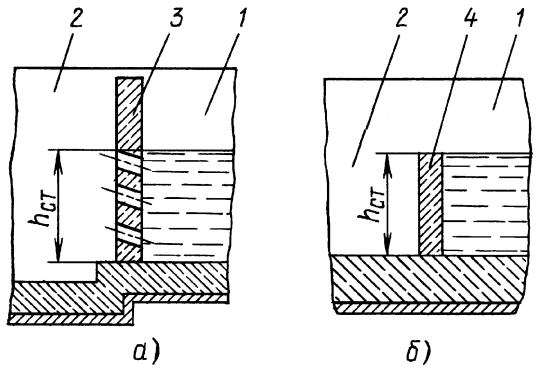



**Рис. 1. Уровни металла в ПК в момент его заполнения при установке перегородки (*а*) и порога (*б*):**
*1* — приемная камера; *2* — разливочная камера; *3* — перегородка; *4* — порог

По известным нагрузкам можно рассчитать минимальную толщину гидродинамического устройства.

Что касается проверки работоспособности по условию движения стали на границе раздела металл—шлак, то она необходима, поскольку конструктивные особенности применяемых устройств способствуют образованию более интенсивных течений на границе раздела. Условие работоспособности следующее: скорость стали на границе раздела металл—шлак не должна превышать допустимой скорости, т. е. $v_n \leqslant [v_n]$, где $v_n$ и $[v_n]$ — скорость и допустимая скорость стали на границе раздела металл—шлак, м/с.

По данным работы [5] в 1992 г. японскими исследователями проводились работы по изучению причин затягивания покровного шлака в кристаллизатор. Было показано, что затягивание шлакообразующей смеси происходит при движении стали у поверхности со скоростью $v_n > 0{,}2$ м/с. Однако образование волн на поверхности расплава в ПК происходит гораздо интенсивнее, поэтому значение допустимой скорости было уменьшено в 1,5 раза и составило $[v_n] = 0{,}13$ м/с.

Скорость движения стали на границе раздела металл—шлак при установке перегородки была получена аналитически на основании известных зависимостей механики жидкости и газа, описывающих струйные течения [6]. Затопленные струи на некотором удалении от перегородки сливаются в сплошной поток (рис. 2, *а*). Определить скорости металла в этом потоке можно, применив к струйным течениям принцип суперпозиций:

$$\vec{v} = \sum_{i=1}^{m} \vec{v}_i, \qquad (1)$$

где $\vec{v}$ — суммарный вектор скорости стали; $\vec{v}_i$ — вектор скорости металла в затопленной струе, создаваемой $i$-м отверстием.

Движением затопленной струи стали в радиальном направлении решено пренебречь, поскольку в этом направлении ее скорость значительно меньше скорости в осевом направлении и не оказывает существенного влияния на расчет. Это заключение сделано на основании анализа зависимостей, определяющих распространение турбулентных струй [1, 6].

Поскольку поток из отверстий в перегородке сориентирован под некоторым углом $\alpha$ к зеркалу металла и расчетная формула (1) определяет осевую скорость $v_{1S}$ струи в системе координат $x_{1S}x_2x_{3S}$, повернутой также

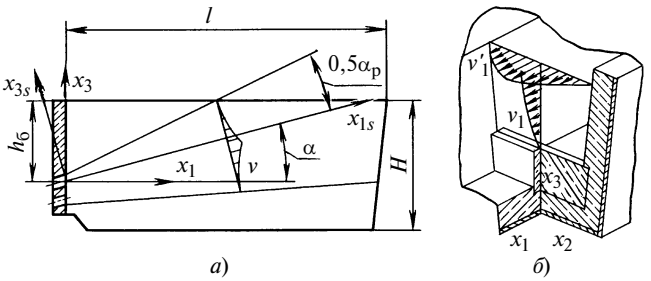



**Рис. 2. Схема для расчета скорости металла на границе раздела металл—шлак при установке перегородки (*а*) и порога (*б*)**

под углом $\alpha$ к принятой за основную системе координат $x_1x_2x_3$, необходимо осуществить преобразование [7]:

$$\begin{bmatrix} x_{1S} \\ x_{2S} \\ x_{3S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & 0 & -\sin\alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} x_{1S} \\ x_{2S} \\ x_{3S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1\cos\alpha + x_3\sin\alpha \\ x_2 \\ -x_1\sin\alpha + x_3\cos\alpha \end{bmatrix}.$$

Скорость струи в осевом направлении определяется по зависимости [1, 6]:

$$v_{1S} = \sum_{i=1}^{m} \frac{v_{\max i}}{\left(1 + v_{\max i}\dfrac{x_{3Si}}{8\nu_{\varepsilon i}x_{1Si}}\right)},$$

где $v_{\max i}$ — осевая скорость затопленной струи стали, истекающей из $i$-го отверстия перегородки, м/с; $v_{\varepsilon i}$ — вихревая вязкость затопленной струи, истекающей из $i$-го отверстия перегородки, м$^2$/с.

С учетом преобразования координат скорость $v_{1S}$ можно определить по уравнению

$$v_{1S} = \sum_{i=1}^{m} \frac{v_{\max i}}{\left(1 + v_{\max i}\dfrac{x_{3i}\cos\alpha - x_1\sin\alpha}{8\nu_{\varepsilon i}(x_1\cos\alpha + x_{3i}\sin\alpha)}\right)}.$$

Скорость на границе раздела находится при условии $x_{3i} = h_{бi}$:

$$v_{n1} = \max\left(\sum_{i=1}^{m} \frac{v_{\max i}}{\left(1 + v_{\max i}\dfrac{h_{бi}\cos\alpha - x_1\sin\alpha}{8\nu_{\varepsilon i}(x_1\cos\alpha + h_{бi}\sin\alpha)}\right)}\right).$$

Максимальное значение скорости определяется в интервале

$$x_1 \in \left(\min\left(\frac{h_{бi}}{\mathrm{tg}(\alpha + 0{,}5\alpha_р)}\right);\ l\right),$$

где $\alpha_р = 22$—$26°$ — угол раскрытия турбулентной струи [1, 6]; $l$ — длина пути затопленной струи, м (см. рис. 2, *а*).

Вихревая вязкость $\nu_{\varepsilon i}$ и скорость на оси затопленной струи рассчитываются по формулам:

$$\nu_{\varepsilon i} = 0{,}013 v_{0i} d_{0i};$$

$$\frac{v_{\max i}}{v_{0i}} = \frac{6{,}4 d_{0i}}{x_1\cos\alpha + h_{бi}\sin\alpha},$$

где $v_{0i}$ — начальная скорость струи, истекающей из $i$-го отверстия перегородки, м/с; $d_{0i}$ — диаметр $i$-го отверстия перегородки, м.

Скорость стали на границе раздела металл—шлак при установке порога была получена аналитически на

основании зависимостей, описывающих течение жидкости в руслах со свободной поверхностью [6]. Для расчета скорости металла на границе раздела металл—шлак (рис. 2, *б*) делаются следующие допущения:

1) градиент скорости $\partial v_1/\partial x_2 = 0$. Это говорит о том, что либо сечение бесконечно, либо происходит проскальзывание вдоль стенок ковша. Принятое допущение учитывается поправочным коэффициентом $k_v$;

2) проекции $v_2$ и $v_3$ равны нулю.

В соответствии с работой [6] скорость по сечению потока при течении в канале определяется зависимостью

$$v_1 = \frac{\Delta p}{2\nu\rho l_п} x_3(2H - 2h - x_3), \qquad (2)$$

где $H$ — высота столба металла в ПК, м; $h$ — высота порога, м; $l_п$ — ширина порога, м; $\Delta p = \lambda \frac{l_п}{(H-h)} \frac{\rho v_{1ср}^2}{2}$ — перепад давления, Па. Здесь $v_{1ср}$ — средняя скорость течения металла через проточное сечение, м/с; $\lambda$ — коэффициент сопротивления.

Коэффициент сопротивления $\lambda$ принимается аналогичным коэффициенту сопротивления плоской трубы:

$$\lambda = 24/\mathrm{Re}, \text{ где } \mathrm{Re} = \frac{v_{1ср}(H-h)}{\nu}.$$

Зависимость (2) с учетом полученных выражений записывается в виде:

$$v_1 = 6k_v \frac{v_{1ср}}{(H-h_р)^2} x_3(2H - 2h - x_3),$$

где $k_v$ — коэффициент, учитывающий изменение скорости по ширине проточного сечения порога.

На границе раздела $x_3 = H - h$, скорость течения максимальна и определяется зависимостью $v_{п1} = 6k_v v_{1ср}$.

Из-за воздействия стенок ковша на поток скорость металла по центру проточного сечения будет несколько выше, чем рассчитанная ранее для бесконечного потока. Неизвестный коэффициент $k_v$ можно определить как

$$k_v = \max(v_1'/v_1), \qquad (3)$$

где $v_1'$ — максимальная скорость потока между двумя стенками ковша (см. рис. 2, *б*), м/с.

Скорость $v_1'$ может быть определена по известной зависимости [6]

$$v_1' = \frac{3}{2} v_1. \qquad (4)$$

С учетом зависимостей (3) и (4) коэффициент равен $k_v = 1{,}5$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Ефимов В. А., Эльдарханов А. С.** Технологии современной металлургии. М.: Новые технологии, 2004. 784 с.
2. **Ефимов Г. В.** Управление процессом рафинирования стали в промежуточном ковше // Сталь. 2001. № 4. С. 24—27.
3. **Процессы** непрерывной разливки: Монография / А. Н. Смирнов, В. Л. Пилюшенко, А. А. Минаев и др. Донецк: ДонНТУ, 2002. 536 с.
4. **Смирнов А. Н., Несвет В. В.** Опыт непрерывной разливки стали длинными сериями на многоручьевой МНЛЗ // Сталь. 2002. № 8. С. 36—39.
5. **Перспективы** исследований высокоскоростной непрерывной отливки обычных слябов из углеродистой стали // Черметинформация. Приложение к изданию "Новости черной металлургии за рубежом". 2002. № 4. С. 20—27.
6. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 840 с.
7. **Мелентьев Ю. Т., Телегин А. И.** Динамика манипуляционных систем роботов. Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та, 1985. 352 с.



ЗЛАТОУСТОВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ЗАВОД

ТОРГОВЫЙ ДОМ ЭСТАР
ЭЛЕКТРОСТАЛЬ РОССИИ

***Производство проката из любых марок стали и сплавов: жаропрочных, нержавеющих, быстрорежущих, инструментальных, подшипниковых, конструкционных, углеродистых.***

| | |
|---|---|
| КРУГ | 1—280 мм (катаный, кованый, калиброванный, со специальной отделкой поверхности) |
| КВАДРАТ | 5—300 мм (катаный, кованый, калиброванный) |
| ТРУБНАЯ ЗАГОТОВКА | 80—200 мм |
| ШЕСТИГРАННИК | 4—52 мм (катаный, калиброванный) |
| ПОЛОСА, ПРОВОЛОКА, СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПРОФИЛИ | |

**МАЛОТОННАЖНЫЕ ЗАКАЗЫ, СБОРНЫЕ ВАГОНЫ.**

Заключением договоров на поставку продукции занимается ООО «Торговый дом "ЭСТАР-Златоуст"».

***Тел.: (3513) 69-67-44, 67-66-22, факс: (3513) 67-43-32, 67-68-66, 67-31-76.***

***E-mail: td@zmk.ru www.zmk.ru***

УДК 621.892

Ю. П. КОЗЫРЕВ, Е. Б. СЕДАКОВА, кандидаты технических наук (ИПМаш РАН, г. Санкт-Петербург)

# Метод определения допустимых нагрузок при трении с использованием эмпирического закона изнашивания[1]

Проведены триботехнические испытания композиционного материала Ф4К15М5 на основе политетрафторэтилена в широком диапазоне нагрузок с регистрацией сигналов акустической эмиссии.

Предложен эмпирический закон изнашивания, позволяющий определять допустимые нагрузки при трении. Результаты испытаний показали, что этот закон можно рекомендовать для определения допустимых нагрузок при трении как менее трудоемкий и не требующий использования специального оборудования.

Tribological tests of polytetrafluoroethylene-based Ф4К15М5 composite material are carried out in a wide loading range, registering signals of acoustic emission. Empirical law of wearing is offered, which allows for determining friction permissible load. Research results show, that the law may be recommended for determining friction permissible load as the least labour-intensive and not requiring usage of any special equipment.

В работах [1, 2] отмечается, что важной характеристикой температурного режима трения является температурный градиент в направлении нормали к поверхности трения. Температурный градиент — одна из главных причин формирования положительного градиента поверхностных механических свойств и поэтому оказывает влияние на характеристики трения и изнашивания. Как показано в работе [3], температурный градиент связан с величиной плотности мощности трения $\mu pv$ и определяется из соотношения $\mathrm{grad}\, T = \mu pv/\lambda$, где $\mu$ — коэффициент трения; $p$ — удельное давление; $v$ — скорость скольжения; $\lambda$ — коэффициент теплопроводности.

Если коэффициенты трения и теплопроводности принять постоянными, то $\mathrm{grad}\, T$ будет пропорционален $pv$. Таким образом, при триботехнических испытаниях величина $\mathrm{grad}\, T$ может быть с достаточной точностью заменена величиной $pv$.

Известно [1], что рост температурного градиента приводит к снижению линейной интенсивности изнашивания $I_h$ с последующим ее возрастанием при достижении градиентом величин, соответствующих локальному плавлению микронеровностей или разогреву, приводящему к намазыванию материала на контртело. Поэтому минимальная величина $pv$ может рассматриваться как величина допустимой нагрузки $[pv]$ для конкретной пары трения. Отметим, что эта величина $[pv]$ будет гораздо ближе к эксплуатационным значениям, чем определяемые по методу [4] предельные нагрузки, которые соответствуют режиму схватывания.

К сожалению, в работе [1] не приведены условия, из-за которых происходило изменение $\mathrm{grad}\, T$ или соответствующего $pv$. По нашему мнению, $I_h$ будет зависить от $pv$ так, как отмечено в работе [1], только при постоянном давлении и переменной скорости скольжения. Если наряду со скоростью произвольным образом изменять давление, то величина $I_h$ будет иметь большой разброс, связанный с изменением объемного износа при изменении площади фактического контакта.

Поэтому для установления связи с $pv$ более универсальной триботехнической характеристикой является коэффициент $K$ износа:

$$K = V/NL, \qquad (1)$$

где $V = \Delta m/\rho$ — объемный износ ($\rho$ — плотность материала, $\Delta m$ — массовый износ); $N$ — нагрузка; $L$ — путь трения.

Если согласно работе [5] считать, что фактическая площадь контакта пропорциональна нагрузке, то из равенства (1) следует, что величина $K$ является объемным износом, отнесенным к единице площади фактического контакта и единице пути трения. Таким образом, при постоянной номинальной площади контакта и при неизменности механизма изнашивания величина $K$ не должна зависеть от давления. И поэтому при построении зависимости $K$ от $pv$ для достижения требуемых величин $pv$ можно произвольно изменять как давление, так и скорость скольжения. В результате мы получаем универсальную зависимость сразу от двух параметров, а не от одного, как в случае использования $I_h$. При $pv = 0$ величина $K$ также должна стремиться к нулю, поэтому зависимость $K$ от $pv$ будет иметь минимум при больших $pv$ и максимум в области относительно малых $pv$. Эта функциональная зависимость представляется достаточно общей и на качественном уровне отмечена в работе [6].

Настоящая работа посвящена разработке эмпирического закона изнашивания, определению на его основе величины $[pv]$ испытуемого материала и физическому обоснованию найденной величины $[pv]$ с привлечением метода акустической эмиссии (АЭ).

Объектом исследований являлся композиционный материал Ф4К15М5 на основе политетрафторэтилена, содержащий 15 об. % мелкодисперсного литейного кокса и 5 % дисульфида молибдена $MoS_2$ [7]. Условия испытаний приведены в таблице.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, код проекта 06-08-00451.

| № п/п | Скорость скольжения $v$, м/с | Контактное давление $p$, МПа | $pv$, МПа · м/с | Время эксперимента, ч-мин-с |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,043 | 0,7 | 0,03 | 6-16-08 |
| 2 | 0,100 | 1,0 | 0,1 | 2-49-15 |
| 3 | 0,200 | 1,0 | 0,2 | 1-24-37 |
| 4 | 0,200 | 2,0 | 0,4 | 1-24-37 |
| 5 | 0,300 | 2,0 | 0,6 | 0-56-25 |
| 6 | 0,220 | 3,6 | 0,8 | 1-17-34 |
| 7 | 0,600 | 2,0 | 1,2 | 0-28-12 |
| 8 | 0,420 | 3,3 | 1,4 | 0-40-18 |

Примечание. Путь трения во всех экспериментах $L = 1000$ м.

Экспериментальные исследования выполнялись на установке, схема которой приведена на рис. 1. Испытания материала проводили по схеме "кольцо — плоскость": образец из испытуемого материала контактировал своей плоской поверхностью с контртелом из стали 35ХМ ГОСТ 4543—71 (кольцо с наружным диаметром 6 мм, внутренним диаметром 5 мм и высотой 8 мм). После окончания эксперимента взвешиванием определяли износ образца по массе.

Рассмотрим кратко работу экспериментальной установки (рис. 1). На валу электродвигателя *2* постоянного тока установлено подвижное контртело *6*, имеющее форму кольца, которое контактирует с поверхностью исследуемого образца *1*, изготовленного в виде диска, закрепленного в зажиме. В свою очередь зажим жестко прикреплен к подвижной траверсе *8*, которая может свободно перемещаться по вертикальным направляющим *7*. Необходимое контактное давление создается грузами *10*, установленными на траверсе *8*. Двигатель с направляющими закреплен на стойке *9*. Скорость вращения двигателя плавно изменяется с помощью лабораторного автотрансформатора (ЛАТР), подключенного к двигателю через выпрямитель. Также к двигателю подключен двухкоординатный самописец ПДА-1, который регистрирует величину коэффициента трения, проградуированного по силе тока двигателя, от времени. Устройство *4* для замера частоты вращения и, следовательно, скорости скольжения установлено на двигателе и состоит из датчика, который при каждом прохождении прорези в диске *5*, закрепленном на вращающемся контртеле, подает сигнал на осциллограф.

Кроме измерения массового износа при экспериментальных исследованиях регистрировали сигналы АЭ. Для этого к исследуемому образцу был прикреплен пьезодатчик *3*, который через предусилитель передавал сигналы АЭ для первичной обработки на преобразователь АФ-15, после чего преобразованные сигналы поступали на персональный компьютер (ПК) для окончательной обработки. С учетом частотного диапазона (0,2÷1,5 МГц) [8], в котором при трении фиксируется основное количество сигналов АЭ, в наших экспериментах для регистрации сигналов АЭ в течение всего времени проведения эксперимента на износ использовался широкополосный (0,2÷1,0 МГц) пьезодатчик. Аппаратура для обработки сигналов АЭ описана в работе [9]. Она позволяет регистрировать время $t$ прихода сигналов АЭ, их амплитуду $A$ и число $S$ осцилляций при превышении некоторого заранее установленного порога по уровню амплитуды.

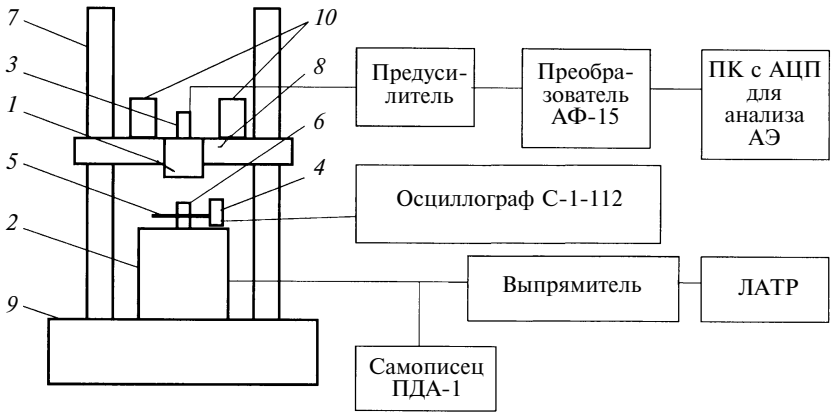



**Рис. 1. Схема установки**

Обработка и анализ зарегистрированных сигналов АЭ являются оригинальным способом, который используется в данной работе для определения допустимых нагрузок.

По зарегистрированным значением параметров $t$, $A$ и $S$ сигналов АЭ определяется среднеквадратичное отклонение (СКО) каждого АЭ сигнала. Затем составляется случайная функция, представляющая собой последовательность величин СКО сигналов АЭ. После оцифровки определяется автокорреляционная функция этой последовательности. Методика определения автокорреляционной функции значений СКО сигналов АЭ подробно изложена в работах [10, 11]. Затем, используя дискретное преобразование Фурье к автокорреляционной функции, определяли нормированный энергетический спектр $W_n(f) = W(f)/W(f)_{\max}$, где $W(f)_{\max}$ — максимальная амплитуда спектра; $f$ — частота. Полученный спектр можно условно разделить на две области — низкочастотную и высокочастотную. Известно [8], что амплитуда высокочастотных составляющих энергетического спектра самих импульсов АЭ имеет качественную связь с интенсивностью поверхностного разрушения. Энергетический спектр последовательности, составленной из СКО импульсов АЭ, также должен иметь подобную закономерность.

Результаты экспериментальных исследований износа с последующим расчетом $K$ по формуле (1) приведены на рис. 2.

Полученные экспериментальные данные согласуются с общим подходом к изнашиванию материалов в широком диапазоне нагрузок [6], т. е. наблюдаются области максимума и минимума коэффициента износа. Используя статистическую обработку экспериментальных данных по методу наименьших квадратов, нашли эмпирический закон изнашивания:

$$K = apve^{-bpv} + c(e^{dpv} - 1), \qquad (2)$$

где $a$, $b$, $c$, $d$ — размерные коэффициенты.

Предложенный закон хорошо описывает экспериментальные дан-

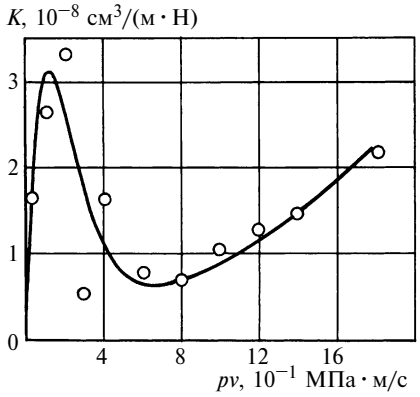



**Рис. 2. Зависимость коэффициента износа от условий нагружения:**
линия — аппроксимация экспериментальных данных; точки — расчет по формуле (2); пары трения "композиция Ф4К15М5 — сталь 35ХМ"

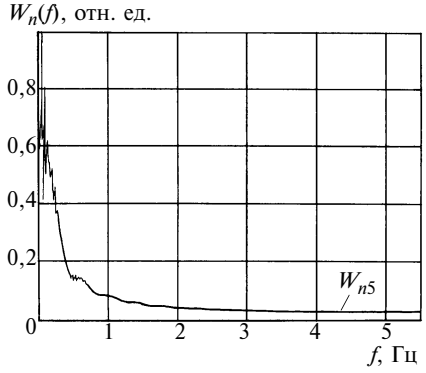



**Рис. 3. Нормированный энергетический спектр последовательности величин СКО сигналов АЭ с шагом оцифровки $\Delta t$ = 0,1 при трении композиции Ф4К15М5:**
условия испытаний: $pv$ = 0,03 МПа · м/с

ные (см. рис. 2), так как коэффициент корреляции между экспериментальными и расчетными величинами коэффициента износа равен 0,82.

Обоснование эмпирического закона может заключаться в следующем. С ростом $pv$ происходит рост доли пластического контакта и соответствующий рост $K$. Одновременно с этим развиваются процессы переноса, которые определяются способностью углерода и графита образовывать на поверхности трения пленки, обладающие смазывающей способностью [12], что приводит к уменьшению $K$. Скорость этого снижения определяется экспонентой с отрицательным показателем степени. Кроме того, второе слагаемое с положительной степенью экспоненты делает свой вклад вследствие локального плавления микронеровностей. Особенно значимым этот вклад становится в области больших $pv$ (см. рис. 2). Предположим, что минимальным значением $pv$, как показано выше, является $[pv]$ для исследуемого материала. Тогда из рис. 2 находим, что величина его равна 0,66 МПа · м/с.

Теперь рассмотрим возможность оценки $[pv]$, используя изложенный выше метод обработки сигналов АЭ. Согласно принятому подходу [8] мы должны проанализировать амплитуды энергетического спектра (рис. 3) при самых высоких частотах. Наивысшая частота спектра $f = 1/2\Delta t$ для исследуемого материала составляет 5 Гц, так как шаг оцифровки $\Delta t = 0{,}1$ с.

Поэтому для анализа полученных данных используем амплитуду нормированного энергетического спектра $W_{n5}$ (в %) при 5 Гц. Подобную методику используем и для спектров, полученных при других значениях $pv$. Результаты определения $W_{n5}$ приведены на рис. 4. Там же приведена зависимость $\Delta m$ от $pv$.

По рис. 4 можно сделать следующие выводы. До $pv$ = = 0,8 МПа · м/с кривые $\Delta m$ и $W_{n5}$ синхронны, т. е. если износ увеличивается, то увеличивается и $W_{n5}$ и наоборот. При $pv$ от 0,8 до 1,2 МПа · м/с износ имеет постоянное значение, а $W_{n5}$ существенно снижается. Относительно мала величина $W_{n5}$ и при $pv$ = 1,4 МПа · м/с. Таким образом, при $pv \geqslant 0{,}8$ МПа · м/с амплитуда $W_{n5}$ резко падает, а износ $\Delta m$ либо остается на одном уровне, либо существенно возрастает. Это, по-видимому, связано со снижением прочностных свойств поверхностного слоя за счет локального плавления. Таким образом, по результатам обработки сигналов АЭ величина $[pv]$ составляет 0,8 МПа · м/с для Ф4К15М5. В то же время с использованием эмпирического закона изнашивания было найдено, что величина $[pv]$ = 0,66 МПа · м/с. В связи с тем, что разница между этими величинами не превышает 20 %, для определения $[pv]$ может быть рекомендован эмпирический закон изнашивания, так как он менее трудоемкий и не требует использования специального оборудования.

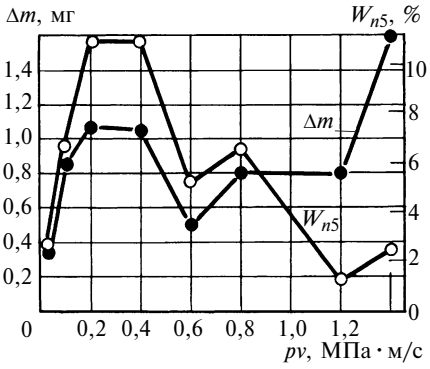



**Рис. 4. Зависимости массового износа $\Delta m$ и амплитуды $W_{n5}$ нормированного энергетического спектра от условий нагружения**

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
2. **Зиновьев А. В.** Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.
3. **Буше Н. А., Гершман И. С.** Реализация диссипативной самоорганизации поверхностей трения в трибосистемах // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1. С. 61—70.
4. **Кенько В. М.** К вопросу стандартизации методов фрикционных пластмасс // Весцi АН БССР. 1980. № 2. С. 52—57.
5. **Боуден Ф. П., Тейбор Д.** Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968. 543 с.
6. **Гинзбург Б. М., Точильников Д. Г., Козырев Ю. П.** О влиянии сдвиговой деформации на механизм изнашивания поликристаллических тел при трении скольжения // Трение и износ. 2001. Т. 22. № 6. С. 625—630.
7. **Справочник** по пластическим массам. 2-е изд. В 2 т. Т. 1. // Под ред. В. М. Катаева, В. А. Попова, Б. И. Сажина. М.: Химия, 1985. 448 с.
8. **Свириденок А. И., Мышкин Н. К., Калмыкова Т. Ф.** Акустические и электрические методы в триботехнике / Под ред. В. А. Белого. Минск: Наука и техника, 1987. 280 с.
9. **Кинетика** разрушения поверхности при трении без смазочного материала / В. П. Булатов, Ю. П. Козырев, В. И. Тулаев и др. // Трение и износ. 2001. Т. 22. № 1. С. 17—20.
10. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Особенности частотного спектра сигналов акустической эмиссии при износе политетрафторэтилена // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 6. С. 115—119.
11. **Способ** непрерывного контроля износа фрикционной пары: Пат. 2263891 РФ.
12. **Воронков Б. Д.** Подшипники сухого трения. Л.: Машиностроение, 1979. 224 с.

УДК [621.431.3:621.919.1].001.57

В. А. САНИНСКИЙ, И. Н. ЗАХАРОВ, кандидаты технических наук
(ВолгГТУ, г. Волгоград)

# Моделирование процесса формообразования при координатной обработке соосных отверстий нежесткими протяжками

Технология механической обработки коренных опор и других соосных отверстий под подшипники скольжения в блоках цилиндров и картерах ДВС определяет погрешности их пространственного расположения. После сборки погрешности расположения поверхностей контакта подшипников и отклонения их диаметральных размеров влияют на работоспособность многоопорных подшипниковых узлов распределительного, коленчатого валов и осей рычагов (рокеров). Стремление к обеспечению взаимозаменяемости в условиях снижения уровня обновления металлорежущего оборудования моторостроительных предприятий часто приводит к тому, что эти отклонения превышают нормы, обеспечивающие необходимую работоспособность соосных подшипников скольжения из-за несоосности коренных опор и шеек, различия их диаметров [1, 2].

Исследования процессов взаимодействия поверхностей контакта коренных шеек коленчатых валов и коренных вкладышей, установленных в смещенных (в пределах допуска) коренных опорах картера двигателя, показывают, что изнашивание этих поверхностей происходит неравномерно; это связано с неравномерностью зазоров в соосных подшипниках скольжения [3]. Решение задачи повышения равномерности зазоров связано с технологическим обеспечением стабилизации размеров отверстий соосных опор под подшипники размерной механической обработкой. К способам размерной обработки относится и координатное протягивание соосных отверстий [1—4]. При протягивании соосных отверстий они приобретают более стабильный размер, чем при растачивании многорезцовой борштангой, так как он формируется последним зубом протяжки, практически неизнашиваемым в процессе обработки ряда соосных отверстий одной детали и потому имеющим постоянный размер. Особенность этих способов состоит в том, что они позволяют нейтрализовать отклоняющее усилие, возникающее из-за неуравновешенности радиальных сил резания (их численные значения определяли с помощью стенда, описанного в авторских свидетельствах [3, 5]), которое и может создавать удельную неуравновешенность, приходящуюся на 1 мм длины затупленной режущей кромки, $\Delta P_y = 5{,}5$ Н/мм. При координатном протягивании нескольких соосных отверстий способом [1, 2] следует исходить из условий, лимитирующих контакты стандартной протяжки с обрабатываемым отверстием [5, 6]. Преимуществом режуще-деформирующего протягивания [4] является также то, что оно позволяет совмещать процессы резания и поверхностной пластической деформации (ППД), повышать качество обработанных поверхностей постелей коренных подшипников и в дальнейшем (при эксплуатации) улучшать в них теплоотвод [7]. Однако широкого распространения в обработке соосных опор под подшипники способ [4] не получил. Одной из причин этого может быть недостаточная изученность явления дестабилизации формы обработанных протягиванием отверстий и зазоров в парах трения соосных подшипников [8].

Для расчета точности протягивания, учитывающего взаимное влияние сил резания координатной протяжки и упругие смещения зубьев протяжки относительно оси соосных отверстий заготовки, можно использовать рекомендации работ [6, 9]. Однако отсутствие в работе [9] конкретной методики моделирования формообразования соосных отверстий и примера применения ее к протягиванию нежесткими протяжками затрудняет использование рекомендаций этой методики в расчетах точности при протягивании. Использование разработанных схем расчета (рис. 1 и 2) позволяет адаптировать работу [9] к задаче моделирования формообразования при протягивании.

Суть адаптации заключается в идентификации схемы деформации нежесткого вала при многорезцовом точении с протягиванием круглой протяжкой, находящейся в условиях неуравновешенности радиальных сил резания, когда или затупленные зубья круглой протяжки расположены с одной стороны, или твердость заготовки имеет повышенные значения с одной стороны отверстия, или припуск неравномерно расположен по

периметру режущих кромок протяжки. Возможно и одновременное воздействие всех факторов на протяжку в процессе резания. Принимая эти условия работы протяжки за неблагоприятные, при которых зубья из-за упругих деформаций тела протяжки смещаются в радиальном направлении максимально, выполним схему расчета погрешности формы обрабатываемого отверстия от упругого отжатия калибрующих зубьев укороченной ступенчатой координатной протяжки (см. рис. 1) и создадим математическую модель расчета профиля продольного сечения соосных отверстий при координатном протягивании способами, представленными в работах [4, 9]. Модель учитывает взаимное влияние сил резания $F_1$, $F_2$, $F_3$ (см. рис. 1, *б*) зубьев протяжки при одновременном контакте их с обрабатываемым отверстием при нахождении переднего и заднего "дорнующих направлений" (направляющие части протяжки с несколькими дорнующими зубьями [9] в контакте с заготовкой в условиях образования натяга между направляющими частями и заготовкой).

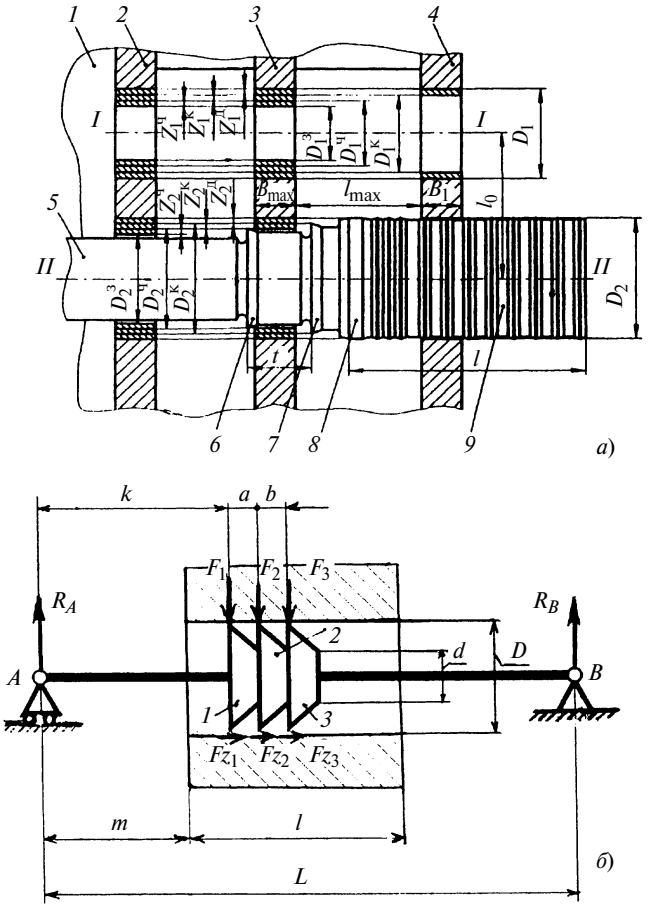



**Рис. 1. Расчетные схемы:**
*а* — припусков при протягивании способом [4]; *б* — радиальной деформации протяжки при координатном протягивании промежуточного отверстия из ряда соосных

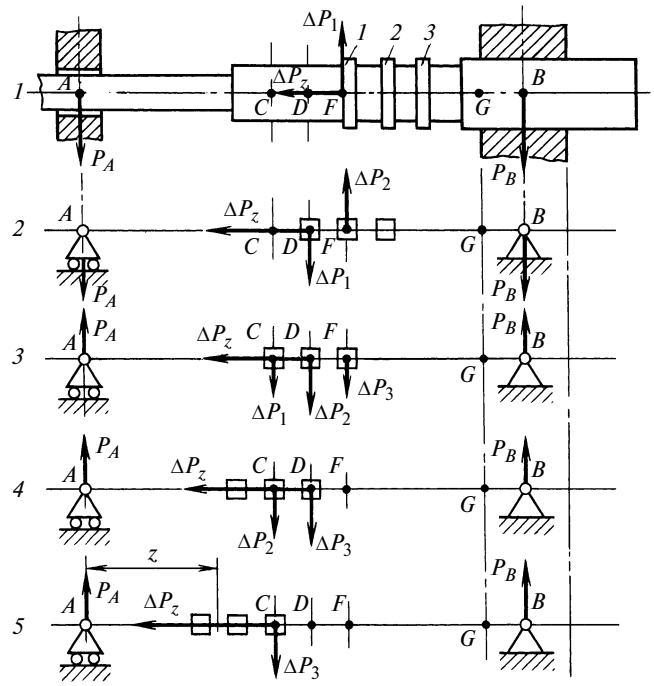



**Рис. 2. Схемы силового воздействия трех зубьев протяжки по условиям контакта зубьев с заготовкой при координатной обработке секционной протяжкой, состоящей из передней и задней (дорнующей) направляющих частей и расположенных между ними трех режущих зубьев**

Схема осуществления способа обработки [4] режуще-деформирующей протяжкой с координацией ее по входному, предварительно выполненному в нужных координатах базовому отверстию с последующим переносом этой базы в соседние отверстия показана на рис. 1, *а*. Расстояние $l_0$ между осями глубоких прерывистых отверстий (ГПО) заготовки выполняется с допуском 5÷10 мкм на координатно-расточном станке. Отверстия с осью *I—I* показаны с общими припусками $Z_1$, $Z_2$ перед обработкой. Отверстия с осью *II—II* перед обработкой имеют аналогичное расположение припусков. Протяжка *5* имеет три зуба (черновой *6*, калибрующий *7*, дорнующий *8*) и направляющую часть *9*; $D_1$, $D_2$ — окончательные диаметры отверстий с осями соответственно *I—I* и *II—II*, получаемые после дорнования зубом *8* (или предварительной расточкой отверстия в стенке *4*). При рабочем движении протяжки зуб *8* дорнует отверстие в стенке *4* по оси *II—II*, после чего в работу вступают черновой зуб *6*, а затем и калибрующий зуб *7*. Во время работы режущих зубьев направляющая часть *9* протяжки *5* находится в контакте с отверстием в стенке *4*, удерживая режущие зубья от смещения радиальными силами. На рис. 1, *а*: $D_1^{к}$, $D_2^{к}$ — диаметры отверстий после обработки калибрующим зубом *7*; $D_1^{ч}$, $D_2^{ч}$ — диаметры отверстий после обработки черновым зубом *6*; $D_1^{з}$, $D_2^{з}$ — диаметры отверстий в заготовке, полученные в стенках *2* и *3* на предшествующей (предварительной) операции; $Z_1^{д}$, $Z_2^{д}$ — припуск под дорнование; $Z_1^{к}$, $Z_2^{к}$ — припуск на калибрующий зуб протяжки; $Z_1^{ч}$, $Z_2^{ч}$ — припуск на черновые зубья протяжки, превышающий величину несоосности *e* промежуточных отверстий с крайними.

При моделировании учитываются приемы определения и раскрытия статической неопределимости стержневых систем [6, 9].

Рассмотрим схему координатного протягивания промежуточного отверстия трехзубой протяжкой, при которой задняя направляющая часть протяжки контактирует с крайним отверстием по посадке с натягом, а передняя — с зазором. При этом промежуточное отверстие обрабатывается тремя режущими (калибрующими) зубьями (см. рис. 1, *б*). Примем допущения, что материал заготовки в районе группирования затупленных зубьев однороден и имеет по сравнению с замеряемыми по периметру отверстия значениями повышенную твердость и пониженную обрабатываемость, что и создает неуравновешенность $P_y$ радиальных сил резания круглой протяжки [2, 3]. Тогда в контакте с заготовкой могут одновременно находиться не более трех зубьев (когда один зуб выходит из контакта, а другой — входит). Процесс формообразования может рассматриваться как для случаев, когда силы направлены в одну сторону (см. рис. 1, *б*), так и для случаев, когда они разнонаправлены (см. рис. 2). При этом работа зубьев делится на этапы: на этапе 1 в контакт с заготовкой входит зуб *1* и возникает сила $\Delta P_1$; на этапе 2 в контакте два зуба; на этапе 3 в контакте находятся три зуба одновременно; на этапе 4 зуб *1* вышел из контакта с заготовкой и в контакте два зуба; на этапе 5 в контакте остается зуб *3*. Но разнонаправленность сил $\Delta P$ приводит к их частичному уравновешиванию, снижению суммарной деформации и меньшей погрешности формы обработанной поверхности. Поэтому для прогнозирования наибольшей погрешности целесообразно рассматривать наиболее неблагоприятное сочетание сил по схеме, показанной на рис. 1, *б*. Весом протяжки можно пренебречь, принимая условия работы на вертикально-протяжном станке, где вес протяжки не влияет на отклоняющие усилия. Расчетная глубина резания одним режущим зубом протяжки не рассматривается, так как удельная неуравновешенность $\Delta P_y$ известна из работы [11]. Будем считать, что в технологической системе (ТС) также создается условие пропорциональности между упругими перемещениями и радиальной неуравновешенностью при постоянном числе контактирующих с заготовкой зубьев. Иными словами, при контакте с заготовкой одного, двух или трех зубьев рассматриваемая ТС — линейная [10]. В расчет принимаем только радиальную составляющую сил резания $\Delta P$ [11], а сечение протяжки по впадине зуба по всей ее длине постоянно. Исследованиями [11] установлено, что при протягивании отверстий в деталях из чугуна неуравновешенность протяжки при критическом затуплении зубьев и направленности сил согласно схеме на рис. 1, *б* характеризуется численными значениями $\Delta P$. Так как в системе СИ силы принято обозначать символом $F$, заменим символы $\Delta P$, принятые в работе [11], на $F$: $\Delta P_1 = F_1 = 181$ Н, $\Delta P_2 = F_2 = 203{,}6$ Н, $\Delta P_3 = F_3 = 186$ Н. Тогда становится возможным расчет по схеме на рис. 1, *б* величины суммарной радиальной деформации протяжки под действием сил $F_1$, $F_2$, $F_3$, отклоняющих протяжку в радиальном направлении и являющихся результатом неуравновешенности радиальных сил [1, 3, 11].

При расчете полного упругого смещения зуба в направлении наибольшей деформации протяжки будем учитывать только радиальную составляющую перемещения тела протяжки без учета деформации зубьев. Согласно принципу независимости действия сил, текущее упругое смещение $\Delta_{yi}$ вершины последнего по ходу протяжки зуба относительно заготовки в направлении нормали к обрабатываемой поверхности можно определить по исходной формуле

$$\Delta_{yi} = \Delta_{y11} + \Delta_{y12} + \Delta_{y13}, \qquad (1)$$

где $\Delta_{y11}$, $\Delta_{y12}$, $\Delta_{y13}$ — составляющие общего смещения вершины последнего зуба протяжки относительно общей оси заготовки (вторая цифра в индексе означает номер зуба по ходу перемещения протяжки), а $\Delta_{yi}$ — неуравновешенность радиальных сил резания, которую вызывают составляющие общего смещения.

Зависимость неуравновешенности радиальных сил резания отдельного $i$-го зуба протяжки от условий обработки может быть представлена эмпирическим выражением

$$P_{yi} = C_y t_{фi}^m, \qquad (2)$$

где $C_y$ — постоянная, определяемая условиями обработки; $t_{фi}^m$ — фактическая глубина резания $i$-го зуба (при расчетах принимают $m = 0{,}3$ [12]).

Поскольку $t_{фi}^m = t_{ci} - \Delta_{yi}$ ($t_{ci}$ — средняя глубина резания $i$-го зуба), зависимость (2) принимает вид:

$$P_{yi} = C_y(t_{ci} - \Delta_{yi}). \qquad (3)$$

Считая условия резания зуба протяжки идентичными точению фасонным резцом, для незатупленного зуба примем $C_y = 22{,}7$; $m = 0{,}3$; $t_{фi} = 0{,}1$ [12].

Тогда можно получить три уравнения для определения упругих смещений $\Delta_{y1}$, $\Delta_{y2}$, $\Delta_{y3}$ вершин зубьев *1*, *2* и *3* протяжки относительно заготовки [10]:

$$\left.\begin{aligned}
&(1/C_y + \delta_{11})\Delta_{y11} + \delta_{12}\Delta_{y2} + \delta_{13}\Delta_{y3} = \\
&\quad = \delta_{11}t_{c1} + \delta_{12}t_{c2} + \delta_{13}t_{c3}; \\
&\delta_{21}\Delta_{y2} + (1/C_y + \delta_{22})\Delta_{y2} + \delta_{23}\Delta_{y3} = \\
&\quad = \delta_{21}t_{c1} + \delta_{22}t_{c2} + \delta_{23}t_{c3}; \\
&\delta_{31}\Delta_{y3} + \delta_{32}\Delta_{y3} + (1/C_y + \delta_{33})\Delta_{y3} = \\
&\quad = \delta_{31}t_{c1} + \delta_{32}t_{c2} + \delta_{33}t_{c3}.
\end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Единичные перемещения $\delta_{nn}$ зависят от жесткости протяжки и заготовки и могут быть определены теоретически [6] или по формулам [5]. В некоторых случаях (при координатном протягивании [1]), когда в контакте с заготовкой находятся более двух или трех зубьев [4, 11], такой подход может оказаться эффективным, особенно при расчете погрешностей черновой и чистовой обработок коренных опор в картерах тяжелых дизелей.

Анализ приведенной зависимости погрешностей при протягивании от деформационных процессов указывает на необходимость учета этой взаимосвязи. Этого можно добиться введением следующих конструктивных особенностей калибрующей части координатной протяжки: с целью устранения влияния отклоняющих усилий зуба, расположенного впереди, на каждый последую-

щий зуб шаг $t$ калибрующих зубьев необходимо выполнять больше максимальной толщины $B_{max}$ (см. рис. 1, *а*) стенки заготовки.

Разработанная методика создает новые условия для управления качеством обработки соосных отверстий с использованием способов координатного протягивания [4], например координированных параллельных рядов глубоких прерывистых отверстий типа опор под соосные подшипники скольжения распределительных и коленчатых валов в ДВС [11]. На ее основе можно выполнить расчет продольного профиля ряда соосных отверстий (кроме крайнего, получаемого на координатно-расточном станке [4] и потому наиболее точного) после их координатного протягивания [4, 9]. Профиль будет зависеть от радиального отклонения протяжки под воздействием неуравновешенности радиальных сил резания, имеющих место при протягивании. При этом необходимо выполнять условия, при которых были получены уравнения (4):

1) податливость переднего и заднего направлений ступени с шагом зубьев $t_з$, а также корпуса заготовки, в которой располагаются обрабатываемые соосные отверстия, отсутствует;

2) сопротивляемость материала заготовки внедрению режущей кромки отсутствует, что следует из методики измерения неуравновешенности сил при протягивании круглой протяжкой [3, 9].

Методика измерения сил [3] предусматривала измерение только разницы коллинеарных противоположно направленных, неуравновешенных по периметру режущей кромки сил. Она позволила установить, что при протягивании отверстия ∅ 24*H*7 [3] удельная неуравновешенность $\Delta P_у$ = 5,5 Н/мм. Материал заготовки (чугун) в расчете не учитывался (согласно второму условию); материал зубьев протяжки Р6М5 ($\sigma_в$ = 850 МПа; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); подача на зуб $a$ = 0,1 мм/зуб; скорость резания $v$ = 3 м/мин; геометрические параметры режущей части протяжки соответствовали стандартным рекомендациям при обработке стали. Возможность радиального отклонения протяжки при обработке приводит к погрешности формы обрабатываемого отверстия, которая прямопропорциональна прогибу протяжки.

Анализ расчетных профилей продольного сечения отверстия показывает, что погрешность формы связана с влиянием затупленных участков зубьев, приводящим к образованию местных макронеровностей. При контроле гладкими калибрами эти погрешности могут значительно повлиять на результаты контроля, а при измерении индикаторными нутромерами не отразятся на показаниях. Таким образом, и тот, и другой контроль не гарантирует качество детали, которое обеспечит долговечность подшипников скольжения, установленных в обработанные отверстия многоопорного подшипникового узла.

В некоторых случаях (при координатном протягивании [1]), когда в контакте с заготовкой находятся два или три зуба, такой подход может оказаться эффективным, особенно при расчете погрешности черновой и чистовой обработок картеров тяжелых дизелей.

Представленный авторами метод моделирования позволяет выполнить расчет профиля поверхности ГПО в продольном направлении после обработки его координатной протяжкой с таким соотношением геометрических параметров, при котором в контакте с отдельным отверстием из ряда соосных находятся три зуба, если принять условия, что податливости переднего и заднего "направлений", а также инструмента (прогиб протяжки на участке между передним и задним "направлениями" и радиальная деформация зубьев протяжки) равны нулю. Расчеты выполнены для диаметров обрабатываемых отверстий 40, 80, 120 мм. Неуравновешенность радиальных сил резания при одностороннем группировании затупленных зубьев протяжки примем в соответствии с данными результатов исследований [11]: максимальные значения $F_1$ = 181 Н, $F_2$ = 203,6 Н, $F_3$ = 186 Н соответственно на зубьях *1*, *2*, *3*, поочередно входящих в контакт с отверстием (1-й этап расчета), одновременно находящихся в контакте с обрабатываемым отверстием (2-й этап) и поочередно выходящих из контакта (3-й этап). Каждому из этапов соответствует выполненный в системе Matchad расчет моментов и сил, значения которых отражены на рис. 3 и 4. Приведенные

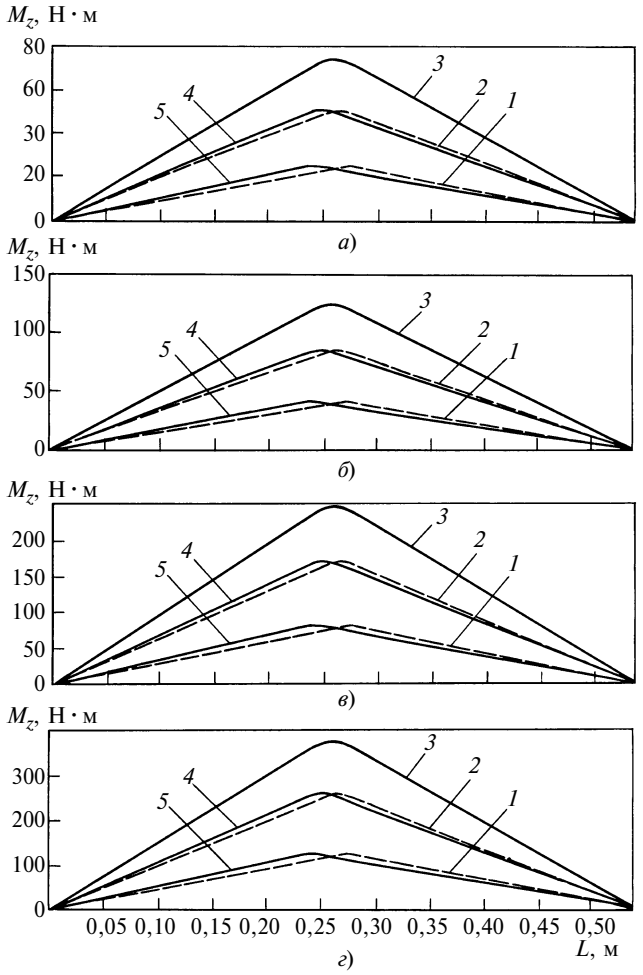



**Рис. 3. Изменение изгибающих моментов $M_Z$ (*а—г*) по длине $L$ балки диаметром $D$ = 24 (*а*), 40 (*б*), 80 (*в*) и 120 мм (*г*):**
*1*, *2*, *3* — вход в работу соответственно зуба *1*, *2*, *3*; *4*, *5* — выход из работы зуба *1* и *2*

исходные данные и схемы, разработанные для координатного протягивания, используются, чтобы идентифицировать их с расчетными схемами и методикой расчета деформаций, представленными в статье [9], и для прогнозирования погрешностей формы каждого из соосных отверстий.

На рис. 3 и 4 показаны изгибающие моменты и прогибы протяжки, которые соответствуют упругим смещениям $Y_i$. Эти смещения проявляются в виде несрезанных (остаточных) слоев, текущую толщину которых можно обозначить через $t_{ост}$ [9] и которые формируют погрешность формы, соответствующую уровням *A*, *B* или *C* (ГОСТ 24643—81) относительной погрешности формы в продольном направлении обработанного отверстия. Если число зубьев протяжки, находящихся в контакте с обрабатываемым отверстием, больше трех, система уравнений (4) преобразуется в соответствии с рекомендациями работы [9] для *n* зубьев. Примем условия, что податливости переднего и заднего "направлений", а также инструмента равны нулю; диаметры $D_1 \div D_4$ обрабатываемых отверстий в заготовках картеров соответственно равны 24, 40, 80, 120 мм; длина протягиваемых отверстий — *l*; радиальные силы, отклоняющие протяжку от ее оси, на зубьях *1—3* составляют: $F_1$ = 181 Н; $F_2$ = 203,6 Н; $F_3$ = 186 Н.

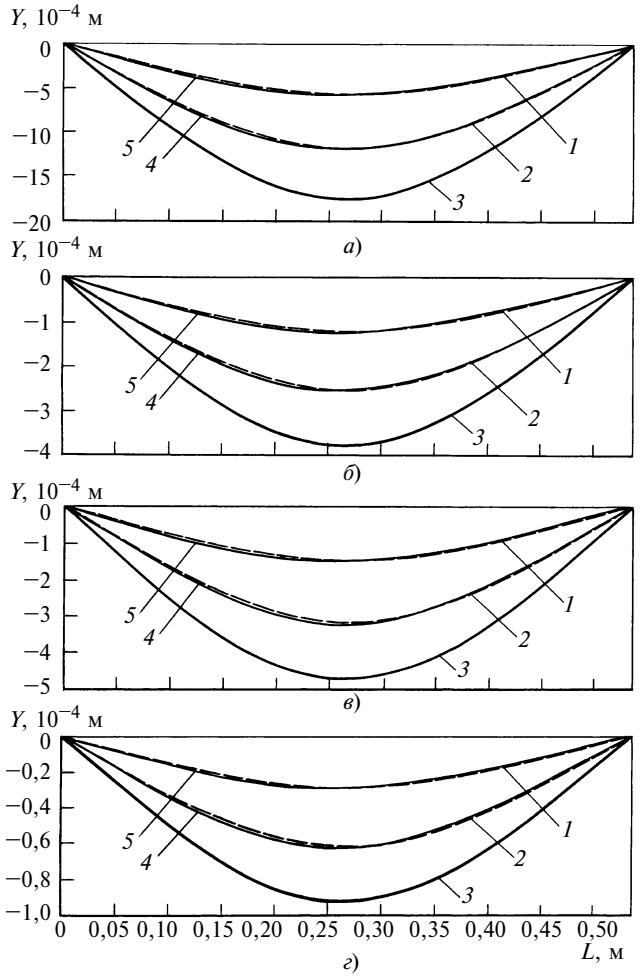



**Рис. 4. Изменение прогиба *Y* по длине *L* балки:**
*а—г* и поз. *1—5* — см. подпись к рис. 3

**Сравнение минимальной и максимальной погрешностей формы продольного сечения соосных отверстий**

| Параметры процесса | Значения параметра при $F_1$ (в числителе) и $F_1 + F_2 + F_3$ (в знаменателе) | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Диаметр обрабатываемого отверстия, мм | | | |
| | $D_1$ = 24H7 | $D_2$ = 40H7 | $D_3$ = 80H7 | $D_4$ = 120H6 |
| *L*, мм | 535 | 535 | 535 | 535 |
| *t*, мм | 12 | 12 | 12 | 12 |
| *k*, мм | Переменно | Переменно | Переменно | Переменно |
| *l*, мм | 41 | 41 | 41 | 41 |
| *m*, мм | 60/235 | 30/235 | 235/235 | 235/235 |
| *d*, мм | 18/18 | 30/30 | 70/70 | 100/100 |
| $Y_{max}$, мкм | 500/1800 | 250/383 | 15/50 | 3/8,7 |
| Допуск формы *T*, мкм, по уровням: | | | | |
| *A* | 6/6 | 8/8 | 10/10 | 6/6 |
| *B* | 4/4 | 5/5 | 6/5 | 4/4 |
| *C* | 2,5/2,5 | 3/3 | 4/4 | 2,5/2,5 |

Расчет выполним при длине *L* протяжки, равной расстоянию между базовыми отверстиями, например между крайними отверстиями при обработке промежуточного (см. рис. 2), и при наименьшем диаметре *d*, соответствующем впадине между передними зубьями. Расстояние *L* между крайними стенками [5] обрабатываемого картера ДВС, переменное расстояние *k* от зуба протяжки до стенки, где находится переднее "направление" протяжки (установка с зазором), расстояние *m* от стенки, где находится заднее дорнующее "направление" протяжки (установка с натягом), соответствуют условиям жесткости консольного режущего протяжного инструмента [2, 4]. Инструмент — специальная круглая протяжка из быстрорежущей стали Р6М5 с диаметром последних зубьев 24*H*7 (согласно данным эксперимента из работы [11]). По результатам исследований [11] можно выполнить прогнозирование погрешностей формы отверстий ∅ 40*H*7, ∅ 80*H*7, ∅ 120*H*6, соответствующих диаметрам координатных протяжек для обработки соосных отверстий под подшипники осей рокеров, распределительного и коленчатого валов в картерах дизелей 6ДМ21А и 8ЧВН15/16 [11]. Результаты расчета изгибающих моментов $M_Z$ и упругих отжатий $Y_i$ (см. рис. 3 и 4) позволили представить в таблице соответствие при координатном протягивании неуравновешенности минимальных значений (радиальной силы $F_1$ резания (в числителе) уровням *A*, *B*, *C* (ГОСТ 24643—81) относительной геометрической точности формы ($\Delta_ф = Y_{max}$) протянутых отверстий.

В исследованиях [11] удельная неуравновешенность измерялась и рассчитывалась на 1 мм длины режущей кромки протяжки ∅ 24. Поэтому для диаметров, значительно отличающихся от испытуемого размера протяжек, равнодействующую неуравновешенности $\Delta R$ = 5,5 пересчитаем в зависимости от длин режущих кромок,

т. е. от $\pi D_i/2$. При $R_{40} = \pi D_{40}/2$ (индекс равен диаметру протяжки) $\Delta R = 3{,}14 \cdot 20 \cdot 5{,}5 = 345$ Н, соответственно при $R_{80} = \pi D_{80}/2$ $\Delta R = 3{,}14 \cdot 40 \cdot 5{,}5 = 690$ Н и при $R_{120} = \pi D_{120}/2$ $\Delta R = 3{,}14 \cdot 60 \cdot 5{,}5 = 1035$ Н. Расчет выполним, приравняв величины неуравновешенности с одной стороны протяжки к силам $F_1$, $F_2$ и $F_3$.

Для определения упругого смещения вершин зубьев протяжки под действием неуравновешенных радиальных составляющих силы резания ($F_1$, $F_2$, $F_3$) составим выражения для внутреннего изгибающего момента $M_Z$ и прогиба $Y$ балки, расчетная схема которой показана на рис. 1. В соответствии с методом начальных параметров [13], известным из курса сопротивления материалов, указанные выражения по участкам балки запишутся в виде (см. рис. 1, *б*):

а) изгибающий момент:

1-й участок, $0 \leqslant x \leqslant k$: $M_Z(x) = R_A x$;

2-й участок, $k \leqslant x \leqslant k + a$: $M_Z(x) = R_A x - F_1(x - k)$;

3-й участок, $k + a \leqslant x \leqslant k + a + b$:

$$M_Z(x) = R_A x - F_1(x - k) - F_2(x - k - a);$$

4-й участок, $k + a + b \leqslant x \leqslant L$:

$$M_Z(x) = R_A x - F_1(x - k) - F_2(x - k - a) - F_3(x - k - a - b);$$

б) прогиб:

1-й участок, $0 \leqslant x \leqslant k$:

$$y(x) = \varphi_0 x + \frac{1}{6EJ_z}[R_A x^3];$$

2-й участок, $k \leqslant x \leqslant k + a$:

$$y(x) = \varphi_0 x + \frac{1}{6EJ_z}[R_A x^3 - F_1(x - k)^3];$$

3-й участок, $k + a \leqslant x \leqslant k + a + b$:

$$y(x) = \varphi_0 x + \frac{1}{6EJ_z}[R_A x^3 - F_1(x - k)^3 - F_2(x - k - a)^3];$$

4-й участок, $k + a + b \leqslant x \leqslant L$:

$$y(x) = \varphi_0 x + \frac{1}{6EJ_z}[R_A x^3 - F_1(x - k)^3 - F_2(x - k - a)^3 - F_3(x - k - a - b)^3].$$

Здесь $x$ — координата текущей точки; $J_z = \pi d^4/64$ — осевой момент инерции сечения протяжки по впадине зуба; $E$ — модуль Юнга материала протяжки; $R_A = [F_1(L - k) + F_2(L - k - a) + F_1(L - k - a - b)]/L$ — реакция опоры в начале координат (в точке $A$); $\varphi_0$ — угол поворота в начале координат, который найдем из граничных условий (равенство нулю прогиба в опорах, т. е. при $x = 0$, $y = 0$ и при $x = L$, $y = 0$):

$$\varphi_0 = [R_A L^3 - F_1(L - k)^3 - F_2(L - k - a)^3 - F_3(L - k - a - b)^3]/(6EJ_z L).$$

Результаты расчетов изгибающих моментов и прогибов соответствующих протяжек в зависимости от расположения зубьев в отверстии по мере их вхождения в контакт с обрабатываемым отверстием показаны на рис. 3 и 4. При вхождении в контакт с промежуточным отверстием протяжка удерживается в соседних отверстиях гладким передним (реакция $R_A$, см. рис. 1, *б*) и задним дорнующим (реакция $R_B$) "направлениями".

Рассчитанные из этих условий величины неуравновешенности сил, их влияние на упругое отжатие протяжки и соответствующие им погрешности формы $Y_{\max}$ представлены в таблице (в знаменателе).

Из таблицы видим:

1) при контакте зуба *1* протяжки с промежуточным отверстием группы из трех обрабатываемых соосных отверстий, имеющих параметры $L = 535$ мм, $l = 41$ мм и переменные $m$ и $k$, с величиной неуравновешенности сил резания $F_1$ в процессе протягивания отверстий $\varnothing\, 24H7$ и $\varnothing\, 40H7$ не может быть получен 7-й квалитет точности, поскольку погрешность формы обработанного отверстия превысит соответствующие поля допусков на диаметр; при протягивании отверстия $\varnothing\, 80H7$ будут получены 7-й квалитет точности и погрешность формы в пределах поля допуска, а отверстия $\varnothing\, 120H6$ — 6-й квалитет точности и уровень $B$;

2) для получения требуемой точности в процессе протягивания отверстий $\varnothing\, 24H7$ и $\varnothing\, 40H7$ следует уменьшать расстояние между обрабатываемыми отверстиями и число зубьев протяжки, находящихся в контакте с обрабатываемой поверхностью;

3) при величинах $Y_{\max} = 1800$ и 383 мкм будет происходить одностороннее резание, поскольку смещение протяжки превышает припуск, т. е. резание будет происходить незатупленными зубьями одной стороны протяжки;

4) при контакте трех зубьев протяжки с промежуточным отверстием из трех обрабатываемых отверстий, имеющих одни и те же параметры заготовки и зубьев протяжки, но с величиной неуравновешенности сил резания на каждом зубе $F_1$, $F_2$, $F_3$ соответственно, в процессе протягивания отверстий $\varnothing\, 24H7$, $\varnothing\, 40H7$ и $\varnothing\, 80H7$ не может быть получен 7-й квалитет точности, поскольку погрешность формы обработанного отверстия превысит соответствующие поля допусков на диаметры отверстий; при протягивании отверстия $\varnothing\, 120H6$ будут получены 6-й квалитет точности и погрешность формы в пределах поля допуска на диаметр отверстия, что подтверждает вывод по результатам расчетов (см. таблицу).

Разработанная методика прогнозирования погрешностей формы соосных отверстий (например, опор подшипников скольжения распределительных и коленчатых валов в картерах ДВС) создает новые условия для управления качеством изделий с использованием способов координатного протягивания. При режуще-деформирующем протягивании обеспечивается совмещение процессов резания и поверхностной пластической деформации.

Исследования прогибов для протяжек различных диаметров и длин позволяют сделать общий вывод: при условии сохранения оптимальных геометрических параметров обрабатываемых заготовок и протяжек и пропорционального изменения величин неуравновешенности сил резания точность координатного протягивания при базировании передней и задней формирующей направляющих частей протяжки по обрабатываемым

соосным отверстиям соответствует 6-му квалитету точности, погрешность формы — уровням *A*, *B* и *C* относительной геометрической точности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **А. с. 795768 СССР**, МКИ$^3$ B 23 D 43/00: Способ протягивания цилиндрических отверстий в параллельных стенках корпусов и устройство для его осуществления.
2. **А. с. 929352 СССР**, МКИ$^3$ B 23 D 43/00: Устройство для координатного протягивания отверстий.
3. **А. с. 1313648 СССР**, МКИ$^3$ B 23 Q 15/00: Устройство для измерения сил резания.
4. **А. с. 1225716 СССР**, МКИ$^3$ B 23 D 43/02; B 23 B 39/02: Способ координатного протягивания отверстий.
5. **Санинский В. А.** Расчет длины координатной протяжки по условиям ее контакта с обрабатываемой деталью // Двигателестроение. 1988. № 2. С. 37, 38.
6. **Феодосьев В. Д.** Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. М.: Наука, 1967. 515 с.
7. **Увеличение** ресурса машин технологическими методами / В. А. Долецкий, В. Н. Бунтов, Ю. А. Легенкин и др. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
8. **Санинский В. А.** Дестабилизация параметров масляного клина соосных подшипников скольжения // Автомобильная промышленность. 2006. № 3. С. 14, 16.
9. **Санинский В. А.** Ступенчатые прошивки координатного протягивания соосных отверстий // Передовой производственный опыт и научно-технические достижения, рекомендуемые для внедрения в отрасли: Информ. сб. М.: ВНИИТЭМР, 1990. Вып. 10. С. 13—18.
10. **Мальцев В. Г.** Моделирование процесса формообразования при многорезцовом точении нежестких валов // СТИН. 2004. № 3. С. 19—22.
11. **Санинский В. А.** Разработка способов и исследование процесса обработки координированных параллельных рядов глубоких прерывистых отверстий в блоках и картерах: Дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 1991. 327 с. Машинопись.
12. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1. / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985. 656 с.
13. **Сопротивление** материалов: Учеб. для вузов / А. В. Александров и др. М.: Высшая школа, 2001. 501 с.


---

УДК 62-11.001

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (МГАПИ, г. Москва)

# Обобщенные структурные модели процессов и конструкций

На протяжении всего своего существования человечество в целом и каждый отдельный человек бывают вынуждены выбирать один из возможных вариантов, т. е. решать так называемые комбинаторные задачи, главной целью которых является достижение наибольших для себя выгод.

Работая в области промышленного производства, мы нацелены на две взаимосвязанные задачи: либо на задачу выбора конструкции, например станка, режущего инструмента и т. д., для конкретных условий производства, либо на задачу выбора областей рационального использования конкретной конструкции, т. е. рациональных условий производства. Следовательно, необходимы закономерности, связывающие между собой условия производства и его конструкционного обеспечения с эффективностью их использования человеком. Однако многообразие окружающего нас мира вызывает значительные трудности при определении, анализе и последующем использовании человеком закономерностей, существующих в нем.

Имеется несколько вариантов пути определения этих закономерностей. Можно идти от частного к общему, т. е. от конкретных решений элементов производства, в том числе, например, от эффективности применения конкретного режущего инструмента для производства в целом. Или можно идти от общего к частному, т. е. определить требования, которые предъявляет производство в целом с точки зрения его эффективности к отдельным составляющим его элементам. Очень часто при проведении прикладных работ вообще используют путь от частного решения к частному. Последний вариант, бесспорно, ближе всего стоит к конкретному решению поставленной задачи, однако он не дает уверенности в том, что полученное решение оптимально. Он может привести к бесконечному перебору всевозможных вариантов, так как использует частные (локальные) критерии оценки.

Путь от частного к общему предполагает наличие представления об обобщенном объекте, и все работы направлены на поиск критериев, определяющих его оптимальное состояние. Но и в этом случае при обобщении результатов, получаемых для конкретных условий производства и конкретных вариантов его элементов, определение их оптимальных соотношений в большой степени зависит от интуиции исследователя. И наконец, путь от общего к частному предполагает не просто наличие четкого представления об обобщенном объекте, но и четкое представление о закономерностях, связывающих оптимальные соотношения объекта в целом и его составляющих. Такой подход представляет особенную сложность с точки зрения качественной постановки задачи. Однако если эта качественная сторона задачи решена, то количество рассматриваемых вариантов при поиске оптимального должно в значительной степени сократиться. Причем полученные закономерности либо могут быть пригодны для всей возможной области применения рассматриваемого объекта, либо границы их применения будут заранее известны.

Рассмотрим путь от общего к частному. В этом случае отразить все многообразие решений возможно при представлении обобщенной структурной модели объекта. Однако создание единой модели любого объекта оказалось невозможным, так как структуры конструкций и процессов, представляющих все многообразие окружающего нас мира, как мы увидим ниже, имеют существенные различия.

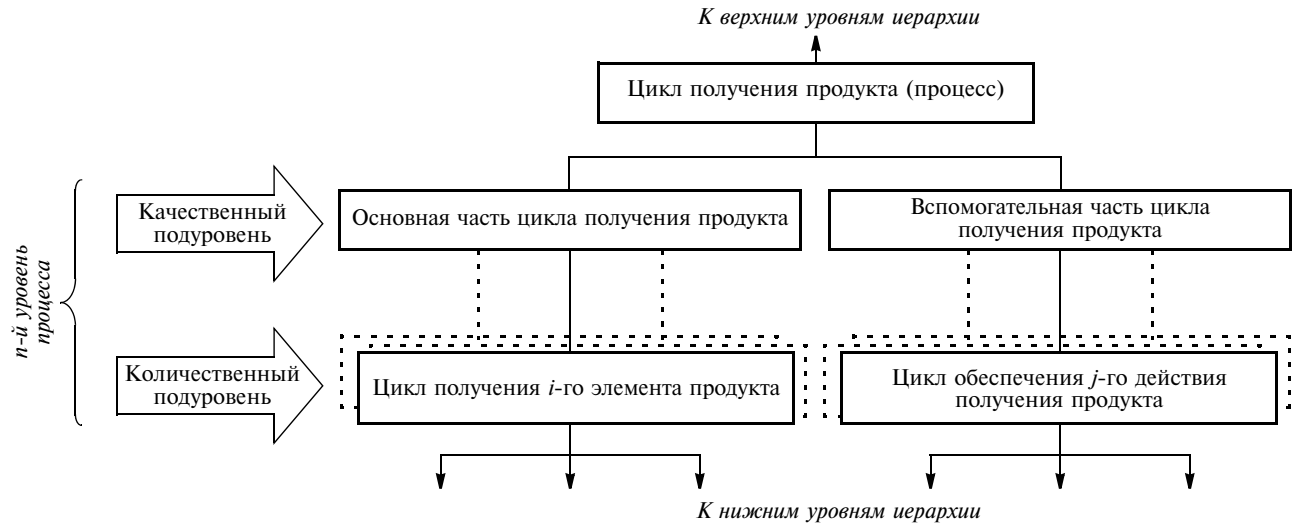



**Рис. 1. Структурная иерархическая схема процесса**

С целью разработки обобщенных структур конструкций и процессов было проанализировано большое число работ, посвященных классификации самых разнообразных объектов. Из их числа были выбраны несколько структур-прототипов, пригодных для разработки обобщенных структурных моделей.

Прототипами для разработки обобщенной структурной модели процесса послужили модели, представленные К. Марксом [1, с. 188—197] и А. П. Соколовским [2], а также К. Марксом [1, с. 384] и М. И. Юликовым [3]. На основе анализа прототипов и устранения существовавших в них недостатков были получены обобщенные структурные модели процесса (рис. 1, 2) и конструкции (рис. 3, 4). На рис. 1 и 3 показаны схемы иерархического строения соответственно процессов и конструкций — это как бы вертикальные разрезы их пространственных моделей. На рис. 2 и 4 показаны соответственно схемы взаимодействия процессов и конструкций и их элементов — это как бы горизонтальные разрезы на качественном подуровне соответствующего уровня их пространственных моделей.

**Рис. 2. Схема взаимодействия процессов**

Следует отметить: несмотря на то, что для разработки обобщенных структурных моделей конструкций и процессов использовались существующие классификации со своими установившимися понятиями и названиями, для обозначения уровней, как процессов, так и конструкций должны быть приняты новые наименования.

Наименования уровней процессов для классификаций, основанных на их обобщенных моделях, должны быть ориентированы на циклы получения конкретной продукции в целом или ее отдельной части (элемента), наименования уровней конструкций — на наименование их (конструкций) рабочей части.

При анализе полученных структур процессов и конструкций обнаружен ряд интересных особенностей.

У каждого уровня структурных моделей имеются два подуровня: 1) качественный подуровень, на котором возможно лишь качественное изменение, т. е. изменение внутреннего содержания составляющих частей; 2) количественный подуровень, на котором возможно лишь количественное варьирование составом частей, т. е., например, вместо одного-двух циклов процесса можно организовать три и более, не изменяя внутреннего содержания циклов. Это обстоятельство обозначено на рис. 1 и 3 штриховыми линиями. Следует отметить, что любое изменение на количественном подуровне приводит к качественным изменениям на качественном подуровне верхнего уровня, а изменения на качественном подуровне должны привести при прочих одинаковых условиях к изменению количественного состава количественного подуровня данного уровня.

Из полученных структурных моделей видно, что объект можно представить на любом уровне, при этом

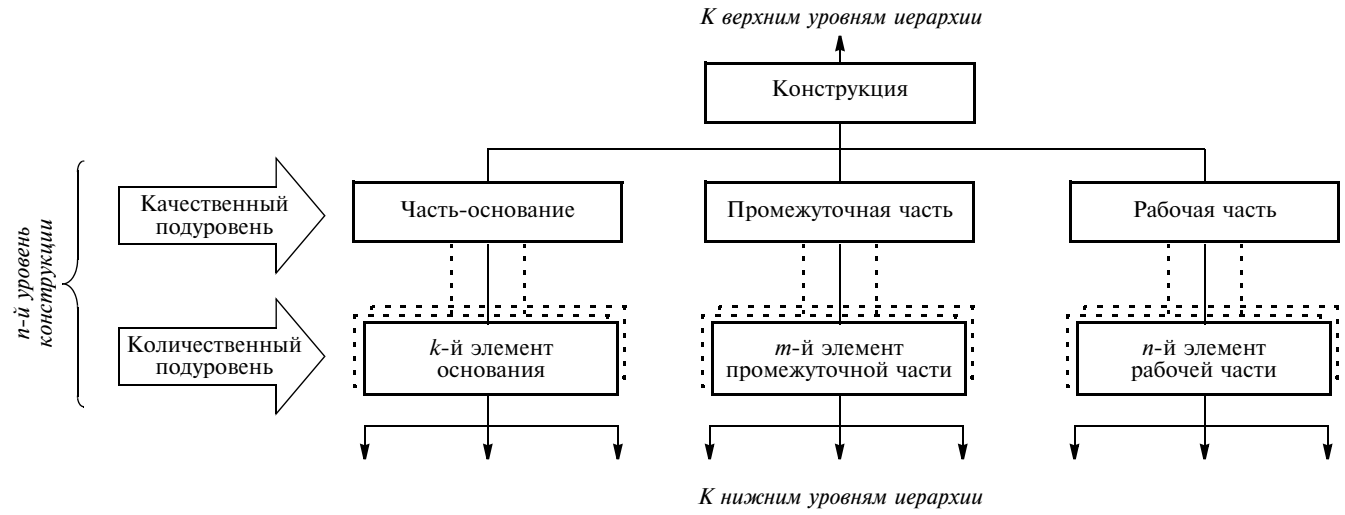



**Рис. 3. Структурная иерархическая схема конструкции**

отображение должно полностью передавать все его свойства. Здесь следует сделать ряд замечаний:

уровень, на котором находится анализируемый вариант объекта, не может быть ниже уровня, на котором осуществляется его анализ;

анализ взаимодействия отдельных частей объекта необходимо осуществлять строго на одном уровне;

рассматриваемое число элементов данной модели зависит от того, насколько выше по уровню находится анализируемый объект;

взаимодействие процессов и конструкций осуществляется только на качественных подуровнях;

взаимосвязь между процессами осуществляется посредством конструкций и, наоборот, взаимодействие (взаимосвязь) конструкций осуществляется через процессы, т. е. возможно лишь совместное существование процесса и конструкции;

процесс необратим: из того, что выходит, нельзя сделать то, что входит в процесс, иначе процесс был бы бесконечным и независимым от входа и выхода — замкнулся бы сам в себе. В этом случае процесс невозможно было бы наблюдать;

при рассмотрении процесса на некотором уровне его существования с позиций верхних уровней он является непрерывным, с позиций нижних — дискретным, а с позиций этого уровня — некоторым законченным действием (циклом) по преобразованию объекта в продукт;

процесс уровнем выше по отношению к рассматриваемому является его ближайшей конечной целью, т. е. очевидно, что для достаточно полного представления о рассматриваемом процессе и анализа участвующих в нем конструкций его необходимо рассматривать уровнем ниже, а цель (конечный результат) определять уровнем выше.

Связи основных элементов конструкции, обозначенные на рис. 4 тройными линиями, также имеют свою (особую) структуру. Назовем эти связи вспомогательными элементами конструкции. Особенность вспомогательных элементов конструкции по отношению к основным заключается в их функциях. Основные элементы конструкции, т. е. основание (крепежно-присоединительная часть), промежуточная (корпусная) часть и рабочая часть, предназначены и конструируются для того процесса, который должна обеспечить данная конструкция. Вспомогательные же элементы обеспечивают эффективное взаимодействие основных элементов конструкции, т. е. процесс их соединения и крепления. Например: для обеспечения цикла доставки нефти или газа от месторождения в качестве рабочей части используется трубопровод, в качестве промежуточной — станция нефте- или газоперекачки и в качестве крепежно-присоединительной — скважина. К вспомогательным относятся все элементы, обеспечивающие надежное присоединение трубопровода к станции нефте- или газоперекачки и последней — к скважине.

При анализе функционирования вспомогательных элементов конструкции установлено, что они ведут себя в пространстве и времени противоположно основным элементам. Элементы вспомогательной части имеют определенную последовательность функционирования

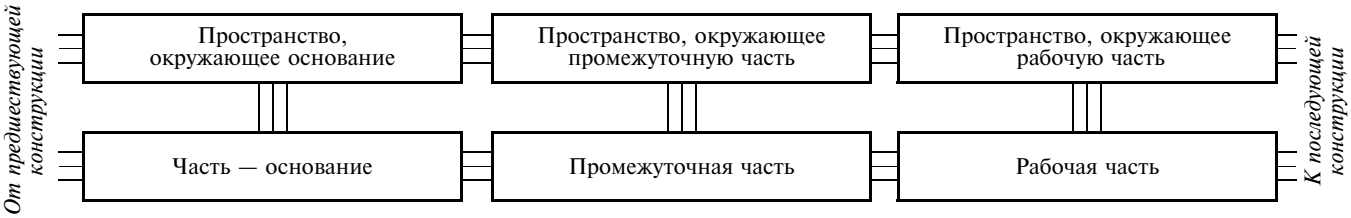



**Рис. 4. Схема взаимосвязей основных частей конструкции**

во времени. Вначале, при сборке, работают элементы грубого (предварительного) ориентирования, затем — базирующие элементы, а потом — закрепляющие. Следует отметить, что в большинстве конструкций элементы предварительного ориентирования работают лишь при их сборке и разборке, в остальное время их работа в конструкции может быть сведена к нулю, т. е. для функционирования собранной конструкции необходимы лишь базирующие и закрепляющие элементы.

Основные элементы конструкции строго определенно расположены в пространстве, в работе же они участвуют одновременно, поэтому последовательность их функционирования во времени отсутствует. Для функционирования конструкции необходимы все три ее основных элемента.

С точки зрения многообразия вариантов конструкций их основные элементы определяются формой, объемом и содержанием. Вспомогательные элементы, связывающие между собой основные элементы конструкции, имеют более сложное строение и определяются параметрами процессов: предварительного (грубого) ориентирования основных элементов относительно друг друга, базирования и закрепления.

В заключение следует отметить, что с точки зрения назначения этих структур одним из главных вариантов их использования является составление на их основе классификации продукции, которая необходима для функционирования систем обеспечения качества продукции [4].

Кроме того, резюмируя все вышеизложенное, следует сказать, что полученные структурные модели являются хорошей основой для анализа и синтеза продукции на всех стадиях ее жизненного цикла с четкой ориентацией на определение оптимальных решений уже на стадии разработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Маркс К., Энгельс Ф.** Сочинения. 2-е изд. М., 1960. Т. 23. Маркс К. Капитал, т. 1. 907 с.
2. **Соколовский А. П.** Основы технологии машиностроения. Т. 1. М.-Л.: ГОНТИ, 1938. С. 17—23.
3. **Юликов М. И.** Теоретические основы системы проектирования режущего инструмента // Дис. ... д-ра техн. наук. М.: 1978, Машинопись.
4. **Пухальский В. А.** Система менеджмента качества и обеспечение качества продукции // Стандарты и качество. 2005. № 4. С. 62—67.

---

УДК 621.9.02-192.012.7:681.5

А. В. МОВСИСЯН (МГТУ "Станкин")

# Оценка некоторых характеристик инструмента с использованием Mathcad

Ряд важных характеристик режущего инструмента (износ, стойкость, точность и др.) являются случайными величинами и поэтому оцениваются на основе теории вероятности с использованием методов математической статистики [1, 2]. Автоматизированное использование этих методов при обработке результатов опыта, проведении экспериментов (в общем случае — при обработке данных с целью получения оценок) может осуществляться с использованием различных автоматизированных систем. Среди них достаточно распространена Excel, применяются также специализированные системы Statistica, Stadia и др. [3].

Специальные средства для статистического анализа имеют также математические системы Mathcad, Mathlab, Maple [4]. Среди них Mathcad наиболее проста, достаточно универсальна и может использоваться как для инженерных расчетов и исследований, так и для оценки статистических характеристик инструмента.

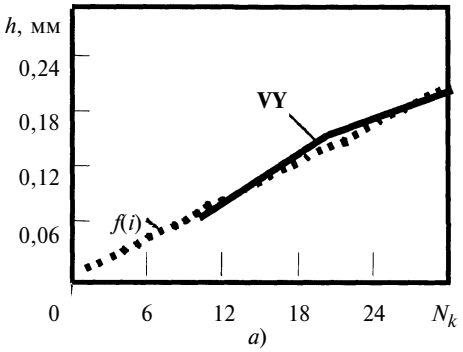
Ниже приведены примеры автоматизированной обработки опытных данных с использованием Mathcad для оценки некоторых характеристик инструмента.

На рис. 1, *а*, *б* даны графики износа цельной затылованной червячной фрезы из быстрорежущей стали Р6М5 с модулем 3 мм при нарезании 30 (рис. 1, *а*) и 60 (рис. 1, *б*) зубчатых колес из стали 40Х твердостью 190÷204 *HB* с числом зубьев 45 (скорость резания 33,4 м/мин, попутная подача 1,85 мм/об). Износ $h$ (мм) измеряли по задней поверхности (уголкам) зубьев фрезы после нарезания каждых 6 колес ($N_к$ = 6, 12, ..., 30) (см. рис. 1, *а*) и каждых 10 колес ($N_к$ = 10, 20, ..., 60) (см. рис. 1, б). Кривые **VY** на рис. 1, *а*, *б* построены по отдельным точкам, кривые $f(i)$ соответствуют уравнению корреляции $f(x) = a + bx$ (численные значения коэффициентов $a$ и $b$ даны на рис. 1).

Все данные, необходимые для автоматизированного построения графиков в Mathcad, также даны на рис. 1: ORIGIN — системная переменная, определяющая индекс первого элемента (в данном случае 1) векторов **VX** и **VY**; intercept — коэффициент $a$ линейного уравнения регрессии $f(x) = a + bx$, которое строится на основе метода наименьших квадратов [1] и отображается на графике штриховой кривой $f(i)$; slope — значение углового коэффициента $b$ в уравнении той же линии; corr — коэффициент корреляции, отражающий тесноту связи между величинами $h$ и $N_к$, т. е. между элементами векторов **VX** и **VY**.

При критерии износа $h$ = 0,5 мм стойкость фрезы в соответствии с кривой **VY** на рис. 1, *б* составляет $T_N$ = = 63 колеса. Из уравнения корреляции графика на рис. 1, *а* рассчитываем число нарезанных колес, соответствующее допустимому износу фрезы $h$ = 0,5 мм. Оно составляет $T_N$ = 70. При этом погрешность расчета

ORIGIN:=1; $a$:=intercept(**VX, VY**); $b$:=slope(**VX, VY**); $i$:=1...30; $f(x)$:=$a + bx$; $a = 6{,}667 \cdot 10^{-3}$; $b = 7 \cdot 10^{-3}$; $f(30) = 0{,}217$; corr(**VX, VY**) = 0,987; $f(5) = 0{,}042$




ORIGIN:=1; $a$:=intercept(**VX, VY**); $b$:=slope(**VX, VY**); $i$:=1...60; $f(x)$:=$a + bx$; $a = -5{,}333 \cdot 10^{-3}$; $b = 7{,}343 \cdot 10^{-3}$; corr(**VX, VY**) = 0,99; $f(69) = 0{,}501$

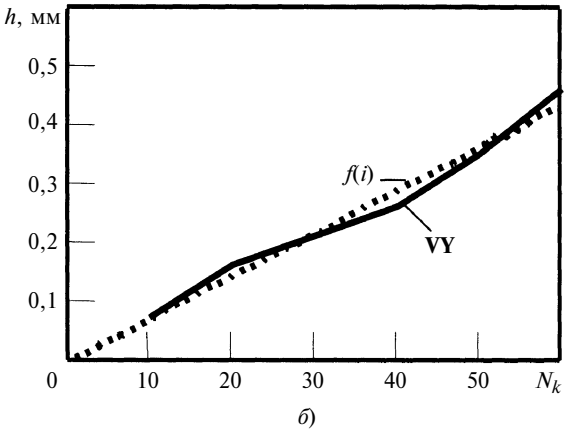



**Рис. 1. Графики износа червячной фрезы после обработки 30 (*а*) и 60 (*б*) зубчатых колес**

стойкости $\Delta T_N = 70 - 63 = 7$ (11 % от фактической стойкости).

Аналогичные графики строили для 40 и 50 нарезанных колес. По полученным в каждом случае корреляционным уравнениям были рассчитаны значения $T_N$, равные соответственно 77 и 74. При этом погрешность $\Delta T_N$ составила 22 % для $N_к = 40$ и 17,4 % для $N_к = 50$.

Из приведенных для червячной фрезы значений $\Delta T_N$ следует, что можно определять стойкость данной фрезы с погрешностью около 20 % при ограниченном числе нарезанных колес, используя корреляционные графики. Очевидно также, что это допустимо только при известных общих характеристиках графиков износа (линейность или нелинейность, степень изменения коэффициентов в уравнениях корреляции) и при их стабильной форме.

Обработка в Mathcad выборки, состоящей из $n = 14$ значений стойкости спиральных сверл из быстрорежущей стали [1], представлена на рис. 2. Вектор **Y** в качестве элементов включает численные значения стойкости 14 сверл, расположенные в порядке возрастания: от 15,68 до 39,2 мин.

С помощью функций mean, max, min автоматически рассчитываются среднее арифметическое, максимальное и минимальное значения стойкости. Функция Stdev дает среднеквадратическое (стандартное) отклонение, Var — величину дисперсии. Значение коэффициента вариации $v(\mathbf{Y})$ рассчитывается с помощью формулы, приведенной на рис. 2.

Среднеквадратическое отклонение можно также рассчитывать не по числу $(n - 1)$, равному в данном случае 13, а по числу $n$. В последнем случае в Mathcad используют функцию stdev (см. рис. 2), а для расчета дисперсии — функцию Var. Различие между результатами с использованием функций Stdev и stdev при $n > 10$ не превышает 10 %, а при $n > 30$ несущественно [3].

Расчет ошибки $\Delta\mathbf{Y}$ среднего значения стойкости, равного 26,737 мин, может быть осуществлен в Mathcad с использованием формулы, основанной на методиках, представленных в работах [1—3]:

$$\Delta\mathbf{Y} := \mathrm{Stdev}(\mathbf{Y}) \cdot qt(p, f)/\sqrt{n}, \qquad (1)$$

где $qt(p, f)$ — функция для расчета квантилей распределения Стьюдента при заданном уровне значимости $\alpha$, доверительной вероятности $P = 1 - \alpha$, вероятности $p = 1 - \alpha/2$ и числе степеней свободы $f = n - 1$.

Расчет значений $\Delta\mathbf{Y}$ при различной доверительной вероятности $P_i = \{0{,}999; 0{,}99; 0{,}95; 0{,}9\}$ представлен на рис. 3. Например, при $\alpha = 0{,}05$, $P = 0{,}95$, $p = 0{,}975$,

$$\mathbf{Y} := \begin{bmatrix} 15{,}68 \\ 18{,}88 \\ 19{,}20 \\ 22{,}56 \\ 23{,}20 \\ 24{,}40 \\ 24{,}64 \\ 26{,}56 \\ 27{,}20 \\ 30{,}24 \\ 32{,}16 \\ 33{,}6 \\ 36{,}8 \\ 39{,}2 \end{bmatrix}$$

$n$: = 14;
mean(**Y**) = 26,737; max(**Y**) = 39,2;
min(**Y**) = 15,68;
Stdev(**Y**) = 6,94057 — среднеквадратическое отклонение;
Var(**Y**) = 48,1715 — дисперсия (вариация);
stdev(**Y**) = 6,688; $v(\mathbf{Y}) := \dfrac{\mathrm{Stdev}(\mathbf{Y})}{\mathrm{mean}(\mathbf{Y})}$;
$v(\mathbf{Y}) = 0{,}2596$

**Рис. 2. Вектор значений и статистические характеристики стойкости сверл**

$i$: = 1...4;
$\alpha_1 := 0{,}001$; $\alpha_2 := 0{,}01$; $\alpha_3 := 0{,}05$; $\alpha_4 := 0{,}1$;
$P_i := 1 - \alpha_i$; $p_i := 1 - 0{,}5\alpha_i$

| $p_i$ | $qt(p_i, 13)$ | $\Delta\mathbf{Y}_i$ |
|---|---|---|
| 0,9995 | 4,22083 | 7,829 |
| 0,995 | 3,01228 | 5,588 |
| 0,975 | 2,16037 | 4,007 |
| 0,95 | 1,77093 | 3,285 |

**Рис. 3. Расчет ошибки среднего значения стойкости сверл**

$qt(p = 0{,}975, f = 13) = 2{,}16037$, $\mathrm{Stdev}(\mathbf{Y}) = 6{,}94$, величина $\Delta\mathbf{Y}$, рассчитанная по формуле (1), равна 4,007. С вероятностью $P = 0{,}95$ стойкость сверл по данным выборки (см. рис. 3) лежит в интервале $26{,}737 \pm 4{,}007$ мин. Из результатов, представленных на рис. 3, также следует, что с вероятностью $P = 0{,}999$ стойкость равна $26{,}737 \pm 7{,}829$ мин; с вероятностью 0,9 – $26{,}737 \pm 3{,}285$ мин.

Приведенные выше расчеты справедливы для нормального распределения стойкости или близкого к нормальному (для распределения Стьюдента).

Актуальной задачей при проведении экспериментальных исследований и расчетов является определение минимального необходимого числа опытных данных, т. е. минимального объема $n$ выборки.

Для того чтобы переменная случайная величина $\mathbf{Y}$ из имеющейся выборки $\{\mathbf{Y}_1, \mathbf{Y}_2, ..., \mathbf{Y}_n\}$ характеризовалась ее средним арифметическим значением $\mathbf{Y}_{\text{ср}} = (\mathbf{Y}_1 + \mathbf{Y}_2 + ... + \mathbf{Y}_n)/n$ и при этом ошибка $\mathbf{Y}_{\text{ср}}$ с доверительной вероятностью $P$ не превышала бы заданной величины $\Delta\mathbf{Y}$, т. е. чтобы выполнялось требование:

$$P\{(\mathbf{Y}_{\text{ср}} - \Delta\mathbf{Y}_{\text{л}}) < \mathbf{Y}_{\text{ср}}(\mathbf{Y}_{\text{ср}} + \Delta\mathbf{Y}_{\text{п}})\} = 1 - \alpha,$$

где $\alpha$ — заданный уровень значимости, $\Delta\mathbf{Y}_{\text{п(л)}}$ — ошибка значения $\mathbf{Y}_{\text{ср}}$ справа (слева), должно выдерживаться условие [1]:

$$n \geqslant (t_{\text{к}} v/k)^2, \qquad (2)$$

где $t_{\text{к}}$ — критерий Стьюдента, выбираемый в зависимости от заданной величины $P$ и числа переменных в выборке (табличные значения $t_{\text{к}}$ приводятся в зависимости от числа степеней свободы $f = n - 1$ [1—3]); $v = S(\mathbf{Y})/\mathbf{Y}_{\text{ср}}$ — коэффициент вариации, рассчитываемый как отношение среднеквадратического отклонения $S(\mathbf{Y})$ величины $\mathbf{Y}$ к среднему; $k = \Delta\mathbf{Y}_{\text{л(п)}}/\mathbf{Y}_{\text{ср}}$ — коэффициент допустимой ошибки.

В Mathcad значения $t_{\text{к}}$ для симметричного расположения ошибки (т. е. когда $\Delta\mathbf{Y}_{\text{л}} = \Delta\mathbf{Y}_{\text{п}}$) рассчитываются автоматически как квантили порядка $1 - \alpha/2$ с числом степеней свободы по формуле [3, 4]:

$$t_{\text{к}} = qt(p, f), \qquad (3)$$

где $p = 1 - \alpha/2$.

Если приблизительно известны коэффициент $v$ вариации и коэффициент $k$ допустимой ошибки, то при заданном уровне $\alpha$, используя формулу (3), можно рассчитать минимальное значение $n$, удовлетворяющее условию (2). При изменении $k$ от 0,1 до 0,25 и $v$ от 0,15 до 0,4 минимальное $n$ составляет: $n = 9 \div 180$ при $\alpha = 0{,}001$ и соответствующей доверительной вероятности $P = 0{,}999$; $n = 6 \div 110$ при $\alpha = 0{,}01$ и $P = 0{,}99$; $n = 4 \div 64$ при $\alpha = 0{,}05$ и $P = 0{,}95$; $n = 3 \div 46$ при $\alpha = 0{,}1$ и $P = 0{,}9$. Величина $n$ возрастает с уменьшением коэффициента $k$ и с увеличением коэффициента $v$.

Приведенные результаты расчетов носят формальный и приближенный характер. Тем не менее минимальный объем $n$ выборки при использовании статистических моделей, характеризующих те или иные свойства режущего инструмента, необходим. Для приближенного определения минимального $n$ также могут быть использованы графики, построенные различными способами. Пример такого графика, полученного с использованием Mathcad и выражений (2), (3), дан на рис. 4. Кривая $\mathbf{AY}_s$ проведена через точки с координатами ($\xi$, $n$), где $\xi = v/k$, $n$ — минимальный объем выборки при доверительной вероятности $P = 0{,}95$. Значения $\xi$ и $n$ задавались как элементы векторов $\mathbf{AX}_s$ и $\mathbf{AY}_s$. Кривая $g(r)$ построена как график корреляции величин $\xi$ и $n$ с использованием трех функций $F(X)$: $1/X$, $X^2$ и $\exp(X)$. Численные значения коэффициентов $K$ в приведенных уравнениях корреляции указаны на рис. 4. Функция linfit и другие (см. рис. 4) являются промежуточными, их назначение в системе Mathcad описано в работе [4].

$$F(X) := \begin{pmatrix} 1 \div X \\ X^2 \\ \exp(X) \end{pmatrix}; \quad K := \mathrm{linfit}(\mathbf{AX}_s, \mathbf{AY}_s, F);$$

$$g(t) := F(t)K; \qquad K = \begin{pmatrix} 2{,}45316 \\ 4{,}52609 \\ -0{,}1662 \end{pmatrix}$$

$i := 0...12$; $r := 0{,}5,\ 1...5$

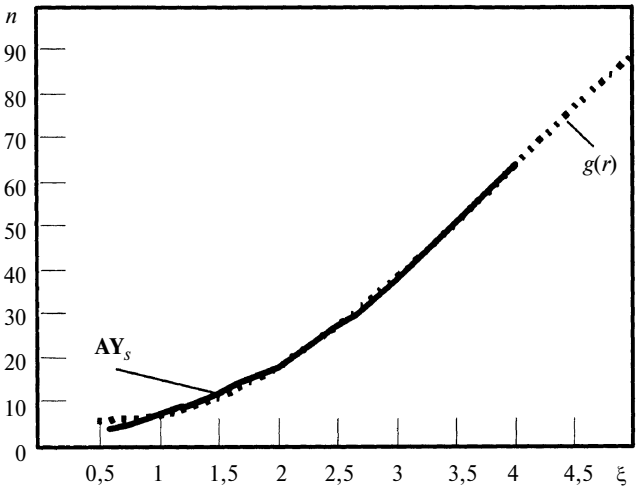



**Рис. 4. Зависимости $n = F(\xi)$**

Кривые $\mathbf{AY}_s$ и $g(r)$ при использовании предусмотренной в Mathcad трассировки позволяют достаточно просто и быстро определить минимально необходимое число $n$ (например, при $\xi = 1$, $n = 7$; при $\xi = 3{,}5$, $n = 51$).

## Вывод

Применение методов математической статистики совместно с системой Mathcad возможно для оценки характеристик инструмента на основе не только данных, полученных опытным путем, таких, как износ или стойкость. Многие параметры, описанные в общей системе проектирования инструмента [5], могут рассчитываться как детерминированные, но в то же время зависят от случайных величин.

Например, погрешность формы кромки затылованных фрез, возникающая при их стачивании, может быть рассчитана как детерминированная величина [5], но зависит от погрешностей геометрических параметров фрез

УДК 678.01:539.4

О. Ю. ЕРЕНКОВ, канд. техн. наук, А. В. ГАВРИЛОВА (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск),
О. В. БАШКОВ, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ)

# Исследование процесса разрушения полимерных материалов методом акустической эмиссии

Обсуждаются результаты исследований механизма деформирования и разрушения полимерных материалов при одноосном растяжении образцов. Для количественной оценки данного процесса применяется акустико-эмиссионный метод. Приведен сравнительный анализ объемных структурных изменений в исследуемых образцах и соответствующих параметров акустической эмиссии для хрупкого и пластичного полимерных материалов.

Polymeric materials deformation and fracture mechanisms research results are discussed at sample uniaxial tension. Quantitative estimation of the process is pursued by acoustic-emission method. Comparative analysis of volumetric structural changes in the studied samples and of corresponding parameters of acoustic emission for brittle and plastic polymeric materials is covered.

В настоящее время исследования механики разрушения полимерных материалов выходят за рамки вопроса о несущей способности изделий, конструкций и сооружений. Управление процессами разрушения и знание их закономерностей имеет огромное значение для техники и технологий в различных отраслях промышленности. Так, например, долговечность конструкций и сооружений можно повысить путем замедления роста трещин, тогда как при обработке материалов резанием, наоборот, нередко целесообразно снизить прочность обрабатываемого материала.

Исследования В. А. Кудинова, В. Н. Подураева и Ю. Г. Кабалдина [1—3] показали, что разрушение материала является необходимой частью процесса резания. Установлена общность процессов разрушения и резания материалов, в частности протекание обоих процессов либо путем развития упругопластической деформации до некоторого критического состояния, либо путем образования и роста трещин, т. е. хрупкого разрушения в микрообъемах материала.

Таким образом, обработку различных материалов резанием, полимерных в частности, можно представить как разновидность управляемого процесса разрушения, сопровождающегося динамическим воздействием режущих кромок инструмента на обрабатываемую поверхность.

Учитывая вышесказанное и тот факт, что полимерные материалы обладают набором специфических свойств, отличным от поведения металлов и сплавов при механической обработке резанием, представляется важным исследование механизма разрушения полимерных материалов с применением современных методов. Исследование кинетики накопления повреждений в процессе деформирования и разрушения имеет большое теоретическое и практическое значение: оно позволяет установить механизм разрушения материала на каждой стадии деформирования и определить влияние различных условий разрушения.

Как известно [4, 5], растяжение является наиболее опасным видом напряженного состояния полимерных материалов. Испытания материалов чаще всего проводят при растяжении, так как этот вид деформации можно осуществить почти в чистом виде, в отличие от деформаций сжатия, сдвига, кручения. Поэтому определяемые при растяжении механические характеристики являются основными исходными данными при расчетах на прочность деталей и сооружений из полимерных материалов.

В настоящее время для исследований механизмов деформирования и разрушения твердых тел эффективно применяется акустико-эмиссионный метод, основанный на анализе параметров упругих волн акустической эмиссии (АЭ) [6]. Данный метод позволяет собрать значительный объем информации о физических процессах, происходящих в структуре материала, и количественно оценить степень накопления повреждений и механизм структурных преобразований. К наиболее информативным и традиционно используемым параметрам метода АЭ относятся: пиковая амплитуда сигналов АЭ, суммарный счет сигналов, скорость счета и суммарная энергия сигналов.

---

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 56)*

при их стачивании, носящих случайный характер. Для расчета вероятностных значений таких погрешностей могут быть использованы математические модели имитационного типа [6] с элементами, описанными выше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кацев П. Г.** Статистические исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1974. 240 с.

2. **Большёв А. Н., Смирнов Н. В.** Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1983. 416 с.

3. **Минько А. А.** Статистический анализ в MS EXCEL. М.; СПб.; Киев: Диалектика, 2004. 438 с.

4. **Дьяконов В. П.** Mathcad 2000. СПб.: Питер, 2000. 586 с.

5. **Юликов М. И., Горбунов Б. И., Колесов Н. В.** Проектирование и производство режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1987. 296 с.

6. **Прицкер А.** Введение в имитационное моделирование и язык СЛАМ. М.: Мир, 1987. 646 с.

Пиковая амплитуда сигналов является энергетическим показателем повреждаемости материала. По амплитудному распределению импульсов АЭ можно судить о типе деформации в конкретных условиях нагружения.

Суммарный счет сигналов представляет собой информацию об интегральной повреждаемости объекта в процессе какого-либо внешнего воздействия, об увеличении длины дефекта и изменении его площади.

Скорость счета сигналов (интенсивность импульсов) отражает скорость развития повреждения материала в данный момент времени. Суммарная энергия сигналов АЭ представляет собой площадь под огибающей электрического сигнала. Она, как правило, пропорциональна размерам образующихся под нагрузкой трещин.

Исследования проводили на стандартных плоских образцах с использованием нагружающего устройства — универсальной установки АЛА ТОО ИМАШ 20-75. Образцы для испытаний полимерных материалов были изготовлены в виде двусторонних лопаток с прямоугольным сечением 3 × 2 мм в рабочей зоне. Кривую нагружения регистрировали с помощью самописца разрывной установки. Параллельно с записью кривой нагружения велась непрерывная регистрация сигналов АЭ с использованием оригинального компьютерного комплекса. Широкополосный датчик АЭ был установлен на площадке специально разработанных захватов нагружающего устройства в непосредственной близости от зоны деформирования [7].

В качестве исследуемых материалов использовали такие реактопласты и термопластичные полимерные материалы, детали и изделия из которых широко применяются в различных отраслях промышленности, а именно: гетинакс и текстолит. Испытания проводили при постоянных условиях опытов: выдерживались технология изготовления образцов, температура, влажность, скорость и величина нагружения при одноосном растяжении согласно ГОСТ 11262—80.

На рис. 1 представлены результаты испытаний образцов из гетинакса при одноосном растяжении, а именно: диаграмма нагружения (зависимость изменения напряжения σ от времени $t$) и совмещенные с ней параметры АЭ.

Анализ полученных данных показал следующее. В начальный период нагружения (участок кривой *OA* диаграммы нагружения) в материале образца нет повреждений, что подтверждается полным отсутствием сигналов АЭ (рис. 1, *б—д*). На данном участке имеет место развитие упругой деформации, сопровождающейся возбуждением и напряжением химических межатомных связей.

Далее на участке *AB* наблюдается большое число сигналов небольшой амплитуды значительной интенсивности, что свидетельствует о дальнейшем развитии упругой деформации, которая сопровождается развитием имеющихся и появлением новых микротрещин в пределах данного участка. Это подтверждается ростом значений таких параметров, как суммарный счет (55 имп.) и суммарная энергия (0,35 $В^2с$).

Участок *BC* можно рассматривать как период образования и роста магистральной разрушающей трещины.

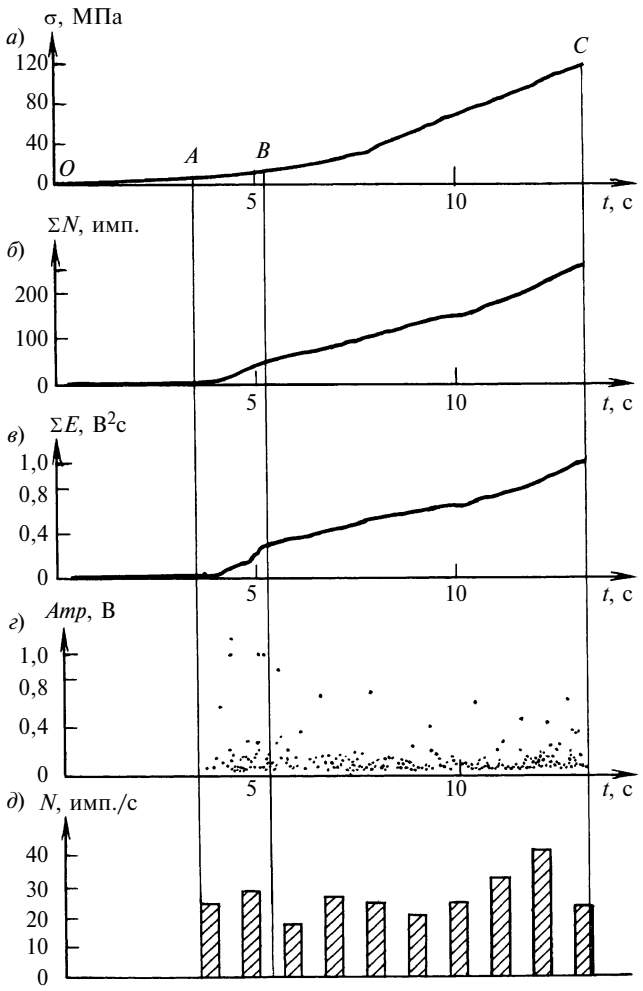



**Рис. 1. Диаграмма нагружения образцов из гетинакса (*а*) и кинетика процесса одноосного растяжения (*б—д*):**
*б* — пиковая амплитуда сигналов АЭ; *в* — интенсивность *N* сигналов АЭ; *г* — суммарный счет сигналов АЭ; *д* — суммарная энергия сигналов АЭ

На данном участке наблюдается интенсивный рост суммарного счета и суммарной энергии сигналов, которые при практически постоянной интенсивности имеют невысокую амплитуду сигналов, порядка 0,2 В. Единичные акты, связанные с повышенной амплитудой до 0,6 В, можно идентифицировать с разрывом адгезионных связей между матрицей материала и армирующими волокнами и разрывом отдельных волокон. При этом окрестность точки *C* является предразрывной зоной. Резкий рост ($N$ = 40 имп./с) и последующее за ним снижение (20 имп./с) интенсивности сигналов вблизи точки *C* свидетельствуют о лавинообразном накоплении разрушений и развитии магистральной трещины до критической длины, а резкое увеличение суммарного счета и суммарной энергии сигналов — характерный признак потери несущей способности исследуемого материала. Таким образом, разрывное напряжение для гетинакса составляет 120 МПа.

На рис. 2 представлены диаграмма нагружения образца из капролона и кинетика изменения параметров

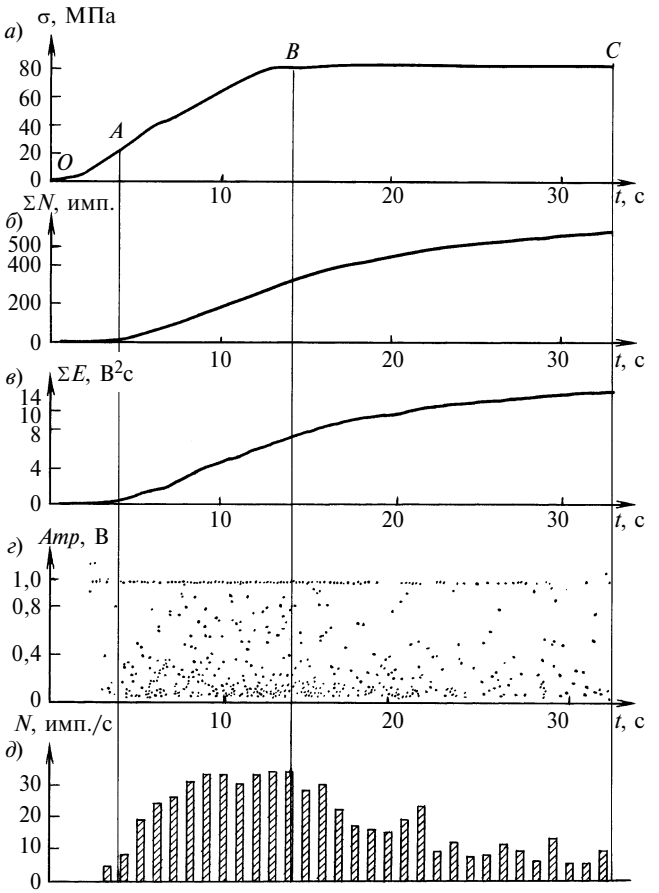



**Рис. 2. Диаграмма нагружения образцов из капролона (*а*) и кинетика процесса одноосного растяжения (*б—д*):**
*б* — пиковая амплитуда сигналов АЭ; *в* — интенсивность *N* сигналов АЭ; *г* — суммарный счет сигналов АЭ; *д* — суммарная энергия сигналов АЭ

АЭ процесса одноосного растяжения. На диаграмме нагружения можно выделить три характерных участка.

На участке *OA* (см. рис. 2, *а*) наблюдается развитие упругой деформации. Деформирование материала в данном случае сопровождается возбуждением и напряжением химических межатомных связей, а также небольшим изменением межатомных и межмолекулярных расстояний, т. е. конформацией макромолекул полимерной цепи, о чем свидетельствует наличие незначительного числа сигналов с преимущественно низкими амплитудой и интенсивностью.

Участок *AB* — зона одновременного действия упругой и пластической деформаций. Под действием нагрузки происходят развитие и интенсивное накопление дефектов в структуре материала в виде микротрещин, об этом свидетельствуют значительное увеличение интенсивности сигналов до $N = 34$ имп./с и наличие большого числа сигналов, пиковая амплитуда которых находится в диапазоне от 0,05 до 0,4 В.

Любой полимерный материал имеет дефекты, как правило, в виде краевых микротрещин, в вершинах которых имеются микрообласти перенапряжений. В них протекают вынужденно эластические деформации и изначально происходит разрыв химических связей [2, 5, 6]. Участок *BC* характеризуется интенсивным разрывом химических связей в объеме материала, что обуславливает стадию предтекучести. Это подтверждается стабильно высокой интенсивностью сигналов (33÷35 имп./с). Чередование сигналов стабильно высокой интенсивности с пиковыми амплитудами от 0,5 до 1,0 В свидетельствует об образовании пластических зон у вершин микротрещин и наличии значительных сдвиговых напряжений, т. е. имеет место пластическая деформация в объеме материала. При этом наблюдается резкое увеличение суммарного счета (до 300 имп.) и суммарной энергии сигналов (до 7,0 $В^2$с), что указывает на увеличение интегральной повреждаемости материала исследуемого образца. Максимум интенсивности сигналов АЭ, в пределах всей диаграммы нагружения, приходится на точку *B*, поэтому окрестность точки В можно рассматривать как зону предтекучести материала образца. Напряжение в этой точке составляет 80 МПа. Это значение можно рассматривать как предел вынужденной эластичности данного материала.

Участок *BC* — зона проявления эффекта ориентационного упрочнения материала.

В то время, когда на диаграмме нагружения наблюдается резкий излом в точке *B*, в образце имеет место быстрое сужение поперечного сечения в каком-либо месте по длине, т. е. появляется так называемая "шейка". В настоящее время доминирующим стало мнение, согласно которому зарождение и развитие "шейки" — это скачкообразный процесс перестройки исходной структуры полимерного тела и формирования новой, ориентированной структуры, т. е. точка *B* — переход от изотропного к ориентированному участку образца [8, 9]. На кривой нагружения после максимального значения (точка *B*) наблюдается постоянное значение параметра σ вследствие образования "шейки". Процесс деформирования происходит под действием постоянной силы. При дальнейшем растяжении образца происходят образование и рост "шейки": весь рабочий участок образца превращается в "шейку", т. е. становится ориентированным. Разрушение образца возможно только после дополнительного растяжения ориентированного полимера.

Ориентационное упрочнение полимерного материала выступает "тормозом" процесса накопления разрушений материала и препятствует непосредственно разрушению образца. Это подтверждается прекращением увеличения значений параметров суммарного счета и суммарной энергии сигналов, а также резким снижением интенсивности сигналов к концу участка (точка *C*). Пиковая амплитуда сигналов АЭ на данном участке обусловлена процессами структурной перестройки во время растяжения образца и микропластическими сдвигами в объеме материала.

Таким образом, на основании обобщенного анализа представленных результатов проведенных исследований можно сделать вывод: на разных стадиях нагружения образцов из исследуемых полимерных материалов имеют место различные процессы, идентификация которых однозначно осуществляется методом анализа параметров АЭ. Метод АЭ можно эффективно использовать

для исследования процессов разрушения полимерных материалов различного класса и выявления механизма разрушения материала на каждой стадии деформирования. Это дает возможность определения не только момента образования магистральной вязкой трещины разрушения у хрупких материалов либо достижения предела вынужденной эластичности в случае пластичных полимеров, но и соответствующей этим процессам нагрузки. Такая информация может служить базой для назначения, например, оптимальных режимов обработки полимерных материалов резанием или параметров предварительного механического воздействия на обрабатываемый материал с целью обеспечения высокого качества обрабатываемой поверхности деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.

2. **Подураев В. Н.** Резание труднообрабатываемых материалов. Учеб. пособ. М.: Машиностроение, 1974. 430 с.

3. **Математическое** моделирование самоорганизующихся процессов в технологических системах обработки резанием / Ю. Г. Кабалдин, А. И. Олейников, А. М. Шпилев, А. А. Бурков / Владивосток: Дальнаука, 2000. 195 с.

4. **Аскадский А. А.** Деформация полимеров. М.: Химия, 1973. 448 с.

5. **Ратнер С. Б., Ярцев В. П.** Физическая механика пластмасс. М.: Наука, 1982. 211 с.

6. **Акустическая** эмиссия в экспериментальном материаловедении / Н. А. Семашко, В. И. Шпорт, Б. Н. Марьин и др. Под общ. ред. Н. А. Семашко, В. И. Шпорта. М.: Машиностроение, 2002. 240 с.

7. **Семашко Н. А., Башков О. В., Башкова Т. И.** Изменение структуры Ti—Al сплава при деформации // Перспективные материалы. 2000. № 1. С. 25—29.

8. **Бартенев Г. М.** Прочность и механизм разрушения полимеров. М.: Химия, 1984. 356 с.

9. **Карташов Э. М., Цой Б., Шевелев В. В.** Структурно-статистическая кинетика разрушения полимеров. М.: Химия, 2002. 736 с.

---

УДК 620.178.3 + 620.194.8

Г. В. ПАЧУРИН, д-р техн. наук, А. Н. ГУЩИН, канд. техн. наук (НГТУ, г. Нижний Новгород)

# Повышение эксплуатационной долговечности металлоизделий технологическими методами

Предложены экспериментально подтвержденные зависимости, позволяющие оценить целесообразность введения в технологический процесс изготовления деталей машин операций объемного и поверхностного пластического деформирования с целью повышения их эксплуатационной долговечности и снижения металлоемкости.

Experimentally justified dependences are offered, which allow for estimating expediency of introducing volumetric and surface plastic deformation into machine components manufacturing process, aimed at improving their operational durability and steel intensity reduction.

Приоритетные направления развития современной науки и техники обусловливаются интенсификацией производственных процессов, необходимостью увеличения мощности машин и оборудования, их работоспособности и долговечности в условиях ужесточения требований эксплуатации при решении первоочередных задач по ресурсосбережению, экономии сырья и материалов.

Самым распространенным видом разрушений (более 80 %) инженерных конструкций является усталостное разрушение, приводящее к огромным финансовым потерям, а порой и человеческим жертвам. Для оценки работоспособности металла в разных условиях эксплуатационного нагружения, кроме параметров статической прочности и пластичности, необходимо располагать характеристиками выносливости с учетом различных факторов, например видов и режимов технологической обработки, температуры и среды испытания.

Кроме того, при жестком требовании снижения металлоемкости машин и технических устройств бывает трудно избежать появления в ответственных деталях усталостных трещин. Однако в некоторых материалах они могут возникнуть сравнительно рано, и большую часть своей "жизни" детали вынуждены работать с трещинами. Поэтому для полной оценки работоспособности деталей желательно располагать не только параметрами циклической долговечности и усталостной прочности, но и максимальной информацией о процессе накопления повреждений на всех этапах усталостного разрушения конструкционных материалов: стадии зарождения трещин, их последующего развития вплоть до полного (катастрофического) разрушения образца.

В процессе изготовления детали машин и механизмов подвергаются технологической обработке различных видов и режимов, среди которых наиболее распространенными и производительными являются объемное и поверхностное пластическое деформирование. Сведения же о сопротивлении пластически обработанных с разной скоростью и степенью деформации металлов и сплавов усталостному разрушению при нормальной температуре на воздухе ограничены, а при криогенных и повышенных температурах и в присутствии коррозионной среды — практически отсутствуют [1, 2]. Поэтому без предварительного эксперимента часто не представляется возможным предсказать их поведение в процессе реальных условий эксплуатации.

Для решения этой задачи в работе были выбраны широко применяемые в промышленности конструкционные материалы (более 20 марок) различных классов (стали с аустенитной, ферритно-перлитной, троостито-сорбитной, мартенситно-аустенитной и мартенситной

структурой, а также медные, алюминиевые и титановые сплавы) после разных режимов термической и объемной (с разными степенями и скоростями) обработки и поверхностного пластического деформирования (ППД) (всего более 100 режимов). Усталостные испытания проводились на воздухе при разных температурах (от 0,06 до 0,6 $T_{пл}$, К) и в присутствии коррозионной среды (использовали наиболее распространенный и достаточно агрессивный к сталям 3 %-й водный раствор морской соли).

Стандартные плоские образцы предварительно осаживали до степеней деформации от 0 до 40 % через подкладной инструмент на гидропрессе ДО-436 (0,08 $с^{-1}$) и падающем молоте МЛ-3 (100 $с^{-1}$), а цилиндрические растягивали на разрывной машине ZD 10/90 с различными скоростями деформации (0,0011; 0,0056 и 0,028 $с^{-1}$). Образцы термообрабатывали по заводской технологии. Статические испытания на разрыв проводили на машине Instron-1115. Знакопеременное нагружение плоских образцов осуществляли по "жесткой" схеме симметричного консольного изгиба с частотой 25 Гц на специально спроектированной двухпозиционной машине, а цилиндрических — по симметричному консольному круговому изгибу с частотой 50 Гц на машине МИП-8, оснащенной фазосинхронизатором и микроскопом со стробоскопическим освещением для наблюдения за возникновением и развитием микроструктурной повреждаемости поверхности опасного сечения образца в процессе циклического нагружения [3].

Натурные испытания штампованных изделий типа гофрированных панелей проводили по пульсирующему циклу от нулевого сдвига силой 30 кН (частота 0,2 Гц) на специальных стендах. Микроструктуру и фрактографические особенности изломов образцов и готовых панелей изучали на оптическом и электронном уровнях.

По результатам исследований получены механические характеристики материалов при статическом растяжении, построены кривые упрочнения, усталости, изменения текущего прогиба в процессе циклического нагружения и сравнительные вероятностные кривые распределения циклической долговечности на воздухе и в коррозионной среде после разных режимов технологической обработки.

Анализ полученных данных показал [1—3], что с ростом степени предварительной деформации ($\varepsilon_{пр.д}$) материалов их условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ и предел прочности $\sigma_в$ возрастают, а показатели пластичности (относительные удлинение $\delta$ и сужение $\psi$) снижаются тем значительней, чем ниже энергия дефектов упаковки (э.д.у.) материала. При этом кривые упрочнения для каждого материала располагаются тем выше и выглядят тем положе, чем больше степень и скорость их пластической деформации.

Установлено также, что влияние степени и скорости ППД на сопротивление усталостному разрушению зависит от природы материала, его структурного состояния, а также от амплитуды и среды циклического нагружения. Так, циклическая долговечность авиационного алюминиевого сплава В95пчТ2 (закалка—нагрев до 465...475 °С, выдержка 1 ч, охлаждение в воде; правка—растяжение в свежезакаленном состоянии на 1,7 %; старение — сначала 5 ч при 120 °С, а потом 6 ч при 180 °С) в коррозионной среде меньше, чем на воздухе. Уменьшение долговечности под влиянием коррозионной среды особенно характерно для низких амплитуд $\sigma_а$ приложенного напряжения. Например, долговечность в коррозионной среде по сравнению с испытанием на воздухе понижается примерно в 1,15 раза при $\sigma_а$ = 400 МПа и примерно в 6,3 раза при $\sigma_а$ = 210 МПа.

Ниже в качестве примера представлены результаты проведенных металлографических исследований в процессе усталостного разрушения образца из катаного алюминиевого сплава В95пчТ2, деформированного в свежезакаленном состоянии на 1,7 % и искусственно состаренного, после различного относительного числа циклов нагружения $N/N_р$ ($\sigma_а$ = 248 МПа, $N_р = 4{,}27 \cdot 10^4$ циклов):

а) исходное состояние. Зерна вытянуты в направлении прокатки (вдоль оси образца);

б) 2,4 %. В некоторых зернах появляются отдельные полосы скольжения, ориентированные вдоль волокон прокатки;

в) 7,4 %. Появляются плотные волокнистые линии скольжения, что как следствие поперечного скольжения свойственно металлам с высокой э.д.у.;

г) 14,8 %. В отдельных зернах появляются волнистые микротрещины, перпендикулярные к направлению деформации зерна;

д) 29,3 %. По границам зерен наблюдается множество пересекающихся микротрещин;

е) 51,0 %. Почти во всех зернах опасного сечения образца наблюдается пересечение микротрещин, скапливающихся преимущественно по границам зерен;

ж) 73,8 %. Микротрещина, проходящая по телу зерен в направлении, перпендикулярном оси образца;

з) 96,0 %. Развитая микротрещина.

Кривые изменения текущего прогиба отражают суммарный результат структурных повреждений образцов в процессе их циклического нагружения. Они существенно различаются для отожженных и упрочненных материалов, однако во всех случаях с увеличением циклической долговечности абсолютное значение текущего прогиба уменьшается. При этом все кривые прогиба образцов имеют три характерных участка.

У отожженных образцов прогиб сначала резко уменьшается за счет возникновения полос скольжения, а следовательно, упрочнения материала. Затем упрочнение замедляется и начинается процесс разупрочнения образцов. При динамическом равновесии этих процессов наблюдается стабилизация изменения текущего прогиба.

В начале стадии стабилизации начинают образовываться микротрещины, которые затем перерастают в макротрещины. При этом заметная макротрещина на поверхности образца длиной ≈1,0 мм наблюдается к моменту перегиба кривой прогиба [3].

На третьем участке интенсивность изменения прогиба резко увеличивается в результате развития макротрещины, приводящей к уменьшению живого сечения образца и к его полному разрушению.

У упрочненных материалов уже с первых же циклов нагружения процесс разупрочнения несколько преобладает над упрочнением, что приводит к увеличению

прогиба вплоть до полного разрушения образцов. Подобным образом упрочненные материалы ведут себя и при циклическом нагружении при температурах, отличных от нормальной, и в коррозионной среде.

Сопоставление фрактографии усталостных изломов образцов с соответствующими кривыми прогиба выявило рост прогиба с увеличением глубины усталостной трещины. Циклическая долговечность и размер зоны стабильного роста усталостной трещины в изломе образца с увеличением амплитуды приложенного напряжения уменьшаются.

Коррозионно-усталостное разрушение развивается, как правило, из нескольких очагов и инициируется повреждением поверхности, возникновением на ней локальной коррозии. Трещины менее ориентированы, чем усталостные трещины при испытании на воздухе. На поверхности изломов исследованных образцов наблюдается наличие продуктов коррозии, следов окисления и мельчайших трещинок.

Анализ роста усталостной трещины показал, что появлению на поверхности образца макротрещины длиной $l_{тр} \approx 1{,}0$ мм соответствует момент более заметного возрастания прогиба образца, который достигает значительной величины при отношении $l_{тр}/d \approx 0{,}15$. При этом установлено, что период до зарождения усталостной трещины ($N_{з.тр}$) увеличивается, а скорость ее развития уменьшается по мере возрастания величины циклической долговечности до полного разрушения сплава. Так, например, если для сплава В95пчТ2 при $\sigma_а = 270$ МПа $N_{з.тр}$ составляет 53 700 циклов, а скорость роста трещины 3,07 мкм/цикл, то при $\sigma_а = 200$ МПа $N_{з.тр} = 200\,000$ циклов и скорость ее роста 0,106 мкм/цикл.

Коррозионно-активная среда, приводя к появлению коррозионных поражений различного вида, обусловливает многоочаговый характер возникновения и развития коррозионно-усталостного разрушения. Однако, несмотря на существенные особенности этого процесса, кривые изменения текущего прогиба образцов при циклическом нагружении в 3 %-м водном растворе NaCl имеют качественно такой же характер, как и при испытании на воздухе. Это объясняется тем, что определяющим фактором качественных данных о текущем состоянии материалов в процессе циклического нагружения по параметру изменения текущего прогиба является наряду с механизмами упрочнения—разупрочнения уменьшение живого сечения образца. Поэтому, хотя из-за многоочаговости коррозионно-усталостного разрушения с физической точки зрения довольно сложно четко разделить этот процесс на ряд периодов, как это имеет место при испытании на воздухе, тем не менее с определенными допущениями такое условное деление может быть оправдано с целью облегчения изучения кинетики коррозионно-усталостного разрушения, которое условно можно разделить на три характерных участка:

1) начальный период, характеризуется процессами, определяемыми воздействием среды на поверхность металла, избирательным анодным растворением, наводороживанием катодных участков и другими процессами, активируемыми циклическими механическими напряжениями и приводящими к образованию микротрещин глубиной, достаточной для заметной концентрации механических напряжений;

2) период подрастания коррозионно-усталостных трещин до критических;

3) период ускоренного долома.

При этом коррозионная среда практически не оказывает влияния на характер и продолжительность разрушения металлических материалов на третьем этапе, однако существенно влияет на первом и втором, продолжительность которых зависит также от природы материала, наведенной технологической обработкой структуры и амплитуды приложенного напряжения.

Таким образом, анализ экспериментальных данных показывает, что кривые изменения текущего прогиба в совокупности с металлографическими, фрактографическими и другими методами исследования кинетики усталостного разрушения являются весьма важной интегральной характеристикой процессов, протекающих при усталостном и особенно коррозионно-усталостном нагружении конструкционных материалов, когда прямое наблюдение их структурной повреждаемости методически затруднительно, а порой и невозможно.

Ранее нами было показано [1—3] теоретически и подтверждено экспериментально, что при прочих равных условиях чувствительность деформированных металлических материалов к коррозионно-усталостному разрушению можно оценивать по изменению величины показателя степени $A$ в уравнении (зависимость Холломона) кривой деформационного упрочнения при статическом нагружении: $\sigma = \sigma_0 \varepsilon^A$. При этом снижение его величины в результате предварительной пластической обработки материала в области равномерных деформаций должно обусловливать повышение сопротивления коррозионно-усталостному разрушению.

На основании анализа литературных и оригинальных данных нами было установлено [3], что влияние степени предварительной пластической деформации на увеличение циклической долговечности $N_\varepsilon$ при амплитуде $\sigma_а \approx 0{,}5\sigma_в$ в области температур испытания от 0,06 до 0,6 $T_{пл}$, К возрастает с повышением способности к упрочнению при статическом растяжении металлов и сплавов в исходном (недеформированном) состоянии, оцениваемом по показателю степени $A$ в уравнении кривой деформационного упрочнения:

$$N_\varepsilon/N = 0{,}187 \exp 10{,}5A \quad \text{(коэффициент корреляции 0,92).} \qquad (1)$$

Из полученной зависимости следует, что термическая обработка, приводящая к возрастанию величины показателя $A$, т. е. повышающая способность материала к упрочнению, способствует положительному влиянию пластической обработки на его сопротивление разрушению при знакопеременном нагружении во всем диапазоне указанных выше температур.

По данным работы [4], влияние предварительной объемной пластической деформации, в основном равномерной, с одной и той же скоростью для различных конструкционных материалов на повышение циклической долговечности при амплитуде приложенного напряжения около $0{,}5\sigma_в$ возрастает с увеличением показателя $A$ упрочнения при статическом нагружении.

## Рисунки к статье С.С. Одинга и И.И. Тищенко

# “КОМПЬЮТЕРНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБТЯЖКИ ЛИСТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ”

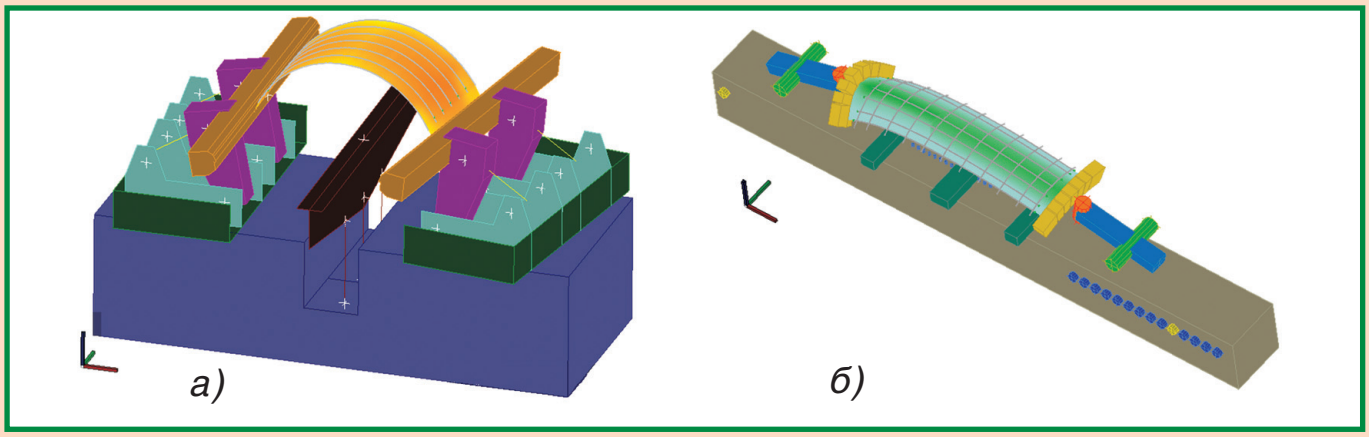



Рис. 6. Модель пресса для поперечной *(а)* и продольной *(б)* обтяжки

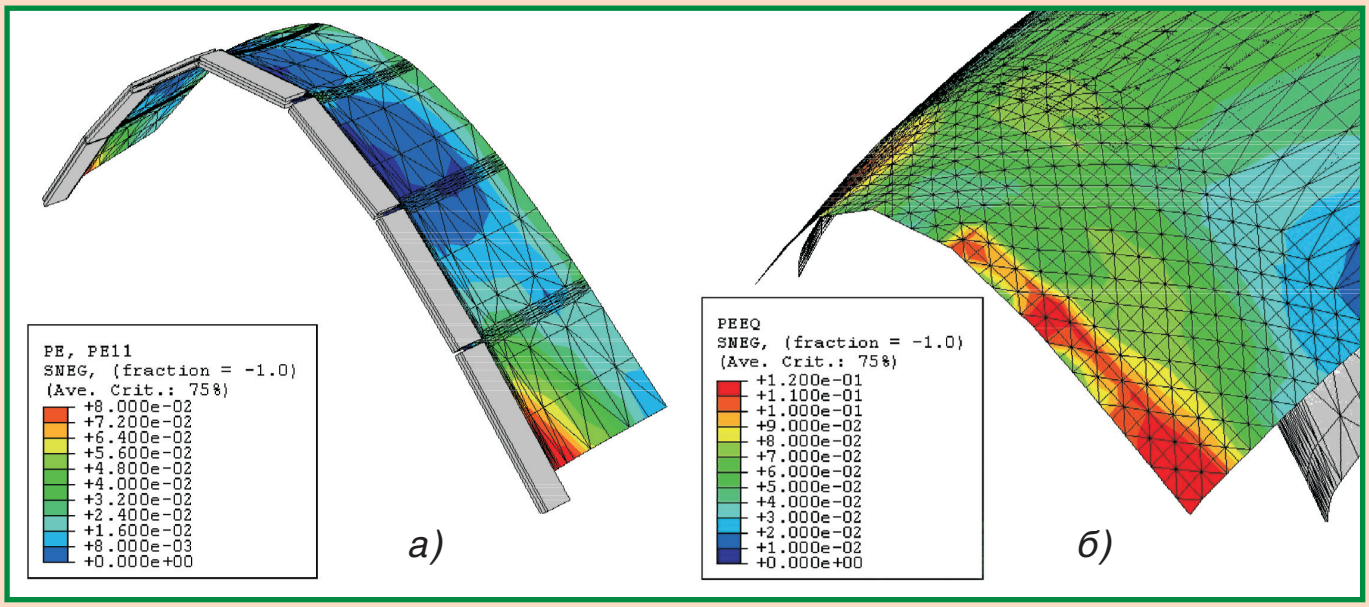



Рис. 7. Области зажима края заготовки в зажимных губках *(а)* и повышенных деформаций на выходе заготовки из зажимов (выделены красным) *(б)*

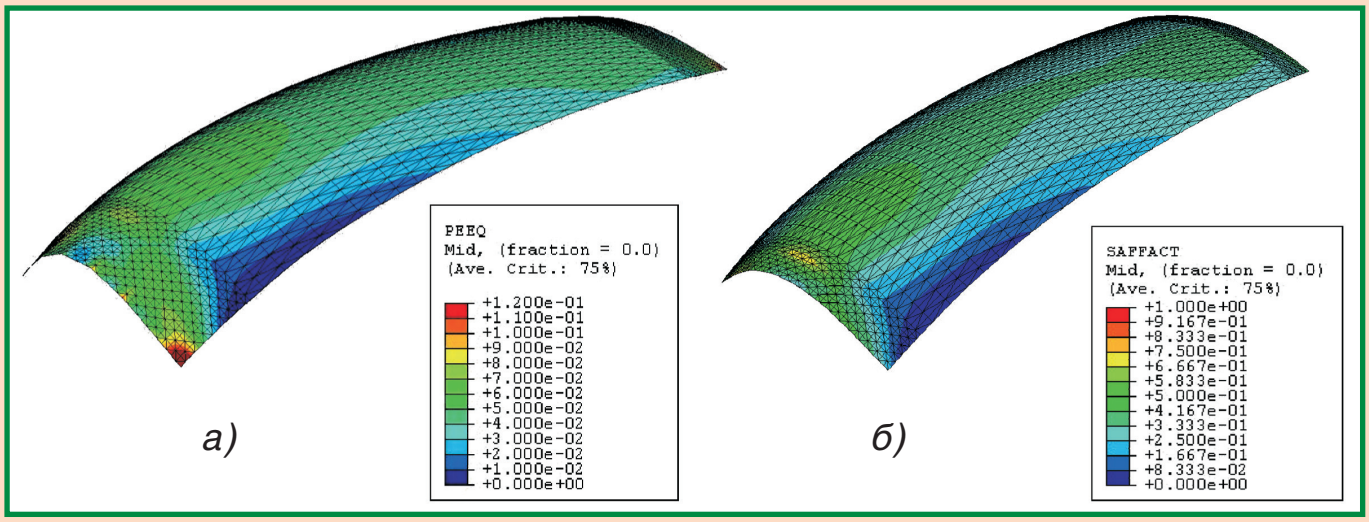



Рис. 8. Распределение интенсивности пластических деформаций в конце этапа формообразования (перед снятием технологических усилий) *(а)* и значение коэффициента безопасности (отношение достигнутой деформации к предельной) *(б)*

**Рисунки к статье С.С. Одинга и И.И. Тищенко**

# “КОМПЬЮТЕРНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБТЯЖКИ ЛИСТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ”

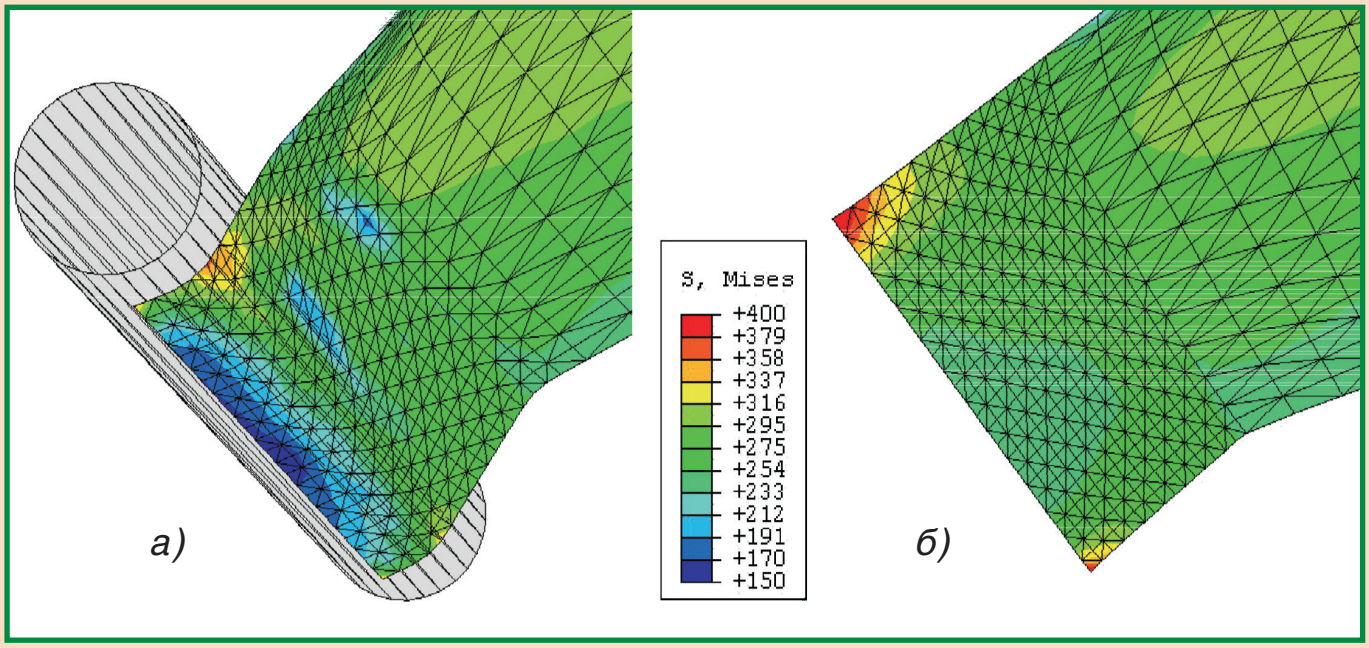



Рис. 9. НДС заготовки в зоне ее выхода из зажимов с применением “клюва” *(а)* и без применения “клюва” *(б)*

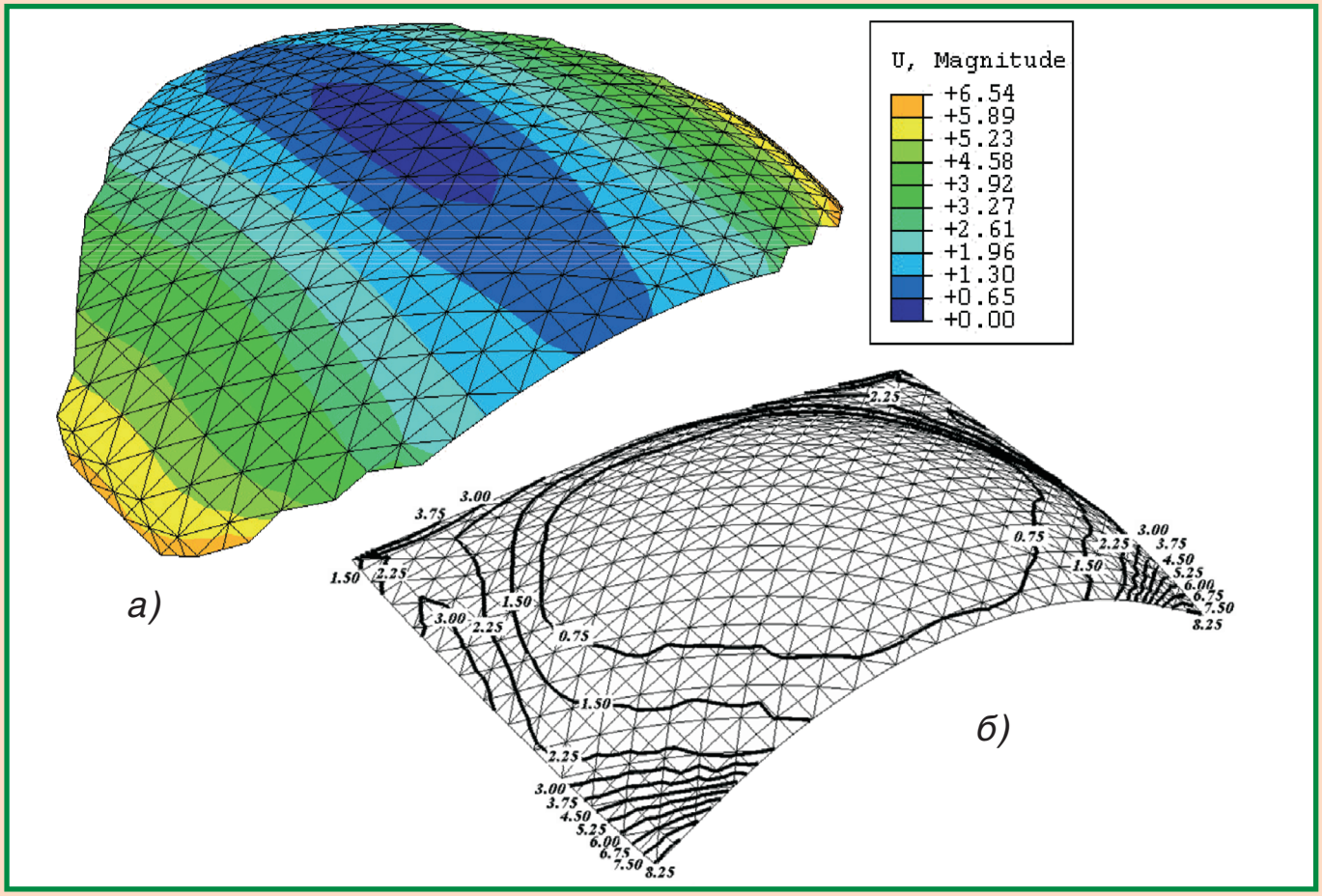



Рис. 10. Результаты пружинения детали после обрезки лишних частей заготовки *(а)* и до обрезки *(б)*

# ИЗДАТЕЛЬСТВО “МАШИНОСТРОЕНИЕ”

*Скоро выходит в свет*

*новинка!*

**Ю.И. Головин**

# ВВЕДЕНИЕ В НАНОТЕХНИКУ

496 с. Цена 495 р. с НДС.

Кратко изложены термины, принципы, достижения и перспективы стремительно развивающейся области науки, техники и бизнеса – нанотехники и нанотехнологии. Представлены все важнейшие направления работ в этой сфере.

Параллельно с русской терминологией приведена англоязычная, так как, во-первых, часть терминов сначала появилась в английском языке и не всегда русские термины удачно передают их смысл. Во-вторых, даже английская терминология в области нанонауки не установилась окончательно, а русскоязычная тем более, что требует разъяснений и комментариев.

Пособие имеет целью в общедоступной форме познакомить студентов, аспирантов, инженеров различных специальностей, которые должны заниматься вопросами освоения нанотехнологий и нанотехники в своих предметных областях, с основными идеями и подходами, а также существующими и перспективными разработками в максимально концентрированном виде.

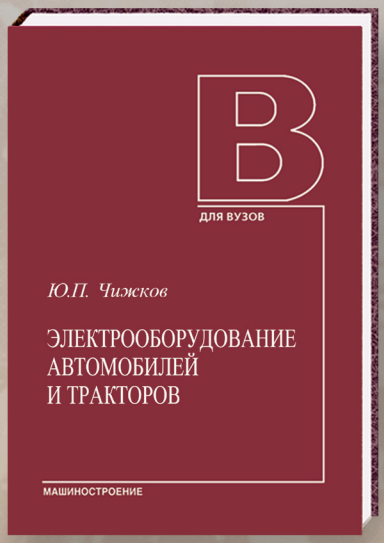
**Книгу можно приобрести в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97 (работает круглосуточно); по e-mail: realiz@mashin.ru;**

**по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4, ОАО "Издательство "Машиностроение".**

**Справки о наличии книг, выписке счетов и об отправке изданий по телефонам: (495) 269-66-00, 269-52-98**

# ИЗДАТЕЛЬСТВО “МАШИНОСТРОЕНИЕ”

***скоро выходит в свет***




**Ю.П. Чижков**

## ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

***учебник для вузов***

Содержит материалы по конструкции, принципу работы и техническим характеристикам агрегатов и устройств электрического и электронного оборудования автомобилей и тракторов, по перспективным направлениям развития автотракторного электрооборудования и микропроцессорных систем управления, получающих все большее распространение на автомобилях и тракторах.

Отличительными особенностями учебника являются полнота охвата дисциплины и простота изложения, учет требований стандартов. Для лучшего усвоения материала учебник прекрасно иллюстрирован.

Предназначен для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки “Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы”. Может быть полезен для студентов средних профессиональных учебных заведений, обучающихся по автотракторным специальностям, а также работникам автотранспортных предприятий и сервиса, лицам, интересующимся устройством электрооборудования автомобиля и трактора.

**Книгу можно приобрести в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97 (работает круглосуточно); по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4, ОАО "Издательство "Машиностроение".**

**Справки о наличии книг, выписке счетов и об отправке изданий по телефонам: (495) 269-66-00, 269-52-98**

Предлагаемая зависимость описывается уравнением (1), из которого следует, что при величине показателя упрочнения $A < 0{,}2$ наблюдается уменьшение циклической долговечности и сопротивления усталостному разрушению металлических материалов в результате предварительной объемной пластической деформации. Образование шейки и потеря пластической устойчивости при высоких степенях деформации, превышающих равномерную, приводят к ухудшению сопротивления усталости металлов и сплавов.

На основании анализа экспериментальных и литературных данных проведено сопоставление изменения циклической долговечности сплавов и их сварных соединений после объемной и поверхностной пластической деформации. Установлена [2, 3] зависимость отношения циклической долговечности после ППД к долговечности недеформированного материала ($N_{ППД}/N$) от показателя $A$ степени деформационного упрочнения при статическом нагружении в исходном (недеформированном) состоянии:

$$\mathrm{Lg}\,(N_{ППД}/N) = 4{,}127A + 0{,}307$$

(коэффициент корреляции 0,851).

Выявлена большая эффективность методов ППД по сравнению с объемным деформированием. При этом, если после объемного пластического деформирования для материалов с $A < 0{,}2$ может наблюдаться снижение циклической долговечности, после ППД при всех значениях $A$ долговечность металлов и сплавов существенно повышается.

## Выводы

1. Предложены экспериментально на образцах и натурных изделиях подтвержденные зависимости, позволяющие оценить целесообразность введения в технологический процесс обработки деталей машин операций холодного пластического деформирования с целью повышения их циклической долговечности в коррозионной среде, а также на воздухе при криогенных, нормальной и повышенных температурах.

2. Они позволяют не только повысить эксплуатационные свойства штампованных деталей, но и сократить энергозатраты и трудоемкость при проведении поисковых работ, рационально выбрать материал металлических изделий, сократить их металлоемкость путем уменьшения толщины.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Пачурин Г. В., Гуслякова Г. П.** Оптимизация режимов технологической обработки с целью повышения сопротивления коррозионно-усталостному разрушению металлических материалов. Н. Новгород: ВСНТО МАШпром, 1991. 72 с.
2. **Пачурин Г. В.** Повышение коррозионной долговечности и эксплуатационной надежности изделий из деформационно-упрочненных металлических материалов. Н. Новгород: НГТУ, 2005. 132 с.
3. **Технология** комплексного исследования разрушения деформированных металлов и сплавов в различных условиях нагружения / Г. В. Пачурин, А. Н. Гущин, К. Г. Пачурин и др. Н. Новгород: НГТУ, 2005. 139 с.
4. **Гуслякова Г. П.** Пластическая обработка металлов и сварных соединений с целью повышения долговечности изделий. Горький: ВСНТО МАШпром, 1987. 52 с.


---

## Обработка материалов без снятия стружки


УДК 658.52.011.56:621.983.7.002



С. С. ОДИНГ, д-р техн. наук, И. И. ТИЩЕНКО (Воронежский ГТУ)


# Компьютерное проектирование технологии обтяжки листовых материалов[1]

Одной из основных технологических операций формообразования крупногабаритных авиационных обшивок (обшивки фюзеляжа, кабины и крыльев) является операция обтяжки. На рис. 1 приведены примеры типичных деталей, изготовляемых поперечной (*а*, *б*, *в*) и продольной (*г*) обтяжкой.

Операция выполняется на специализированном обтяжном оборудовании, оснащенном, как правило, современными системами ЧПУ [1, 2] (рис. 2). Качество формообразования заготовок зависит от правильности проектирования оснастки и технологии процесса. Технология формообразования определяется программой управления рабочими органами оборудования.

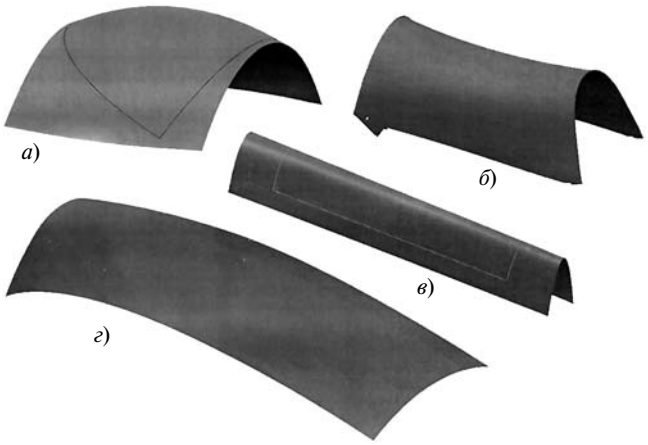



**Рис. 1. Типичные детали, изготовляемые поперечной (*а*, *б*, *в*) и продольной (*г*) обтяжкой**

[1] По материалам VII Международной научно-технической конференции "Авиакосмические технологии-2006". Воронеж, 13—15 сентября 2006 г.

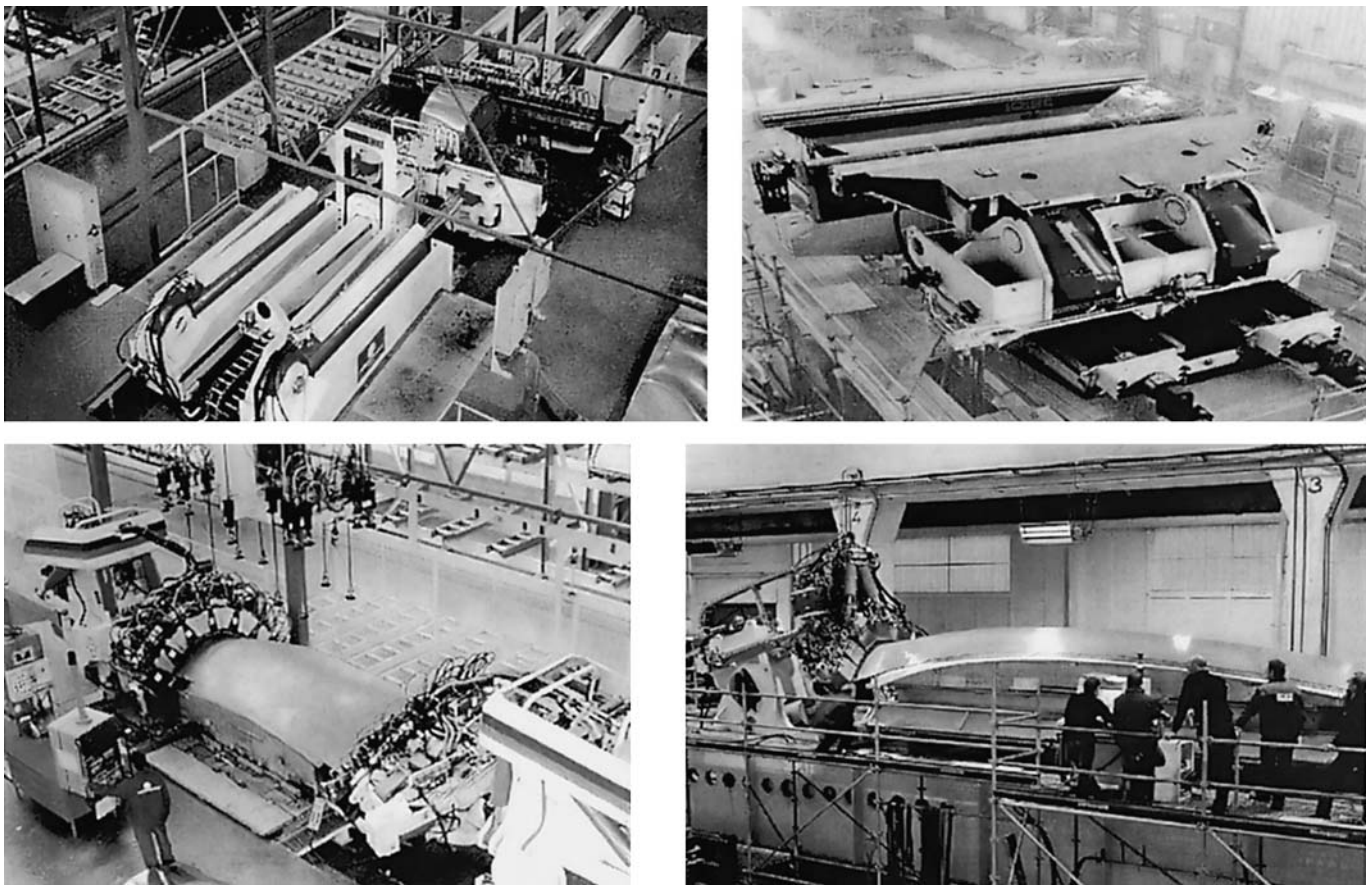


**Рис. 2. Прессы для продольной (внизу) и поперечной (вверху) обтяжки**

Операция обтяжки представляет собой процесс натяжения первоначально плоской листовой заготовки на поверхность жесткого пуансона. Заготовка зажимается в прямолинейных или криволинейных губках, которые перемещаются в пространстве относительно пуансона. Траектория движения зажимных губок задается программой управления обтяжным оборудованием.

Таким образом, насущными проблемами и целями в области технологии формообразования обтяжкой на данный момент являются:

оптимальное управление обтяжным оборудованием;

проектирование оснастки с учетом кинематических возможностей оборудования;

предсказание вероятности появления технологических отказов;

оценка качества деталей, получаемых обтяжкой;

прогноз влияния эффекта упругой разгрузки и корректировка оснастки на величину пружинения.

Проектирование оснастки и технологии формообразования составляет большой процент трудоемкости в общем объеме производства подобных деталей. Подготовка оснастки и управляющих программ для обтяжного оборудования осуществляется одним из двух способов: либо в ручном режиме путем выполнения серии экспериментов непосредственно на прессе, либо автоматически с помощью компьютерных систем (САПР), базирующихся на моделировании процесса формообразования [3].

Компьютерное проектирование технологии формообразования методом обтяжки происходит по схеме, приведенной на рис. 3, с учетом входных данных: геометрии детали (см. рис. 1); данных о материале заготовки: кривая течения материала (рис. 4) и диаграмма пре-

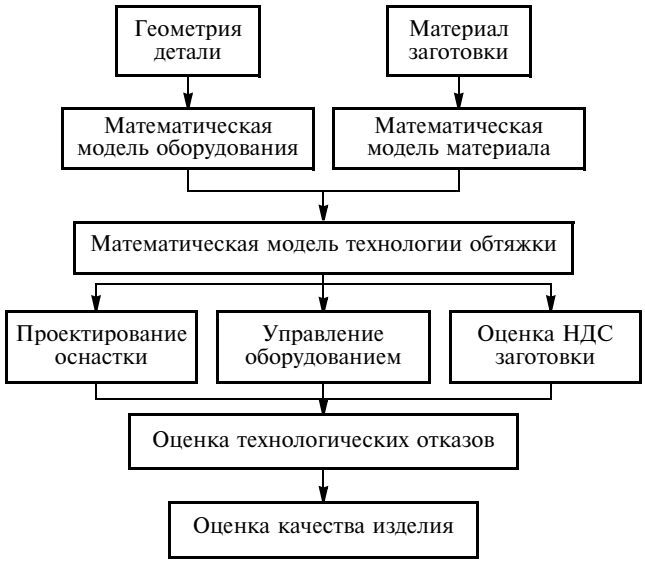



**Рис. 3. Структурная схема автоматизированной системы проектирования технологии обтяжки**

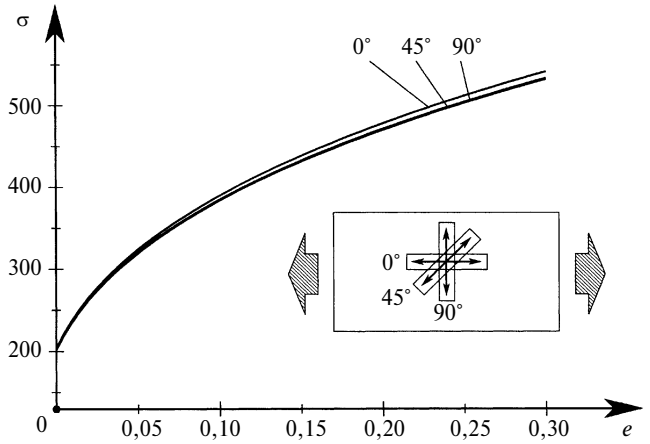
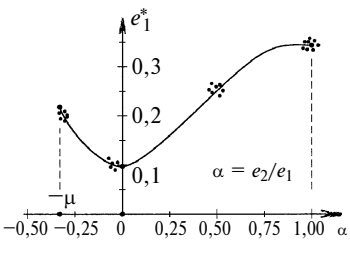



**Рис. 4. Кривая течения для сплава 2024:**
приведены кривые течения, полученные при испытаниях материала в трех основных направлениях: вдоль (0°), поперек (90°) и под углом (45°) к направлению прокатки

дельных деформаций (рис. 5); кинематической модели оборудования.

Геометрия детали задает окончательную требуемую форму детали. Основываясь на форме детали, проектируют оснастку для ее изготовления — пуансон. На основе данных о материале строится математическая модель материала, которая позволит в дальнейшем (при вычислениях) предсказывать его свойства и поведение. Диаграмма предельных деформаций (ДПД) дает зависимость максимально допустимой деформации растяжения от схемы напряженно-деформированного состояния (НДС). Параметром, характеризующим схему НДС, выступает коэффициент $\alpha$, равный отношению поперечной деформации в плоскости листа к продольной. ДПД строится по данным эксперимента; эксперименты обычно проводятся не для всего интервала параметра $\alpha$, а лишь для нескольких характерных его значений. Кинематическая модель оборудования позволяет построить операционную модель, т. е. модель, позволяющую составлять и тестировать управляющие программы для пресса, проверять допустимость тех или иных манипуляций, детектировать превышения силовых или кинематических возможностей пресса и т. д.

На основании перечисленных выше данных и моделей выполняется автоматическое проектирование управляющей программы. Системы автоматизированного синтеза




| Схема НДС | Способ получения |
|---|---|
| $\alpha = -\mu$ простое одноосное растяжение | |
| $\alpha = 0$ плоская деформация | |
| $\alpha = 1$ двухосное растяжение | |

**Рис. 5. Диаграмма предельных деформаций сплава 2024:**
в таблице приведены способы получения характерных схем НДС в листовой заготовке

управляющих программ [4] разрабатывались для использования технологом в производственных условиях, что требовало выполнения моделирования и анализа НДС заготовки на компьютерах слабой мощности за приемлемое время (5÷10 мин). В данной постановке при создании систем модели строили с принятием ряда упрощающих допущений. При этом с помощью инженерных критериев были успешно решены задачи проектирования процесса обтяжки и получения управляющих программ, исключающих появление основных признаков брака, таких, как разрыв заготовки, появление зерна и гофров.

Но данный подход имеет определенные ограничения и не позволяет осуществлять дальнейшее совершенствование технологии процесса обтяжки. Основная причина этого — невозможность качественного анализа поведения заготовки в областях зажатия в губках пресса и схода заготовки с пуансона. А именно эти области являются областями повышенной опасности, в которых вероятны локальные всплески деформаций, приводящие к разрыву заготовки. В разработанных системах [4] такой анализ заменялся введением ряда инженерных критериев качества процесса, которые работают достаточно надежно, но при этом возможности оборудования реализуются зачастую далеко не полностью.

Другой важной проблемой формообразования является наличие пружинения заготовки после снятия технологических усилий. Решение этой задачи связано с определением остаточных напряжений в заготовке после ее формообразования, что также невозможно в рамках допущений, принятых при создании системы.

Рассчитать НДС заготовки при формообразовании практически с любой степенью точности с последующим определением остаточных напряжений и изменений формы заготовки в результате упругой разгрузки позволяет метод конечных или граничных элементов.

На рынке программного обеспечения имеется большое число конечно-элементных пакетов, например PAM-STAMP, Optris, ABAQUS, MARC, LS-DYNA, ADINA, AutoForm и другие, которые с успехом могут использоваться для решения задач формообразования в процессах обработки металлов давлением (в частности, обтяжки).

Для применения метода конечных элементов (МКЭ) необходимо использовать изменяющиеся со временем краевые условия, которые определяются программой нагружения. Однако МКЭ неприменим для проектирования программы нагружения, так как эта задача подразумевает сложную оптимизацию по множественным критериям. Поэтому конечно-элементные технологии применяются только на втором этапе проектирования — при оценке технологических отказов и качества изделия.

Итак, цикл проектирования заключается в следующем: с помощью систем проектирования технологии обтяжки создается управляющая программа для оборудования. На основе этой программы рассчитывается модель процесса с помощью конечно-элементного пакета. Такая модель позволяет рассмотреть НДС заготовки на качественно другом уровне с возможностью детального анализа поведения материала в областях зажатия в губках пресса и схода заготовки с пуансона, а также изменения формы заготовки после упругой раз-

грузки. В зависимости от полученных результатов возможны: 1) корректировка стратегии управления, пересмотр критериев качества, если моделирование показало, что высока вероятность технологических отказов при выбранной стратегии; 2) корректировка оснастки (пуансона) на величину пружинения, если моделирование показало, что в результате упругого формоизменения после снятия технологических усилий отклонение формы заготовки от чертежа превышает допустимый предел.

Если моделирование показало необходимость корректировки, то она выполняется, а цикл проектирования повторяется еще раз. Для достижения требуемых характеристик обычно необходимо несколько итераций.

Рассмотрим более детально конечно-элементное моделирование процесса обтяжки. В качестве примеров приведены результаты моделирования формообразования реальных деталей на обтяжном оборудовании фирмы ACB (Франция) — пресс FET для поперечной обтяжки и пресс FEL для продольной.

Схема процесса заключается в натяжении на поверхность жесткого инструмента (пуансона) первоначально плоской заготовки, зажатой в губках. При этом пуансон неподвижен и задана траектория движения зажимов, которые могут иметь прямолинейную или криволинейную форму. На рис. 6 (см. 1-ю полосу вкладки) показаны модели пресса для поперечной (*а*) и продольной (*б*) обтяжки.

Материал заготовки принимается упругопластическим, ортотропно-анизотропным, с изотропным упрочнением, несжимаемым в пластической области. Кривая течения материала задается в виде зависимости интенсивности напряжения ($\sigma$) от интенсивности деформаций ($e$) (см. рис. 4).

Заготовка в губках закрепляется за счет контактного трения между заготовкой и секциями губок, которые с заданным усилием сжимаются между собой (рис. 7, *а*) (см. 1-ю полосу вкладки). Силы трения задаются законом Кулона с повышенным коэффициентом трения: $F = \mu N$, по которому сила трения $F$ пропорциональна силе давления $N$ ($\mu$ — коэффициент трения).

Время расчета модели с указанными параметрами на компьютере с процессором AMD Duron 1200 (требования по оперативной памяти порядка 60 Мбайт), составляет около 3,5 ч.

На рис. 8, *а* (см. 1-ю полосу вкладки) приведено полученное в результате моделирования распределение интенсивности пластических деформаций в оболочке из материала Д16 в закаленном состоянии в конце процесса формообразования. Сравнивая полученные деформации с критическими деформациями диаграммы предельных деформаций (рис. 8, *б*) (см. 1-ю полосу вкладки) листового материала Д16, можно сделать заключение о вероятности разрушения заготовки.

При анализе полученного НДС наибольший интерес представляют области схода заготовки с поверхности пуансона и зоны выхода заготовки из зажимных губок (рис. 7, *б*) (см. 1-ю полосу вкладки). В этих областях наблюдается концентрация напряжений, которая может привести к разрушению заготовки. Для повышения технологических возможностей операции формообразования требуется в первую очередь воздействовать на эти области с целью уменьшения вероятности разрушения заготовки. Для этого применяют накладные и подкладные листы из более мягкого материала, которые располагают между заготовкой и зажимами. Кроме того, обтяжные прессы с прямолинейными зажимами оснащаются "клювом", который играет роль перетяжного устройства, затормаживающего процесс деформирования заготовки в области зажимных губок. Моделирование позволяет сравнить НДС заготовки при формообразовании с применением "клюва" и без "клюва" (рис. 9, *а*, *б*) (см. 2-ю полосу вкладки).

Основным показателем качества формообразования является соответствие формы и размеров заготовки в конце обтяжки заданной поверхности детали. Однако в процессе обтяжки заготовка претерпевает как пластические, так и упругие деформации. После снятия технологических усилий из-за остаточных упругих напряжений заготовка несколько отклоняется от формы пуансона — "пружинит". Пружинение можно оценивать расстоянием (по нормали) от поверхности пуансона, к которой прижимается деформируемая заготовка, до поверхности заготовки после ее упругой разгрузки.

Для моделирования пружинения решается задача о разгрузке заготовки после завершения процесса ее нагружения. После предшествующего моделирования собственно обтяжки в качестве результата получается распределение внутренних напряжений и деформаций (в том числе полная история деформирования). На основании этих данных составляется новая модель, в которой начальным состоянием заготовки является ее конечное состояние на момент перед снятием усилий. Внешние ограничения (условия зажима краев заготовки) снимаются. При этом внутренние напряжения выполняют обратную работу по "распрямлению" заготовки. Результаты моделирования разгрузки (пружинения) для типичной детали приведены на рис. 10 (см. 2-ю полосу вкладки).

Пружинение заготовки зависит от характеристик материала, толщины заготовки и формы пуансона, а также от используемой программы нагружения. Для уменьшения влияния пружинения на точность соответствия детали заданным требованиям применяются различные подходы. Один из способов уменьшения пружинения — увеличение степени растяжения заготовки. Однако пластические свойства материала заготовки ограничены, что в некоторых случаях не позволяет достичь желаемой точности формообразования. Другой способ увеличения точности формообразования — корректировка обтяжного пуансона на величину пружинения, т. е. изменение формы пуансона для того, чтобы деталь приняла требуемую форму после разгрузки. Этот метод требует использования достаточно точных математических моделей. Предлагается следующая методика корректировки пуансона. После того как спроектирована программа нагружения, выполняется конечно-элементное моделирование процесса. На основании полученных результатов анализируется пружинение заготовки. Если заготовка отличается от требуемой формы на недопустимо большую величину (обычно требуется соответствие чертежу в пределах 0,5 мм), то пуансон корректируется и моделирование выполняется

заново. Для корректировки пуансона решается задача об упругой оболочке методом конечных элементов [4, 5]. Задав граничные условия по перемещениям узлов сетки так, чтобы заготовка приняла требуемую форму пуансона, определяем усилия в узлах сетки заготовки. Затем изменяем эти усилия (в сторону увеличения) и получаем новую форму заготовки. По этой форме определяем поверхность скорректированного пуансона. Итераций корректировки может быть несколько. Опыт работы показывает, что итерационный процесс достаточно быстро сходится (как правило, не больше двух-трех итераций). Были проведены опытные работы по проверке используемой методики корректировки оснастки — выполнена корректировка пуансонов для двух деталей. Если до корректировки оснастки расхождение экспериментальной поверхности детали и чертежа из-за пружинения составляло до 8 мм, то после корректировки пуансона точность соответствия поверхностей полученной детали и чертежа достигла 0,5 мм.

## Выводы

Использование конечно-элементной технологии при моделировании процессов формообразования оболочечных деталей методом обтяжки позволяет с достаточно большой точностью предсказать появление технологических дефектов в областях локализации деформаций, что недостижимо другими методами. Использование данной методики моделирования позволяет с достаточно высокой точностью определять пружинение заготовки и корректировать пуансоны с целью компенсации упругого последействия заготовки.

Применение предложенной комбинированной технологии моделирования позволяет проектировать процесс обтяжки в производственных условиях для конкретного оборудования и существенно повысить технологические возможности этого процесса по сравнению с применявшимися ранее подходами.

Исследована возможность модернизации обтяжного оборудования (профилирование "клюва" пресса) и разработана технология корректировки поверхности пуансона на величину пружинения листовой заготовки.

Компьютерное проектирование технологии, выполненное на основе математического моделирования процесса формообразования, позволяет:

значительно сократить материальные расходы и время, необходимое для подготовки производства;

уменьшить, а иногда и полностью исключить дорогостоящий натурный эксперимент;

предсказать вероятность технологических отказов, подсказать необходимость использования технологических приемов борьбы с браком;

исключить ошибки в проектировании оснастки и при необходимости скорректировать оснастку на величину пружинения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Одинг С. С.** Пресс типа FET для поперечной обтяжки и система синтеза управляющих программ // Кузнечно-штамповочное производство. 1995. № 3. С. 25—27.
2. **Одинг С. С., Некрасов Ю. В.** Компьютерное управление процессом формообразования методом продольной обтяжки // Кузнечно-штамповочное производство. 1996. № 3. С. 20—23.
3. **Синтез** управляющих программ формообразования деталей из листа, профиля и многослойных панелей на гибочно-растяжном оборудовании с программным управлением / С. С. Одинг, С. А. Лопасов, В. В. Скрыльников и др. // Кузнечно-штамповочное производство. 1993. № 9. С. 9—12.
4. **Одинг С. С.** Управление процессом формообразования обшивок двойной кривизны на обтяжном оборудовании с программным управлением // Изв. вузов. Авиационная техника. 1987. № 3. С. 47—51; № 4. С. 39—43.
5. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975.
6. **Расчеты** машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник / В. И. Мяченков, В. П. Мальцев, В. П. Майборода и др. Под общ. ред. В. И. Мяченкова. М.: Машиностроение, 1989. 520 с.


---

УДК [621.919.1:539.41].001.24

А. С. ЛОБАНОВ, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ")

# Определение силы деформирования при протягивании рабочими элементами протяжек с регулярным микрорельефом

Наиболее важной характеристикой процесса обработки отверстий деформирующими протяжками является сила деформирования, так как ее значение необходимо для расчета на прочность рабочих элементов, коэффициента трения, контактных давлений, температуры в зоне контакта инструмента с изделием, деформации обрабатываемой заготовки, а также для выбора оборудования, рациональных смазочных материалов и ряда других параметров.

Теоретические и эмпирические зависимости, используемые для определения сил деформирования, не учитывают влияния фактической площади контакта деформирующих элементов с обрабатываемой заготовкой, несмотря на то, что данный фактор является достаточно существенным. Это объясняется тем, что для деформирующих протяжек используются рабочие элементы с гладкими рабочими поверхностями, микрорельеф которых формируется традиционными методами финишной обработки (полированием, доводкой). В связи с тем, что данные методы обработки неоднородны по своей природе, образующийся микрорельеф рабочих поверхностей элементов носит иррегулярный,

хаотичный характер. Такой характер микрорельефа не позволяет аналитически рассчитать геометрические характеристики качества рабочих поверхностей, в частности фактическую площадь контакта деформирующих элементов с обрабатываемой заготовкой.

Данная задача может быть решена путем применения деформирующих элементов с регулярным микрорельефом (РМР) (рис. 1). Деформирующий элемент, имеющий симметричную форму с углом рабочего и обратного конусов 5° ± 30′ и цилиндрическую ленточку шириной 0,8÷1 мм, изготовляется по типовой технологии из быстрорежущей стали Р6Н5 (62÷65 *HRC*). Рельеф наносится алмазным выглаживателем с радиусом *R* сферы на токарном станке с помощью виброголовки. При вибронакатывании получают три основных вида РМР [1]: 1 — с непересекающимися канавками (рис. 2, *а*); 2 — с не полностью пересекающимися канавками (рис. 2, *б*); 3 — с полностью пересекающимися канавками (рис. 2, *в*).

Указанные виды микрорельефа формируются при выполнении следующих условий:

вид 1 $S > 2\,(\rho + e\sin\pi\{u\})$;

вид 2 $2(\rho - e\sin\pi\{u\}) < S < (\rho + e\sin\pi\{u\})$; $S > 2e\sin\pi\{u\}$;

вид 3 $0 < S < 2e\sin\pi\{u\}$; $S > 2(\rho - e\sin\pi\{u\})$,

где $S$ — подача алмазного выглаживателя за один оборот обрабатываемого деформирующего элемента протяжки; $\rho = \sqrt{Rh}$ — радиус отпечатка, остающегося при вдавливании сферического выглаживателя в рабочую поверхность деформирующего элемента (здесь $R$ — радиус сферического алмазного наконечника; $h$ — глубина канавки); $e$ — эксцентриситет эксцентрика, создающего осцилляцию; $\{u\}$ — дробная часть отношения $u = n_{\text{дв.х}}/n_{\text{х}}$, показывающая величину смещения канавок относительно друг друга при каждом последующем обороте обрабатываемого элемента протяжки (здесь $u$ — число циклов осцилляции за один оборот обрабатываемого элемента; $n_{\text{дв.х}}$ — число двойных ходов (циклов осцилляции); $n_{\text{х}}$ — число оборотов деформирующего элемента протяжки).

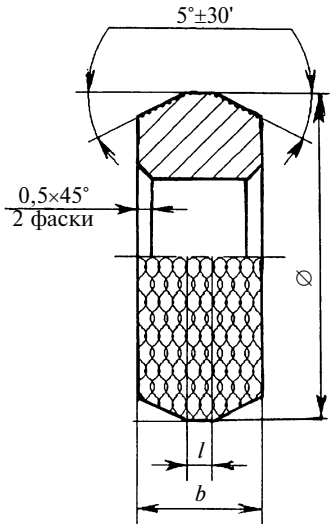



**Рис. 1. Деформирующий элемент с РМР**

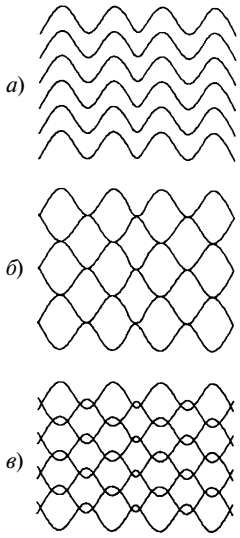



**Рис. 2. Виды микрорельефа поверхности при вибронакатывании**

При наличии РМР площадь фактического контакта определяется как разность между номинальной площадью рабочих поверхностей деформирующих элементов и площадью, занимаемой на их развертке канавками, образованными на этих поверхностях в результате вибрационного выглаживания.

При обработке толстостенных деталей с малыми натягами контактирующими поверхностями являются рабочий конус и цилиндрическая ленточка [2]. Площадь $F_{\text{конт}}$ фактического контакта для данных поверхностей можно представить выражениями:

для конической поверхности

$$F_{\text{конт.к}} = F_{\text{ном.к}} - F_{\text{кан}}; \quad (1)$$

для цилиндрической поверхности

$$F_{\text{конт.л}} = F_{\text{ном.л}} - F_{\text{кан}}, \quad (2)$$

где $F_{\text{ном.к}}$ и $F_{\text{ном.л}}$ — номинальные площади конической поверхности и цилиндрической ленточки соответственно; $F_{\text{кан}}$ — площадь, занимаемая канавкой, образованной на данных поверхностях в результате выглаживания.

Для условий обработки, когда начинается деформирование на ширине $l$, находящейся в пределах 0,02÷0,4 мм, а отношение наружного диаметра заготовки к внутреннему составляет 1,3, номинальные площади рабочих поверхностей равны геометрическим площадям контакта:

для конической поверхности

$$F_{\text{ном.к}} = \pi l(d_2 + d_1)/2; \quad (3)$$

для цилиндрической поверхности

$$F_{\text{конт.л}} = \pi d_2 b, \quad (4)$$

где $l$ — ширина контакта конической поверхности деформирующего элемента с обрабатываемой заготовкой; $d_1$ — диаметр обрабатываемой заготовки; $d_2$ — диаметр деформирующего элемента; $b$ — ширина цилиндрической ленточки.

Так как угол рабочего конуса деформирующего элемента мал, на малой ширине контакта ($l = 0{,}2\div3$ мм) конической поверхности с обрабатываемой заготовкой значением данного угла можно пренебречь. Поэтому аналитический расчет площадей, занимаемых канавками, образованными на рабочем конусе и цилиндрической ленточке, можно выполнять по методике, общей для РМР всех видов [3]:

при отсутствии пересечения канавок

$$F_{\text{кан}} = uLz/S; \quad (5)$$

при частичном пересечении канавок

$$F_{\text{кан}} = uL(z - d)/S; \quad (6)$$

при полном пересечении канавок

$$F_{\text{кан}} = uL(z - 2\Sigma)S, \quad (7)$$

где $L$ — длина обрабатываемого вибровыглаживанием участка рабочей поверхности деформирующего элемента ($L = b$ — для цилиндрической ленточки; $L = e$ — для

рабочего конуса); $z$ — площадь волны канавки, т. е. части канавки, образуемой за один период $T$ осцилляции:

$$z = \frac{2\pi\rho}{3u}\left[2d_2 + \sqrt{d_2^2 + (2eu)^2}\right];$$

$d$, $\Sigma$ — площади областей, по которым выдавливаемая канавка проходит более одного раза:

$$d = \frac{16\pi d_2 e}{3u}\left(\{u\} - \{u\}^2 + \frac{2\rho - S}{8e}\right)^{3/2};$$

$$\Sigma = \frac{2\rho^2[d_2^2 + u^2(4e^2 - S^2)]}{u d_2\sqrt{4e^2 - S^2}}.$$

Подставляя формулы (3), (4) для расчета номинальных площадей и формулы (5)—(7) для расчета площадей, занимаемых канавками, в выражения (1), (2), получим зависимости для определения фактической площади контакта рабочих поверхностей деформирующих элементов с РМР всех видов.

В основу определения сил деформирования рабочими элементами с РМР с учетом фактической площади контакта положено решение, которое дает наиболее удовлетворительные результаты. Согласно данному решению силу деформирования можно представить как сумму четырех слагаемых (рис. 3): $P = P_д + P_т + P_л + P_{т.с.п}$, где $P_д$ — сила на деформацию при формообразовании отверстия; $P_т$, $P_л$ — силы на преодоление трения соответственно по конической поверхности и по цилиндрической ленточке деформирующего элемента; $P_{т.с.п}$ — сила на преодоление внутреннего трения, сдвиговые деформации и перегибы в сечении заготовки.

Необходимые для расчета составляющих силы деформирования давлений на входе ($q_1$) и выходе ($q_2$) деформирующего элемента с учетом упрочнения металла и утонения стенок заготовки определяются по формулам:

$$q_1 = \beta\sigma_1 \ln(D_1/d_1);$$
$$q_2 = \beta\sigma_2 \ln(D_2/d_2),$$

где $\beta = 1{,}0 \div 1{,}15$ — коэффициент для плосконапряженного и плоскодеформированного состояния кольца; $\sigma_1$, $\sigma_2$ — напряжения текучести металла на входе и выходе деформирующего элемента как функции относительных единичных натягов $e_d = i/d$ (здесь $i$ — натяг пластического деформирования); $D_1$, $d_1$ и $D_2$, $d_2$ — размеры заготовки соответственно до и после деформирующего протягивания отверстия (см. рис. 3).

Величины $\sigma_1$, $\sigma_2$, соответствующие расчетным значениям $e_i = e_d$, определяются по экстраполированным диаграммам.

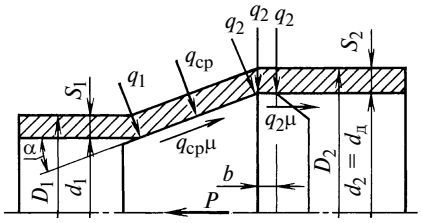



**Рис. 3. Схема для расчета сил деформирования**

| Уровень фактора | Фактор деформирования | | |
|---|---|---|---|
| | $i$, мм | $t$, мм | $HB$ |
| Верхний | 0,55 | 22,5 | 131 |
| Основной | 0,3 | 14 | 157 |
| Нижний | 0,05 | 5,5 | 183 |

Среднее значение давления на конической поверхности деформирующего элемента

$$q_{ср} = \frac{1}{2}(q_1 + q_2) = \frac{1}{2}\beta\left(\sigma_1 \ln\frac{D_1}{d_1} + \sigma_2 \ln\frac{D_2}{d_2}\right).$$

Зная среднее значение давления и фактическую площадь контакта рабочих поверхностей деформирующего элемента с РМР, можно определить составляющие силы деформирования.

Деформирующая сила, действующая по направлению движения инструмента, равна произведению среднего давления на проекцию контактной поверхности на плоскость, перпендикулярную к направлению деформирующей силы: $P_д = q_{ср}F_{конт}\sin\alpha$.

Сила на преодоление трения по конической поверхности зависит от среднего давления и может быть учтена с помощью коэффициента трения: $P_т = q_{ср}F_{конт}\mu$, где $\mu$ — коэффициент трения.

Сила на преодоление трения по цилиндрической ленточке: $P_л = F_{конт.л}\mu\sigma_2 \ln(D_2/d_2)$.

Составляющие силы деформирования на преодоление внутренних потерь можно с достаточной степенью точности определить из уравнения: $P_{т.с.п} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)k\sigma_{ср}\alpha$, где $D$, $d$ — размеры заготовки, изменяющиеся при деформирующем протягивании отверстия; $k$ — коэффициент трения, зависящий от условий обработки; $\sigma_{ср}$ — среднее деформационное напряжение текучести металла при деформировании отверстия заготовки с заданным натягом; $\alpha$ — угол рабочего конуса деформирующего элемента в радианах.

Для выявления зависимости коэффициента $k$ от натяга $i$ пластического деформирования, толщины $t$ стенки заготовки и твердости $HB$ обрабатываемого материала (таблица) был проведен многофакторный эксперимент. Была реализована матрица планирования вида $2^3$. В результате математической обработки получено выражение для определения коэффициента $k = 0{,}1795 + 1{,}7306i - 0{,}0091t - 0{,}034it$.

Суммируя значения составляющих, получим в общем виде уравнения для расчета силы деформирования при обработке отверстий деформирующим элементом с РМР всех видов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Шнейдер Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 248 с.
2. **Монченко В. П.** Исследования и внедрения процесса дорнования отверстий с большими натягами в деталях типа втулок и гильз // Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ростов-на-Дону, 1967. 40 с. Машинопись.
3. **Фельдман Я. С.** Расчет параметров микрорельефа цилиндрических вибронакатных поверхностей деталей машин, приборов и их технологическое обеспечение. Л.: ЛИТМО, 1979. 97 с.

УДК 621.924.9: 539.219.2

Г. М. РЫБАКОВ, канд. техн. наук (МГИУ)

# Насыщение энергией металлических деталей поверхностным пластическим деформированием

Приводится новый алгоритм, моделирующий изменение пластической деформации в поверхностном слое металлической детали в процессе обработки дробью, которая обеспечивает заданную кривизну металлических пластин.

A new algorithm is given, which simulates plastic deformation change in the surface layer of a metal component at shot-blasting. The process ensures specified curvature of the metal plates.

Широкое применение дробеструйной обработки (ДО) в автомобильной и авиационной промышленности для повышения выносливости деталей получило в 30—40-е годы прошлого столетия. В 1943 г. сотрудник исследовательской лаборатории фирмы "Дженерал моторс" J. O. Almen разработал для контроля ДО метод "Almen srips" (пластинки Алмена) [1], который основан на свойстве металлических пластин выгибаться обрабатываемой стороной навстречу потоку дроби (рис. 1).

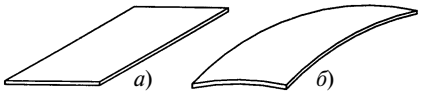



**Рис. 1. Металлические пластины до (*а*) и после (*б*) ДО**

Несмотря на большой объем исследований и опыт практического применения, до настоящего времени не найдено фундаментальных закономерностей, связывающих результаты исследований в области ДО в единую систему. Их отсутствие приводит к необходимости повторять рутинные эксперименты всякий раз, когда меняются материал или условия работы детали.

В данной статье приводится зависимость, описывающая изменение кривизны пластин при ДО с энергетической точки зрения. Выгиб пластин навстречу потоку дроби зависит от энергии, поглощаемой материалом в процессе обработки, и сопровождается насыщением ($N$) обрабатываемой поверхности следами ударов дробинок (лунками).

На рис. 2 приведена кривая насыщения поверхности лунками при ДО, полученная фирмой Metal Improvement C (США) при исследованиях. В интервале времени $0 < t < T_1$ кривая насыщения представляет собой параболу. При достижении $N = 100$ % в момент времени $T_1$ функция насыщения изменяется и при $T_1 \leqslant t \leqslant T_2$ представляет собой прямолинейную зависимость. Многие исследователи связывают процесс насыщения поверхности лунками с процессом насыщения материала энергией, хотя не все эксперименты подтверждают это. Для управления процессом с использованием ЭВМ необходимо иметь универсальную математическую модель насыщения материала энергией, которая была бы верна для любых материалов.

За оптимальное деформированное состояние принимается стопроцентное насыщение поверхности детали лунками, но при таком подходе практически невозможно получить универсальную математическую модель. Поэтому для решения этой задачи использовались вероятностно-комбинаторные методы.

Каждую лунку представим в виде абстрактного бездонного ящичка, размеры которого позволяют дробинке свободно пройти в ящичек, не задевая за его стенки. А поверхность детали представим как абстрактную поверхность, полностью покрытую такими абстрактными ящичками. Дробинки подводятся к поверхности хаотично в произвольные на поверхности места одна за другой. Если этот процесс продолжать, то на любой его стадии ящички, в которые попали дробинки, будут содержать не менее чем по одной дробинке. Тогда задача имеет общее вероятностно-комбинаторное решение, которое предложил доктор физико-математических наук Е. Н. Орел.

**Рис. 2. Кривая насыщения поверхности детали при ДО лунками**

Вероятностно-комбинаторная модель имеет вид:

$$P(\mu, n) = (C_{m-1}^{\mu-1}/m^{n-1}) \times$$

$$\times \sum_{i=0}^{\mu-1} (-1)^i C_{\mu-1}^{i} (\mu - i)^{n-1},$$

где $\mu$ — число ящичков, заполненных не менее чем одной дробинкой; $m$ — общее число ящичков на поверхности детали; $n$ — число дробинок, подведенных к поверхности, кратное числу $m$; $P(\mu, n)$ — вероятность попадания не менее чем одной дробинкой в $\mu$ ящиков из общего числа $m$; $i$ — номер слагаемого суммы, которая рассчитывается до получения заданного значения вероятности $P(\mu, n)$.

Разработанная вероятностно-комбинаторная модель представляет собой общий закон, по которому происходит насыщение поверхности следами ударов дробинок.

Если заменить абстрактную терминологию на технологическую, принятую при дробеструйной обработке, то используемые понятия получат соответствующий технологический смысл: $m$ — число лунок на поверхности, полностью укрытой следами ударов дробинок; $\mu$ — число лунок, образованных ударом не менее чем одной дробинки; $n$ — число дробинок, подведенное к поверхности и кратное $m$; $i$ — номер слагаемого суммы, которая считается до заданного значения вероятности; $P(\mu, n)$ — вероятность того, что при числе $n$ подведенных к поверхности дробинок $\mu$ лунок из $m$ будет обра-

зовано не менее чем одним ударом дробинки.

Отношение $\mu/m$ и есть искомое заполнение или насыщение поверхности лунками для назначенного значения вероятности $P(\mu, n)$. Полученные данные корреспондируются с исследованиями, приведенными в работе [2], и дают возможность определить время достижения любого заранее заданного процента насыщения поверхности детали следами ударов дробинок. Информацией, необходимой для использования данной зависимости, является число лунок на поверхности, полностью укрытой следами ударов дробинок (рис. 3).

Проведем анализ энергетического фактора, определяющего возможности управления кривизной пластин при ДО. Прежде всего следует отметить то, что возникающие при ДО пластически-деформированный и упругодеформированный слои после прекращения ДО приходят в состояние равновесия, воздействуя один на другой равными по модулю силами $|P_1| = |P_2|$ (рис. 4). В этом состоянии пластически-деформированный слой упруго сжат и упруго изогнут, а упругодеформированный слой упруго растянут и упруго изогнут с той же кривизной. Следовательно, каждый слой обладает энергией чистого изгиба, как и вся пластина. Используя выражение для потенциальной энергии изгиба [3] и проведя ряд преобразований при условиях $M = \text{const}$ и $EJ = \text{const}$, получим:

$$U = M^2 l/2EJ, \qquad (1)$$

где $U$ — энергия изгиба; $M$ — изгибающий момент; $l$ — длина изогнутой пластины; $E$ — модуль упругости; $J$ — момент инерции; $\rho$ — радиус кривизны пластины.

Подставив в уравнение (1) $M = EJ/\rho$, получим: $U = EJl/2\rho^2$.

Тогда $U_1 = EJl/2\rho_1^2$; $U_2 = EJl/2\rho_2^2$, где $U_1$, $U_2$ — потенциальная энергия пластин в разные моменты времени.

Следовательно,

$$\sqrt{U_1/U_2} = \rho_1/\rho_2. \qquad (2)$$

Для подтверждения достоверности формулы (2) проводили эксперименты на пластинах размером 75 × 20 × 1,3 мм, изготовленных из разных материалов: высокопрочной стали, жаропрочного сплава и алюминиевого сплава. Результаты исследований приведены в таблице. ДО пластин выполняли стальной дробью диаметром 0,2 мм, которую подводили к обрабатываемой поверхности с помощью сжатого воздуха (давление 0,2 МПа). Время обработки меняли. Радиус $R$ кривизны пластин измеряли стандартным способом по трем точкам, а энергию, поглощаемую материалом, определяли, используя специально разработанный алгоритм [4]. Величины отклонений ($\Delta$) экспериментально полученных значений радиусов кривизны ($R_1/R$) и расчетных значений энергетических характеристик ($\sqrt{U/U_1}$) для стали и жаропрочного сплава не превысили 1,5 %, а для алюминиевого сплава — 8 % (за $R_1$ и $U_1$ приняты значения, достигаемые за 10 с обработки). Зависимость (2) определяет точки на кривой прогибов пластин как энергетические характеристики и может быть использована для управления ДО с помощью ЭВМ.

| Материал | Время обработки $t$, с | $U$, МПа | $R$, мм | $\sqrt{U/U_1}$ | $R_1/R$ | $\Delta$, % |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Высокопрочная сталь | 10 | 0,2820 | 535,82 | 1 | 1 | 0 |
| | 20 | 0,3698 | 468,87 | 1,149 | 1,143 | 0,5 |
| | 30 | 0,4027 | 450,12 | 1,199 | 1,190 | 0,7 |
| | 40 | 0,4246 | 438,72 | 1,231 | 1,221 | 0,8 |
| | 50 | 0,4484 | 427,24 | 1,265 | 1,254 | 0,9 |
| | 60 | 0,4720 | 416,80 | 1,298 | 1,285 | 1,0 |
| | 70 | 0,4960 | 406,86 | 1,330 | 1,317 | 1,3 |
| | 80 | 0,5810 | 397,24 | 1,364 | 1,350 | 1,0 |
| | 90 | 0,5470 | 388,07 | 1,397 | 1,380 | 1,2 |
| Жаропрочный сплав | 10 | 0,01213400 | 818,457 | 1 | 1 | 0 |
| | 20 | 0,01870414 | 663,323 | 1,241560 | 1,233387 | 0,6 |
| | 30 | 0,02248382 | 607,660 | 1,361235 | 1,346900 | 1,0 |
| | 40 | 0,02483340 | 579,540 | 1,430600 | 1,412251 | 1,3 |
| | 50 | 0,02639727 | 562,900 | 1,474951 | 1,453997 | 1,4 |
| Алюминиевый сплав | 10 | 0,001710 | 671,97 | 1 | 1 | 0 |
| | 20 | 0,003611 | 469,23 | 1,453 | 1,432 | 1,46 |
| | 30 | 0,005574 | 381,63 | 1,805 | 1,760 | 2,55 |
| | 45 | 0,009075 | 303,80 | 2,303 | 2,210 | 4,20 |
| | 60 | 0,014415 | 245,75 | 2,903 | 2,730 | 6,30 |
| | 90 | 0,019635 | 214,02 | 3,390 | 3,140 | 7,96 |

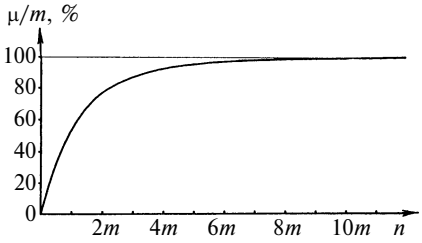



**Рис. 3. Кривая насыщения поверхности детали следами ударов дробинок, рассчитанная комбинаторным методом для вероятности $P \geqslant 0{,}99$**

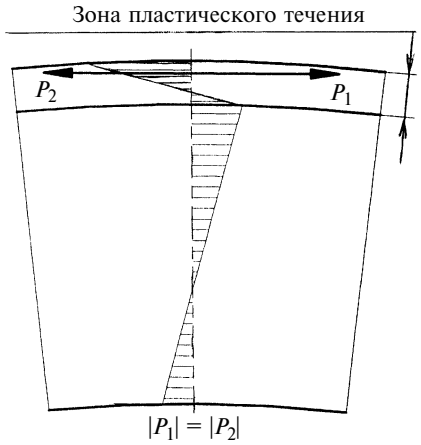



**Рис. 4. Пластически- и упругодеформированные слои детали после ДО**

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Almen J. O.** Peening Surfaces Improve Endurance of Machine Parts // Metal Progress, 1943. P. 209—217.
2. **Robert B. Heaton.** Shot Peening // Metal Finishing. 1989. Vol. 87. № 7. P. 25, 26, 28, 30, 31.
3. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1954. 856 с.
4. **Рыбаков Г. М.** Фундаментальные основы управления качеством дробеструйной обработки деталей машиностроения: Сообщение 1. Управление энергетическими параметрами // Изв. высших учебных заведений. Машиностроение. 2006. № 1. С. 52—56.

УДК 001.4:621.81.002.7

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук
(Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев)

# К вопросу о сущности базирования в машиностроении

Рассмотрена взаимосвязь системы задания размеров на чертежах изделий с основными требованиями базирования заготовок и изделий в машиностроении. На базе этого анализа сформулированы определения понятий "базирование" и "погрешность базирования", более полно отражающие сущность рассматриваемого вопроса. Изложен единый критерий количественной оценки погрешностей базирования, возникающих из-за воздействия различных факторов. Дана характеристика основных факторов, вызывающих появление технологических погрешностей базирования. Приведены примеры количественной оценки последних от воздействия отдельно взятых факторов.

Interdependence of article dimensioning system in design drawings and basic requirements for blanks and product basing in machine-building industry are considered. On the base of the analysis definitions for such notations as "basing" and "basing error" are formulated, that reflect the essence of the considered issue more perfectly. Unified criteria for qualititative estimation of basing errors, arising due to influence of various factors, are suggested. Main factors characteristics are given, that may cause technological errors of basing. Qualititative estimation of the latters is illustrated by examples, based on influence of separate factors.

В последнее время появилась серия работ [1—13 и др.], посвященных вопросу теории базирования в машиностроении. Это свидетельствует о том, что данный вопрос еще окончательно не решен и актуален. Поэтому развернувшаяся вокруг него дискуссия является вполне закономерной.

В работе [12] автором изложен критический анализ терминов и понятий, рекомендуемых ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения". Критика касалась в первую очередь основных терминов и понятий, отражающих суть вопроса: "базирование", "база" и "погрешность базирования". На основе этого анализа были сформулированы новые определения указанных понятий, принципиально отличающиеся от стандартизованных. Кроме того, был сформулирован критерий количественной оценки погрешности базирования. Однако автор счел целесообразным еще раз рассмотреть указанные понятия и дать некоторые дополнительные пояснения к их определениям для лучшего их понимания.

Стандарт дает такие определения понятий "базирование" и "погрешность базирования":

"Базирование — придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат";

"Погрешность базирования — отклонение фактически достигнутого положения заготовки или изделия при базировании от требуемого".

Как видим, оба понятия опираются на нерасшифрованное понятие "требуемое положение". В результате при их толковании возникают разночтения и неопределенности, что, естественно, недопустимо. Более того, такая ситуация вызывает много проблем при определении погрешностей базирования (нередко формулы, предлагаемые различными авторами для определения одной и той же погрешности базирования, дают разный количественный результат).

Для решения указанной выше проблемы необходимо дать однозначные ответы на три вопроса:

1. Что можно понимать под "требуемым положением" базируемой заготовки или изделия?

2. Что следует понимать под "погрешностью базирования" заготовки или изделия?

3. Каков единый критерий количественной оценки погрешности базирования?

Для получения ответов на поставленные вопросы прежде всего необходимо выявить, какие геометрические элементы связывают между собой линейные и угловые размеры. Внимательный анализ чертежей изделий свидетельствует о том, что такими элементами являются плоскости, прямые линии и точки при различных их сочетаниях (рис. 1).

Однако надо заметить, что на чертежах изделий изображаются идеальные (номинальные) геометрические элементы, в то время как у базируемых заготовок и изделий они являются реальными, имеющими определенные погрешности формы. Данное обстоятельство учитывается стандартами [14÷16], предусматривающими использование в реальных условиях в качестве баз для отсчета геометрических параметров прилегающие геометрические элементы: прилегающие плоскости, прямые линии и точки, принадлежащие прилегающим профилям (образующие и оси прилегающих цилиндров, точки поверхности и центры прилегающих сфер и пр.) или образованные пере-

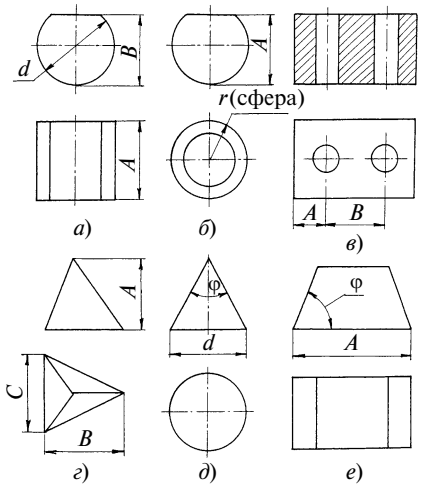



**Рис. 1. Геометрические элементы изделий, связываемые линейными и угловыми размерами:**
*а* — плоскости (размер *A*), плоскость и прямая линия (размер *B*), прямые линии (размер *d*); *б* — плоскость и точка (размер *A*), точки (размер *r*); *в* — плоскость и прямая линия (размер *A*), прямые линии (размер *B*); *г* — плоскость и точка (размер *A*), прямая линия и точка (размер *B*), точки (размер *C*); *д* — точки (размер *d*), прямые линии (угол φ); *е* — прямые линии (размер *A*), плоскости (угол φ)

сечением прилегающих геометрических элементов (прилегающих плоскостей, профилей и пр.).

Из сказанного выше можно сделать заключение, что основной задачей базирования в машиностроении является придание отсчетным базам для выполняемых при базировании заготовок и изделий геометрических параметров строго **постоянного** положения в выбранной системе координат. Это условие и можно принимать в качестве "требуемого положения" базируемых заготовок и изделий.

С теоретической точки зрения решение указанной выше задачи сводится к координированию отсчетных баз в выбранной системе координат.

Известно, что для придания плоскости постоянного положения относительно какой-либо плоскости прямоугольной пространственной (декартовой) системы координат достаточно три ее точки, не лежащие на одной прямой, связать тремя равными по величине координатами с выбранной координатной плоскостью (рис. 2, *а*).

Постоянное положение прямой линии в системе координат может быть обеспечено относительно одной или двух ее плоскостей. Для этого необходимо две ее точки связать попарно равными по величине координатами (рис. 2, *б*).

Для придания постоянного положения точке относительно одной, двух или трех плоскостей координатной системы следует связать ее координатой с соответствующей координатной плоскостью (рис. 2, *в*).

При нулевых значениях координат координируемые плоскости совмещаются с плоскостями системы координат, прямые линии — с плоскостями или осями системы, а точки — с плоскостями, осями или началом системы.

Однако реальное базирование заготовок и изделий имеет ряд особенностей, часто не позволяющих или не требующих придания отсчетным базам постоянного положения в системе координат.

1. Практика свидетельствует, что при базировании заготовок и изделий в большинстве случаев используют базы с нулевыми значениями координат, т. е. совмещают их с элементами выбранной системы (или

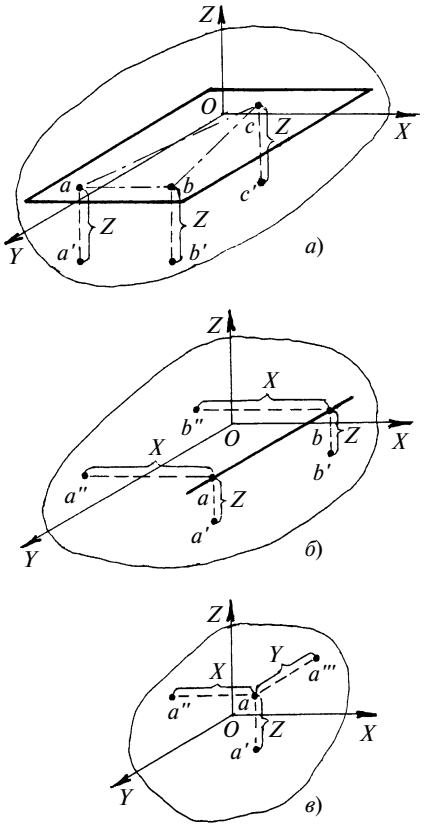



**Рис. 2. Координирование геометрических элементов в прямоугольной пространственной системе координат *OXYZ*:**
*а* — плоскости; *б* — прямой линии; *в* — точки; *X*, *Y*, *Z* — координаты; *a*, *b*, *c* — координируемые точки геометрических элементов *a'*, *a''*, *a'''*, *b'*, *b''*, *c'* — проекции координируемых точек на плоскости системы координат

совокупности систем) координат: плоскостями, осями или началом системы. Вследствие этого при базировании указанных объектов с совмещением баз требуемые (постоянные) положения любых отсчетных баз (плоскостных, прямолинейных, точечных) всегда совмещаются с указанными выше элементами систем координат. Поэтому возможные в таких случаях отклонения отсчетных баз могут быть найдены от соответствующих элементов выбранных систем. При базировании объектов без совмещения баз требуемые положения отсчетных баз отстоят от элементов систем координат на расстояния, равные номинальным значениям ранее выполненных размеров, связывающих несовмещенные базы. Возникающие при таком базировании отклонения несовмещенных отсчетных баз определяются от указанных требуемых положений.

2. Нередко по различным причинам осуществляется базирование указанных объектов без совмещения выбранных баз с отсчетными базами. В этих случаях имеют место линейные и угловые отклонения последних от требуемых положений (рис. 3).

3. При одновременном выполнении нескольких геометрических параметров нередко возникает проблема полного координирования всех отсчетных баз. В результате приходится некоторые из них координировать частично (например, на плоскостной отсчетной базе фиксировать положение прямой линии или точки, на прямолинейной базе — точки) или не координировать вообще (осуществлять базирование без совмещения баз). Это значит, что такие базы могут иметь угловые (при частичном координировании) или линейные и угловые (при отсутствии координирования) отклонения от требуемых положений (рис. 4).

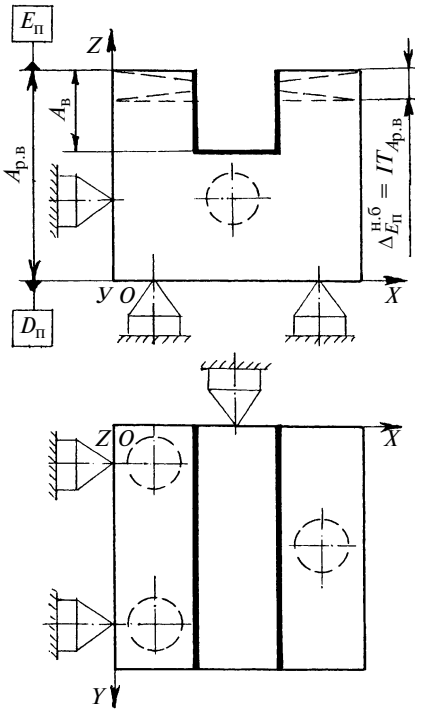



**Рис. 3. Схема отклонений отсчетной базы $E_п$ для выполняемого размера $A_в$ относительно ее номинального положения, возникающих из-за несовмещения технологической $D_п$ и отсчетной $E_п$ баз:**
$A_{р.в}$ — ранее выполненный размер; $IT_{Ар.в}$ — допуск размера $A_{р.в}$; $\Delta^{н.б}_{E_п}$ — предельное поле рассеяния отклонений базы $E_п$

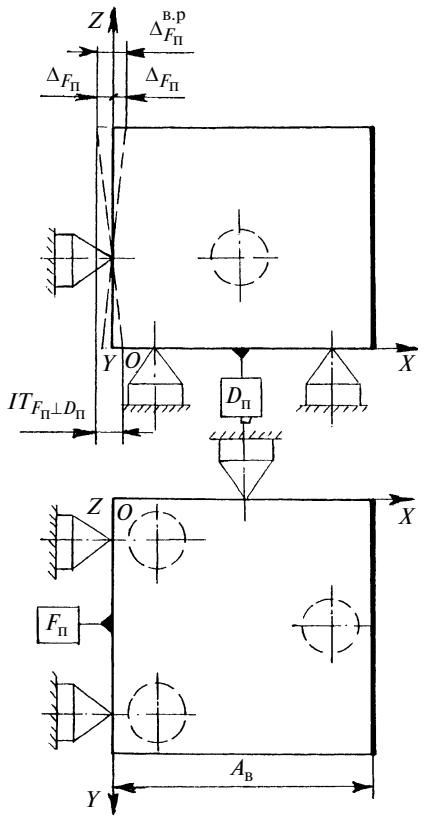



**Рис. 4. Схема отклонений отсчетной базы $F_п$ для выполняемого размера $A_в$ относительно плоскости *YOZ*, возникающих из-за погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей $F_п$ и $D_п$:**

$IT_{Ар.в}$ — допуск перпендикулярности поверхностей $F_п$ и $D_п$; $\Delta F_п$ — выраженные в линейных единицах угловые отклонения базы $F_п$; $\Delta^{в.р}_{F_п}$ — поле рассеяния отклонений базы $F_п$

4. При практическом базировании заготовок и изделий в большинстве случаев используют в качестве баз не отсчетные базы для выполняемых геометрических параметров, а связанные с ними реальные геометрические элементы (реальные плоские поверхности, образующие и оси реальных цилиндрических поверхностей и пр.). Погрешности формы таких элементов могут вызывать линейные и угловые отклонения отсчетных баз от требуемых положений (рис. 5).

5. В реальных условиях базирования заготовок и изделий по конструктивным или технологическим соображениям иногда возникает необходимость обеспечения переменного положения отсчетных баз в системе координат (например, при сборке подвижных цилиндрических соединений, установке корпусных заготовок с отверстиями на цилиндрический и срезанный пальцы или втулок и дисков на жесткие оправки с гарантированным зазором и пр.). При использовании таких баз могут возникать линейные и угловые отклонения отсчетных баз от требуемых положений (рис. 6).

6. В некоторых случаях базы назначают не из соображений обеспечения требуемой точности выполняемого геометрического параметра, а с позиций удобства установки и закрепления базируемого объекта.

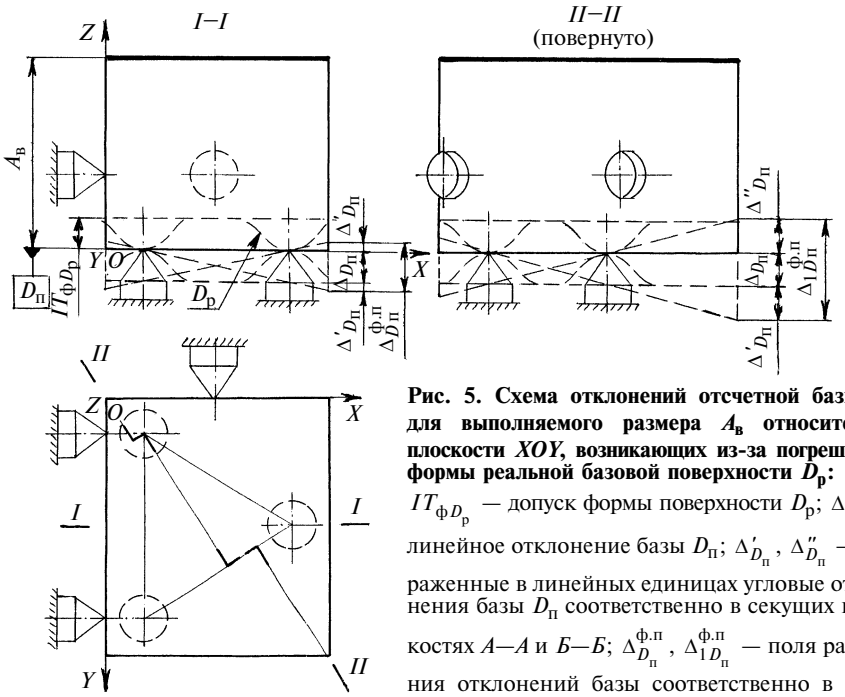



**Рис. 5. Схема отклонений отсчетной базы $D_п$ для выполняемого размера $A_в$ относительно плоскости *XOY*, возникающих из-за погрешности формы реальной базовой поверхности $D_р$:**

$IT_{ф D_р}$ — допуск формы поверхности $D_р$; $\Delta_{D_п}$ — линейное отклонение базы $D_п$; $\Delta'_{D_п}$, $\Delta''_{D_п}$ — выраженные в линейных единицах угловые отклонения базы $D_п$ соответственно в секущих плоскостях *А—А* и *Б—Б*; $\Delta^{ф.п}_{D_п}$, $\Delta^{ф.п}_{1D_п}$ — поля рассеяния отклонений базы соответственно в секущих плоскостях *А—А* и *Б—Б*

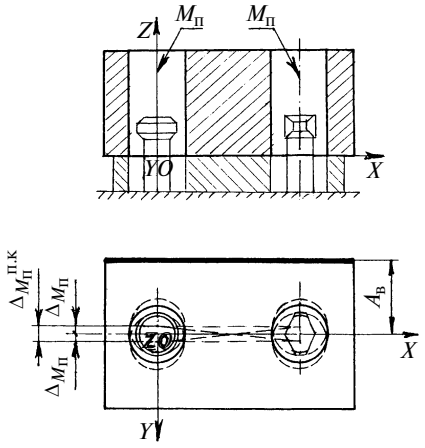



**Рис. 6. Схема отклонений отсчетной базы $M_п$ для выполняемого размера $A_в$ относительно плоскости *XOZ*, возникающих из-за использования переменно-координатных технологических баз (установка заготовки с отверстиями на цилиндрический и срезанный пальцы):**

$\Delta M_п$ — линейные отклонения баз $M_п$; $\Delta^{п.к}_{M_п}$ — поля рассеяния отклонений баз $M_п$

7. Иногда для базирования заготовок и изделий используют не одну, а несколько (совокупность) взаимосвязанных систем координат [13] с несовмещенными их началами. Такое многосистемное базирование объектов обычно приводит к возникновению линейных отклонений отсчетных баз от требуемых положений (рис. 7).

С учетом изложенных выше особенностей базирования заготовок и изделий в работе [12] и было сформулировано определение понятия "базирование" в следующем виде: **базирование** — *это придание одному или нескольким геометрическим элементам заготовки или изделия постоянного или изменяющегося в заданных пределах положения в выбранной системе или совокупности систем координат с учетом требований, предъявляемых к точности выполняемых при этом геометрических параметров: размеров и взаимных расположений геометрических элементов.*

В то же время данное в работе [12] определение понятия "погрешность базирования" и сформулированный критерий количественной ее оценки следует изложить в несколько измененном виде: **погрешность базирования** — *это отклонение отсчетной базы для выполняемого при базировании заготовки или изделия*

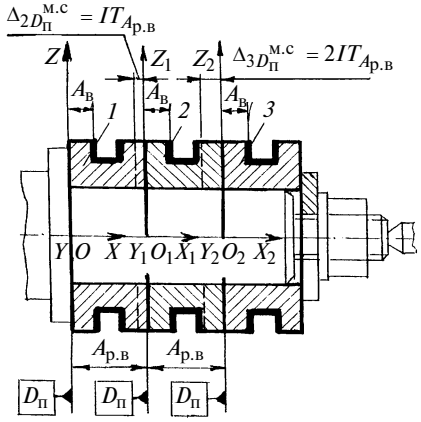



**Рис. 7. Схема отклонений отсчетной базы $D_П$ для выполняемого размера $A_в$ от требуемого положения, возникающих из-за многосистемности базирования заготовок, обрабатываемых по многоместной схеме:**
$OXYZ$ — основная система координат; $O_1X_1Y_1Z_1$, $O_2X_2Y_2Z_2$ — дополнительные системы координат; $A_{р.в}$ — ранее выполненный размер; $IT_{Ар.в}$ — допуск размера $A_{р.в}$; *1÷3* — обрабатываемые заготовки; $\Delta^{м.с}_{2D_п}$, $\Delta^{м.с}_{3D_п}$ — предельные поля рассеяния отклонений базы $D_п$ соответственно на заготовках *2* и *3*

*конструкторского геометрического параметра от требуемого (постоянного) положения в выбранной системе координат;* **величина погрешности базирования** *равна предельному полю рассеяния отклонений отсчетной базы для выполняемого конструкторского параметра относительно требуемого (постоянного) положения в выбранной системе координат, рассчитанному в направлении этого параметра в пределах нормируемого участка.*

Руководствуясь приведенной выше информацией, можно рассчитать погрешность базирования для выполняемого геометрического параметра как при воздействии каждого фактора в отдельности, так и при их совместном проявлении. В последнем случае искомая погрешность базирования находится путем суммирования погрешностей, возникающих от отдельно взятых факторов.

Методика выполнения указанных выше расчетов зависит от вида базируемого объекта, схемы его базирования, фактора, вызывающего появление погрешности базирования, и пр.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Байор Б. Н.** О развитии методологии базирования // СТИН. 2000. № 3. С. 24—26.
2. **Байор Б. Н.** Погрешность обработки, обусловленная несовпадением технологической и измерительной баз // СТИН. 2001. № 2. С. 25—26.
3. **Емельянов В. Н.** О разработке теоретических схем базирования // СТИН. 2002. № 1. С. 32—34.
4. **Махаринский Е. И., Махаринский Ю. Е., Беляков Н. В.** О теории базирования при механической обработке // СТИН. 2005. № 4. С. 29—31.
5. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 58—62.
6. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2004. № 8. С. 67—70.
7. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2005. № 5. С. 53—57.
8. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 66—73.
9. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 56—62.
10. **Колыбенко Е. Н., Богданова Н. Ю.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2005. № 10. С. 56—63.
11. **Колыбенко Е. Н.** Системные знания теории базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 49—55.
12. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.
13. **Абрамов Ф. Н.** О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.
14. **ГОСТ 25346—89.** Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды основных отклонений. М.: Изд-во стандартов, 1989. 32 с.
15. **ГОСТ 24642—81.** Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. М: Изд-во стандартов, 1981. 68 с.
16. **ГОСТ 28187—89.** Отклонения формы и расположения поверхностей. Общие требования к методам измерений. М.: Изд-во стандартов, 1989. 19 с.



Открытое Акционерное Общество АлмазИнструмент
Т/ф: (48134) 6-42-53, 4-04-00, 6-44-01
e-mail: mktg@almaz-i.ru www.almaz-i.ru
Адрес: 216500, Россия, Смоленская обл., г. Рославль, ул. Ленина, д. 3

ОАО «Алмазинструмент», специализируясь на разработке, изготовлении и поставках широкого спектра алмазного инструмента, приглашает к сотрудничеству предприятия РФ и других стран СНГ, а также региональных представителей и предлагает:

• Алмазный правящий инструмент из природных и синтетических алмазов

• Алмазный инструмент, изготовленный методом гальваностегии

Возможно изготовление нестандартного инструмента по чертежам и эскизам заказчика.

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 336.6

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Е. В. БОРИСОВА (Архангельский ГТУ)

## Моделирование динамики изменения комплексного показателя устойчивости обслуживания потребителей

Представлена схема экономико-математической модели и описана динамика изменения комплексного показателя устойчивости обслуживания потребителей при изменении поставок.

Scheme of economical-mathematical model is given, and march of consumer service stability complex characteristic at delivery changes is described.

Обслуживание потребителей (покупателей) является важнейшей составляющей деятельности предприятия. От качества обслуживания покупателей зависят конечный финансовый результат, положение и даже дальнейшее пребывание предприятия на рынке. Стабильно работающее предприятие можно характеризовать комплексным показателем устойчивости обслуживания потребителей (КПУОП), значение которого определяется из выражения $У = У_{opt} - \delta$, где $У_{opt}$ — оптимальное значение КПУОП; $\delta$ — допустимое отклонение КПУОП от оптимального значения.

Однако в действительности на работу предприятия влияет множество различных факторов, на которые оно не в силах воздействовать, например изменение цен на сырье и комплектующие, их качества, ассортимента, сроков поставок, экономических условий в стране и пр., следовательно, возможны сбои в работе. Важно умение компании адекватно реагировать на такие изменения и находить выход из сложившейся ситуации. Поэтому встает вопрос определения размеров изменений КПУОП, а также задача выбора режима работы и стратегии перехода на этот режим, что часто происходит в оперативном режиме. Для этого можно использовать экономико-математическую модель (ЭММ) получения КПУОП.

**Задача экономико-математического моделирования.** Рассмотрим, как меняется КПУОП при различных изменениях внутри предприятия и внешней среды, и ответим на вопрос: как предприятие должно управлять КПУОП для того, чтобы обеспечить стабильное обслуживание потребителей.

При нормальной работе данный показатель находится в рамках допустимого значения: $У^{ф} = У_{opt} - \delta^{ф}$, где $У^{ф}$ — КПУОП фактический; $\delta^{ф}$ — фактическое допустимое значение КПУОП.

Составляющие функционального цикла исполнения заказа представлены на рис. 1.

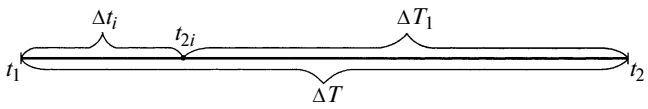



**Рис. 1. Составляющие функционального цикла выполнения задания**

Получив заказ, предприятие начинает работу по его выполнению. При этом имеют место следующие положения и обозначения:

1) производственная программа определена и по каждому $i$-му виду заказа равна $Q^{пл}$, кроме того, является постоянной величиной в каждую единицу времени: $\Delta T = t_2 - t_1$, где $t_1$, $t_2$ — соответственно начальный и конечный моменты рассматриваемого периода времени (функционального цикла). Считаем, что объемы производства равны объемам реализации;

2) цена $i$-го вида заказа — $Ц_i^{ф}$;

3) норма расхода ($\alpha_{ij}$) $j$-го вида ресурса на производство $i$-го вида заказа определяется как функция объемов производства (т. е. задана система функций):

$$\begin{cases} \alpha_{ij} = \alpha_{ij}^0 - \Delta\alpha_{ij} Q_i \geqslant q_{ij}; \\ i = \overline{1, n};\ j = \overline{1, l};\ q_{ij} = q_{ij}^*; \\ Q_i^{ф} \leqslant (\alpha_{ij}^0 - \Delta\alpha_{ij})/\Delta\alpha_{ij}, \end{cases}$$

где $q_{ij}$ — минимальная норма расхода $j$-го вида ресурса на производство $i$-го вида заказа, т. е. расход ресурса, который невозможно уменьшить ни при каком изменении объемов выпуска заказа;

4) имеющееся количество ресурсов по каждому $j$-му виду — $M_j$;

5) цена $j$-го вида ресурса ($Ц_{jk}^{ф*}$) в разрезе каждого возможного $k$-го поставщика определяется объемами и временем поставки:

$$Ц_{jk}^{ф*} = Ц_{jk}^{ф} + \Delta Ц_{jk}^{ф}(Q_j^n, t) \text{ при } j = \overline{1, l},\ k = \overline{1, K_j},$$

где $K_j$ — число поставщиков по $j$-му виду ресурса;

**Режимы работы предприятия и стратегии перехода на эти режимы**

| Режим работы | Обеспечиваемые объемы производства по $i$-му виду продукции | Время перехода на режим работы (условные единицы) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Двухсменный режим работы при существующей технологии | $Q_i^{(1)}$ | $\frac{S_{11}}{0}$ | $\frac{S_{12}}{0}$ | $\frac{S_{13}}{0}$ | $\frac{S_{14}}{0}$ | $\frac{S_{15}}{0}$ | $\frac{S_{16}}{0}$ |
| Трехсменный режим работы при существующей технологии | $Q_i^{(2)}$ | $\frac{S_{21}}{\Delta S_{21}}$ | $\frac{S_{22}}{\Delta S_{22}}$ | $\frac{S_{23}}{\Delta S_{23}}$ | $\frac{S_{24}}{\Delta S_{24}}$ | $\frac{S_{25}}{\Delta S_{25}}$ | $\frac{S_{26}}{\Delta S_{26}}$ |
| Введение технологии $A$ в односменном режиме | $Q_i^{(3)}$ | $\frac{S_{31}}{\Delta S_{31}}$ | $\frac{S_{32}}{\Delta S_{32}}$ | $\frac{S_{33}}{\Delta S_{33}}$ | $\frac{S_{34}}{\Delta S_{34}}$ | $\frac{S_{35}}{\Delta S_{35}}$ | $\frac{S_{36}}{\Delta S_{36}}$ |
| $\vdots$ | $\vdots$ | $\vdots$ | $\vdots$ | $\vdots$ | $\vdots$ | $\vdots$ | $\vdots$ |
| Введение технологии $P$ в трехсменном режиме | $Q_i^{(q)}$ | $\frac{S_{q1}}{\Delta S_{q1}}$ | $\frac{S_{q2}}{\Delta S_{q2}}$ | $\frac{S_{q3}}{\Delta S_{q3}}$ | $\frac{S_{q4}}{\Delta S_{q4}}$ | $\frac{S_{q5}}{\Delta S_{q5}}$ | $\frac{S_{q6}}{\Delta S_{q6}}$ |

Примечание. Числитель — единовременные затраты, знаменатель — изменение себестоимости продукции.

6) режимы работы предприятия и стратегии перехода на них представлены в таблице;

7) запас $j$-го вида ресурса на складе предприятия для $i$-го заказа — $R_{ij}^{\text{скл}}$;

8) размеры существующих у предприятия складских мощностей ($\text{См}^{\text{сущ}}$) и транспортных возможностей ($\text{Тр}^{\text{сущ}}$) определены и являются постоянными величинами в каждую единицу рассматриваемого периода времени ($\Delta T = t_2 - t_1$);

9) цена хранения и переработки единицы объема $j$-ресурса (транспортно-складское обслуживание) на стороне — $\text{Ц}_j^{\text{т-с}}$;

10) запланированное время поставок $j$-го вида сырьевых ресурсов на каждый $i$-й вид заказа — $t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}$.

Требуется определить режим работы предприятия и стратегию перехода на этот режим при следующих условиях:

1) время поставок $j$-го вида сырьевых ресурсов на каждый $i$-й вид заказа изменилось в $\beta_i$ раз: $t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} = \Delta t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}(1 + \beta_i)$ при $i = \overline{1, n}$;

2) объем производства каждого $i$-го вида заказа изменился в $\lambda_i$ раз: $Q_i = Q_i^{\text{ф}}(1 + \lambda_i)$ при $i = \overline{1, n}$.

Для упрощения расчетов и четкости формализации введем следующие допущения:

1) изменение структуры времени функционального цикла происходит за рассматриваемый период времени $\Delta T$ один раз;

2) считается, что если $\beta_i < 0$ (время поставок уменьшается), то объем производства не изменяется, поэтому $t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} = t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}(1 - \beta_i)$ и $Q_i^{\text{пл}} = Q_i^{\text{ф}}$. И наоборот, если $\beta_i > 0$ (время поставок увеличивается), то объем производства может снижаться ($\lambda_i < 0$), поэтому примем: $Q_i^{\text{ф}} = Q_i^{\text{пл}}(1 - \lambda_i)$ и $t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} = t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}(1 + \beta_i)$;

3) при любой стратегии запланированный КПУОП следует обеспечивать при наименьших общих издержках;

4) качество заказа не меняется при изменении времени поставок;

5) момент изменения структуры функционального цикла должен совпадать с началом реакции промышленно-сбытовой системы на это изменение.

**Процесс построения ЭММ.** Будем считать, что на данный момент времени деятельность предприятия оптимальна, так как у предприятия определено допустимое значение КПУОП.

Поскольку моменты изменения структуры функционального цикла и реакции промышленно-сбытовой системы на это изменение должны совпадать, можно определить время $\Delta t_i$, через которое системе необходимо начать работать в соответствии с изменением времени поставок: $\Delta t_j = R_{ij}^{\text{скл}}/(\lambda_i Q_i^{\text{пл}}) = t_{2i} - t_1$, где $t_{2i}$ — окончание периода времени, в течение которого система обеспечивает изменение во времени поставок за счет запасов $j$-го ресурса на складе (для упрощения будем считать, что для всех $i$ периоды $\Delta t_i$ равны между собой).

Как только производственная система получила сигнал об изменении времени поставок, необходимо определить отклонение: $\Delta t_{\text{пос}ij} = t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}} - t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}}$, где $t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}}$, $t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}$ — соответственно фактическое и планируемое время поставок для $i$-го заказа $j$-го вида ресурса ($\Delta t_{\text{пос}ij} = \beta_i t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}$).

Рассмотрим несколько случаев поведения промышленно-сбытовой системы при изменении времени поставок.

При увеличении времени поставок, т. е. $t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} = t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}(1 + \beta_i)$, предприятие может столкнуться с ситуациями наличия или отсутствия на складе необходимого количества ресурса на период задержки времени поставок. В этом случае предприятие может поступить следующим образом.

Если $t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}} > t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}}$ ($t_{2i} \geqslant t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}}$), то предприятию необходимо определить наличие дополнительно необходимого количества сырьевого ресурса $\Delta R_{ij}^{\text{скл}}$ на складе на период $\Delta t_{\text{пос}ij}$. Для этого сравнивается достаточность

имеющегося на складе данного ресурса $\Delta R_{ij}^{\text{скл}}$ на период ($\Delta t_{\text{пос}ij}$) задержки во времени поставок с необходимым количеством сырьевого ресурса $\Delta R_{ij}$ ($\Delta R_{ij} \leqslant \Delta R_{ij}^{\text{скл}}$). Если необходимое количество ресурса $\Delta R_{ij}$ на период $\Delta t_{\text{пос}ij}$ на складе предприятия существует, то рассчитывают необходимое количество всех других производственных ресурсов, далее выбирают новый режим работы и стратегию перехода.

Таким образом, если $\Delta t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} > \Delta t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}$ ($t_{2i} \geqslant t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}}$) и $\Delta R_{ij} \leqslant R_{ij}^{\text{скл}}$, система имеет потенциальную возможность выполнить заказ покупателя (удовлетворить потребности рынка). Время перехода на новый режим работы $\Delta\theta < \Delta t_i$. Здесь необходимо условие потенциальной достаточности всех видов ресурсов. Потери в данном случае связаны с затратами перехода на новый $k$-й режим работы: $\Delta P = S_k\theta(Q_i - Q_i^*)$, где $Q_i^*$ — объемы производства продукции $i$-го заказа, изменение выпуска которой связано с переходом на новый $k$-й режим работы предприятия; $S_k$ — стоимость перехода на $k$-й режим работы предприятия; $\theta$ $(Q_i - Q_i^*)$ — функция Хевисайда (функция включения), которая определяется как $\theta(x) = 1$, если $x \geqslant 0$ и $\theta(x) = 0$, если $x < 0$.

Увеличение времени поставок $j$-го ресурса для $i$-го заказа при отсутствии на складе дополнительного количества ресурсов $\Delta R_{ij}$ в нужном объеме на период $\Delta t_{\text{пос}ij}$, т. е. выполняются условия:

$$t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}} > t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} \ (t_{2i} \geqslant t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}});$$

$$\Delta R_{ij} > \Delta R_{ij}^{\text{скл}}.$$

Это может привести к срыву производственного плана, снижению выпуска продукции, сбоям, связанным с выполнением других заказов, увеличению затрат, потерям запланированного дохода, клиентов, репутации, упущенным сделкам, а следовательно, к снижению КПУОП.

Потери, связанные с простоем оборудования из-за отсутствия сырья, т. е. из-за уменьшения выпуска продукции: $\Delta P = Q_i^{\text{ф}}\ \text{Ц}_i^{\text{ф}}(1 - \lambda_i)\beta_i\, t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}$.

Потери, связанные с уходом других клиентов (упущенные сделки): $\Delta P = \varphi \sum\limits_{n=1}^{\rho} \text{Сд}_n(\Delta t_{\text{пос}ij})$; где $\varphi$ — коэффициент значимости потерь, задается предприятием; $\sum\limits_{n=1}^{\rho} \text{Сд}_n(\Delta t_{\text{пос}ij})$ — сумма потерь, связанных с упущенными сделками, потерей других клиентов, репутации.

Величина $\Delta P$ в данном случае может составлять 0,3 % от суммы упущенной сделки. Но поскольку она не связана с тем объемом выпуска продукции, который мы рассматриваем, то при расчете эффективности деятельности предприятия за период $\Delta T$ ее можно не учитывать. Кроме того, потери в данном случае связаны также с затратами перехода на новый $k$-й режим работы: $\Delta P = S_k\theta(Q_i - Q_i^*)$.

В общем случае при увеличении времени поставок потери могут составить:

$$\Delta P = Q_i^{\text{ф}}\ \text{Ц}_i^{\text{ф}}(1 - \lambda_i)\beta_i\, t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}\,\theta(t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}} - t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}}) + \\ + S_k\theta(Q_i - Q_i^*),$$

где $\theta(t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}} - t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}})$ — функция Хевисайда.

При снижении времени поставок, т. е. $\Delta t_{\text{пос}ij} = \Delta t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}(1 - \beta_i)$, у предприятия увеличиваются расходы, связанные с транспортировкой, хранением и переработкой дополнительного количества ресурса $\Delta R_{ij}$, появляются затраты, связанные с переходом на новый $k$-й режим работы.

Рассмотрим две ситуации: наличие и недостаток собственных складских мощностей и транспортных возможностей.

При $\Delta t_{\text{пос}ij}^{\text{ф}} < \Delta t_{\text{пос}ij}^{\text{пл}}$ предприятию необходимо определить наличие дополнительных транспортных возможностей $\Delta$Тр и складских мощностей $\Delta$См для хранения и переработки ресурса $\Delta R_{ij}$ на период $\Delta t_{\text{пос}ij}$. При недостатке существующих складских мощностей и транспортных возможностей (т. е. $\Delta\text{См}^{\text{ф}} > \text{См}^{\text{сущ}}$, $\Delta\text{Тр}^{\text{ф}} > \text{Тр}^{\text{сущ}}$) определяются затраты $\text{З}_{\text{т-с}}^{\text{с}}$ на транспортно-складское обслуживание на стороне. Они зависят от цены $\text{Ц}_j^{\text{т-с}}$ хранения и переработки единицы объема ($\Delta R_{ij}$) в единицу времени $\Delta t_{\text{пос}ij}$ рассматриваемого периода: $\text{З}_{\text{т-с}}^{\text{с}} = \text{Ц}_i^{\text{т-с}}\,\Delta R_{ij}\beta_i t_{\text{пос}ij}$.

При наличии необходимого объема транспортных возможностей $\Delta$Тр и складских мощностей $\Delta$См для хранения и переработки ресурса $\Delta R_{ij}$ на период задержки поставки $\Delta t_{\text{пос}ij}$ определяют дополнительные затраты $\Delta\text{З}_{\text{т-с}}$ на транспортно-складское обслуживание внутри предприятия: $\Delta\text{З}_{\text{т-с}} = \Delta\text{З}_{\text{ХиГр}} + \Delta\text{З}_{\text{т}}$, где $\Delta\text{З}_{\text{ХиГр}}$ — изменение затрат на хранение и грузопереработку; $\Delta\text{З}_{\text{т}}$ — изменение затрат на транспортно-складское обслуживание.

Здесь необходимо условие потенциальной достаточности всех видов ресурсов.

Выполним расчеты исходя из условия, что затраты (З) в общем случае за период $\Delta T$ имеют две составляющие: переменную ($\text{З}_{\text{пер}}$), связанную с объемом производства, и постоянную ($\text{З}_{\text{пос}}$), зависящую от административных расходов, аренды и прочего: $\text{З}_{\text{пос}} = \sum\limits_{k=1}^{m} \text{З}_{\text{пос}k}$, где $\text{З}_{\text{пос}k} = \int\limits_{t_1}^{t_2} \text{З}_{\text{пос}k}(t)\,dt$ — затраты $k$-й составляющей постоянной части расходов; $m$ — число составляющих постоянной части расходов.

Тогда $З_{пос} = \sum_{k=1}^{m} \int_{t_1}^{t_2} З_{пос\,k}(t)\,dt$, где $t_1$, $t_2$ — соответственно начальный и конечный моменты времени рассматриваемого периода; $m$ — число составляющих постоянной части расходов, связанных с выпуском $i$-го вида заказа.

Переменная часть затрат, зависящая от объемов производства и периода времени, определяется для каждого $i$-го вида заказа в разрезе каждой составляющей расходов с учетом фактора времени:

$$З_{пер} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{l} \int_{t_1}^{t_2} З_{пер\,ij}[t,\ Q_i(t)]\,Q_i(t)\,dt,$$

где $З_{пер\,ij}[t,\ Q_i(t)]$ — затраты $j$-й составляющей расходов, связанные с выпуском единицы продукции для $i$-го вида заказа.

Следовательно, затраты на транспортно-складское обслуживание тоже состоят из постоянной и переменной частей. Однако следует учесть, что постоянные расходы на дополнительное хранение, переработку и транспортировку для $i$-го вида заказа $j$-го вида ресурса можно не учитывать, так как они уже входят в общие затраты на осуществление производственно-хозяйственной деятельности предприятия. Поэтому дополнительные затраты на транспортно-складское обслуживание внутри предприятия имеют вид:

$$\Delta З_{т\text{-}с} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{l} \sum_{k=1}^{m_1} \int_{t_3}^{t_4} З_{пер\,ijk}[t,\ Q_i(t)]\,Q_i(t)\,dt,$$

где $З_{пер\,ijk}[t,\ Q_i(t)]$ — затраты $k$-й составляющей расходов, связанные с единицей хранения, переработки и транспортировки для $i$-го вида заказа $j$-го вида ресурса; $m_1$ — число составляющих переменной части расходов, связанных с выпуском $i$-го вида заказа; $t_3$, $t_4$ — соответственно планируемое ($t^{пл}_{пос\,ij}$) и фактическое ($t^{ф}_{пос\,ij}$) время поставок для $i$-го заказа $j$-го вида ресурса.

Рассмотрим работу производственной системы при условии $\Delta T_1 = t_2 - t_{2i}$.

При запланированном режиме работы эффективность производственно-хозяйственной деятельности предприятия при выполнении $i$-го заказа может быть определена как $Э_i = Д_i - З_i$, где $Д_i$ — доход от реализации $i$-го заказа; $З_i$ — затраты, относящиеся к $i$-му заказу.

Для всех видов заказов

$$Э = \sum_{i=1}^{n} Э_i = \sum_{i=1}^{n} (Д_i - З_i) = \sum_{i=1}^{n} Q_i^{ф}\,Ц_i^{ф}\,\Delta T_1 - \sum_{i=1}^{n} З_i.$$

В нормальных условиях работы доход от реализации $i$-го заказа определяется как $Д_i = Ц_i^{ф}\,Q_i^{ф}\,\Delta T_1$.

При изменении времени поставок сырья, материалов и комплектующих величина возможного дохода составит:

$$Д_i^* = Д_i + \sum_{i=1}^{n} Q_i^{ф}\,Ц_i^{ф}\,(\beta_i - \lambda_i - \beta_i\lambda_i)\Delta T_1.$$

Если $(\beta_i - \lambda_i - \beta_i\lambda_i) < 0$ (или $\beta_i < \dfrac{1}{1-\lambda_i} - 1$), то доход заведомо уменьшается. Здесь необходимо учитывать все затраты на производство объемов продукции, связанные с изменением времени поставок.

Рассмотрим два случая:

*первый случай* — время поставок увеличилось, объем производства снизился: $Q_i < (\alpha^0_{ij} - \rho_{ij})/\Delta\alpha_{ij}$;

*второй случай* — время поставок уменьшилось, объем производства не изменился: $Q_i < (\alpha^0_{ij} - \rho_{ij})/\Delta\alpha_{ij}$.

Для упрощения будем считать, что неравенства выполняются для всех $i$ и $j$ в обоих случаях.

Рассмотрим первый случай. Если для всех j выполняется неравенство

$$\sum_{i=1}^{n} (\alpha^0_{ij} - \Delta\alpha_{ij}\,Q_i)\,Q_i\,\Delta T_1 \leqslant R_j\ (j = \overline{1, l}),$$

то необходимо оценить затраты на производство продукции в объеме $Q_i^{ф}$, которые определяются как

$$С = \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} \overline{С}_j(\alpha^0_{ij} - \Delta\alpha_{ij}\,Q_i)\,Q_i\,\Delta T_1.$$

Если $С \leqslant \sum_{j=1}^{l} С_j^{ф}\,R_j$ ($С^{ф} = \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} \overline{С}_j(\alpha^0_{ij} - \Delta\alpha_{ij} \times Q_i^{ф})\,Q_i^{ф}$), то возможные потери дохода от реализации продукции предприятия могут составить:

$$\Delta P \leqslant \sum_{i=1}^{n} [\,Q_i^{ф}\,Ц_i^{ф}\,(\beta_i - \lambda_i - \beta_i\lambda_i)]\Delta T_1.$$

Если время поставок $i$-го заказа увеличивается, то это может привести к срыву производственного плана, сбою выполнения других заказов, увеличению затрат, потере запланированного дохода, клиентов, репутации, стать причиной упущенных сделок и, следовательно, привести к снижению КПУОП.

Если предприятие теряет только доход от несвоевременного выполнения заказа без потери других заказов, то в этом случае предприятие не теряет своего устойчивого состояния, а теряет только прибыль. Вопрос восстановления и наращивания прибыли в данной работе не рассматривается.

Если $С > \sum_{j=1}^{l} С_j R_j \Delta T_1 = С^{ф}$, то возможные потери предприятия составят:

$$\Delta P > \sum_{i=1}^{n} [\,Q_i^{ф}\,Ц_i^{ф}\,(\beta_i - \lambda_i - \beta_i\lambda_i)]\Delta T_1.$$

Необходимо постоянно контролировать значение $\Delta P$. При приближении $\Delta P$ к величине прибыли устойчивость состояния предприятия снижается. А при $\Delta P > П$ предприятие станет убыточным, что, скорее всего, приведет к потере его устойчивости.

Если величина потерь дохода от реализации продукции не превышает величину прибыли ($\Delta P < П$), предприятие не теряет устойчивость. Однако предприятию для того, чтобы снизить затраты (так как в данном случае $С > С^{ф}$), необходимо активизировать работу в поисках новых поставщиков либо использовать новые технологии, не требующие больших затрат. Это в свою очередь может стать причиной уменьшения значения КПУОП. Тогда необходимо проработать вопрос возможности увеличения данного показателя.

Для второго случая для всех $j$ выполняется неравенство $\sum_{i=1}^{n} \rho_{ij} Q_i \Delta T_1 \leqslant R_j \; (j = \overline{1, l})$.

Рассмотрим случай, когда для всех $j$ выполняется условие $\sum_{i=1}^{n} \rho_{ij} Q_i \Delta T_1 > R_j \; (j = \overline{1, l})$.

В общем случае необходимое количество ресурсов $R_j$ определяется по формуле

$$R_j = \left[ \sum_{i=1}^{n} (\alpha_{ij}^0 - \Delta\alpha_{ij} Q_i) Q_i \theta\left(\frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_i}{\Delta\alpha_{ij}}\right) + \right.$$

$$\left. + \sum_{i=1}^{n} \rho_{ij} Q_i \theta\left(Q_i - \frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_i}{\Delta\alpha_{ij}}\right) \right] \Delta T_1;$$

$$j = \overline{1, l}; \quad l = l_1 + l_2,$$

где $l_1$ — число производственных ресурсов, которые зависят от режимов работы предприятия; $l_2$ — число видов покупаемых сырьевых ресурсов; $\theta\left(\frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_i}{\Delta\alpha_{ij}}\right)$ — функция Хевисайда.

В том случае, когда необходимое количество ресурсов определяем по формуле $R_j$, использование дополнительных складских и транспортных мощностей как внутри предприятия, так и на стороне связано с привлечением дополнительных средств и изменением себестоимости продукции. Поэтому прибыль предприятия можно представить как

$$П = \sum_{i=1}^{n} Ц_i Q_i - \sum_{i=1}^{n} С_i^{н} Q_i \theta(Q^* - Q_1) -$$

$$- \sum_{i=1}^{n} С_i^* N_i \theta(Q^* - Q_i) - S_k \theta(Q_i - Q_i^*),$$

где $С_i^{н}$ — себестоимость производства продукции $i$-го вида при нормальном режиме работы предприятия. Данное выражение прибыли согласуется с выражением эффективности (Э) предприятия: Э = Д − З. Величина $S_k$ зависит от объемов выпускаемой продукции и может быть определена по данным, приведенным в таблице, по критерию максимальной эффективности.

Переход на новый режим работы связан с изменением взаимоотношения предприятия с внешней средой. Например, изменение условий поставок поставщиком в одностороннем порядке может привести к смене поставщика; повышение квалификации персонала, использование более прогрессивных технологий или оборудования может изменить положение предприятия на рынке, т. е. его конкурентоспособность, и т. д. Эти изменения влияют на значения коэффициентов значимости $К_1$, $К_2$, $К_3$, $К_4$, $К_5$, соответственно на КПУОП, который следует постоянно контролировать на соблюдение условия $У = У_{opt} - \delta$.

Подведем итог: эффективность деятельности предприятия за период времени $\Delta T$ может быть определена как $Э_{\Delta T} = Э_1 + Э_2$, где $Э_1$, $Э_2$ — эффективности соответственно периодов $\Delta t_i$ и $\Delta T_1$, значения которых находят по формулам:

$$Э_1 = \sum_{i=1}^{n} Ц_i Q_i \Delta t_i + \sum_{i=1}^{n} Ц_i Q_i^{ф} (t_{2i} - t_{пос\,ij}^{ф}) \theta(t_{2i} - t_{пос\,ij}^{ф}) -$$

$$- \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} (\alpha_{ij}^0 - \Delta\alpha_{ij} Q_i) Q_i \overline{С}_j \Delta t_i \theta\left(\frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_{ij}}{\Delta\alpha_{ij}} - Q_i\right) -$$

$$- \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} \rho_{ij} Q_i \overline{С}_j \Delta t_i \theta\left(Q_i - \frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_{ij}}{\Delta\alpha_{ij}}\right) -$$

$$- \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} (\alpha_{ij}^0 - \Delta\alpha_{ij} Q_i^{ф}) Q_i^{ф} \overline{С}_j (t_{2i} - t_{пос\,ij}^{ф}) \times$$

$$\times \theta\left(\frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_{ij}}{\Delta\alpha_{ij}} - Q_i^{ф}\right) \theta(t_{2i} - t_{пос\,ij}^{ф}) - Q_i^{ф} -$$

$$- \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} \rho_{ij} Q_i^{ф} \overline{С}_j (t_{2i} - t_{пос\,ij}^{ф}) \theta\left(Q_i^{ф} - \frac{\alpha_{ij}^0 - \rho_{ij}}{\Delta\alpha_{ij}}\right) \times$$

$$\times \theta(t_{2i} - t_{пос\,ij}^{ф});$$

$$Э_2 = \sum_{i=1}^{n} Ц_i Q_i \Delta T_1 - \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} (\alpha_{ijk}^0 - \Delta\alpha_{ijk} Q_i) \times$$

$$\times Q_i \overline{С}_j \Delta T_1 \theta\left(\frac{\alpha_{ijk}^0 - \rho_{ijk}}{\Delta\alpha_{ijk}} - Q_i\right) - \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{n} \rho_{ij} Q_i \overline{С}_j' \Delta T \times$$

$$\times \theta\left(Q_i - \frac{\alpha_{ijk}^0 - \rho_{ijk}}{\Delta\alpha_{ijk}}\right) - S_k;$$

где $\overline{С}_j'$ — стоимость единицы $i$-го вида ресурса при работе предприятия на $k$-м режиме; $\rho_{ij}$ — минимальная норма расхода $j$-го ресурса на производство $i$-го вида

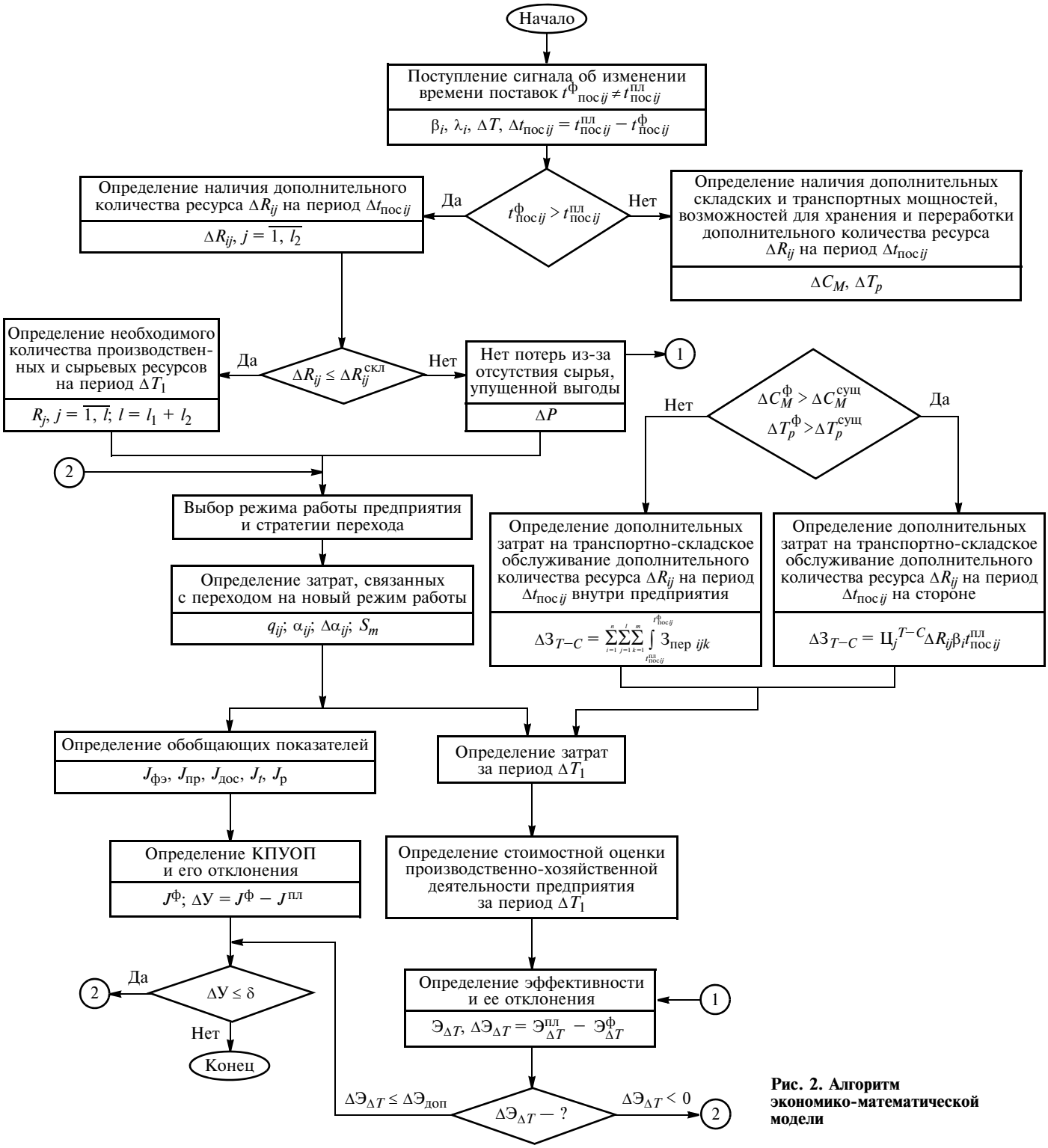



**Рис. 2. Алгоритм экономико-математической модели**

продукции, т. е. расход ресурса, который невозможно уменьшить ни при каком увеличении объемов выпуска продукции; $\alpha^0_{ijk}$, $\Delta\alpha_{ijk}$ — соответственно норма расхода $j$-го вида ресурса и ее изменение на производство $i$-го вида заказа при условии $Q_i < (\alpha^0_{ijk} - \rho_{ijk})/\Delta\alpha_{ijk}$.

На рис. 2 представлен алгоритм экономико-математической модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Омельченко И. Н.** Методология, методы и модели системы управления организационно-экономической устойчивостью наукоемкого производства интегрированных структур / Под ред. А. А. Колобова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 240 с.

2. **Стратегическое** управление организационно-экономической устойчивостью фирмы: логистикоориентированное проектирование бизнеса / А. Д. Канчавели, А. А. Колобов, И. Н. Омельченко и др. / Под ред. А. А. Колобова, И. Н. Омельченко. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.

М. А. ШАТОХИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

# Виртуальные предприятия как технология определения организации производства

Развитие и внедрение новейших информационных и коммуникационных технологий в организационную структуру предприятий неизбежно повлекли за собой изменения, связанные с коренной перестройкой и реорганизацией деловых процессов.

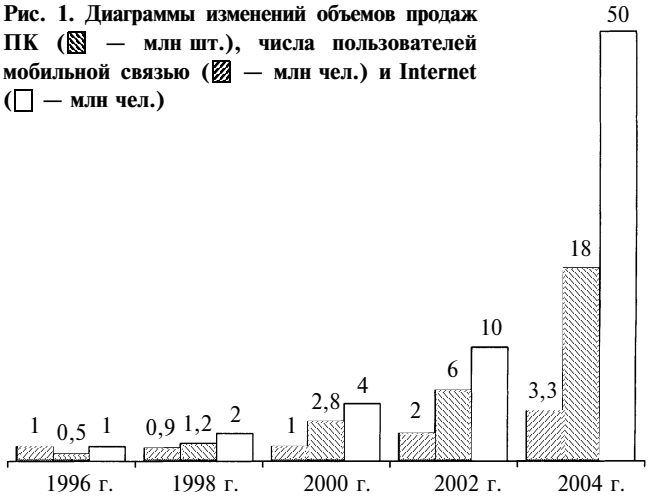
С приходом в сферу бизнеса новейших информационных и коммуникационных технологий, в первую очередь таких, как сети Internet и Intranet, многофункциональных инструментальных систем типа Workflow Analyser, Wireless Enterprises, Mobile Commerce, Virtual Information Technologies, мировой рынок стал "электронно-прозрачным", так как появилась возможность практически мгновенного получения информации о любых товарах. Это вызвало резкое обострение конкуренции между производителями.

Цель предприятия — произвести как можно больше продукции – сегодня вытесняется более сложной в реализации целью — обеспечить как можно более полное удовлетворение заказчика путем своевременного изготовления или поставки требуемых товаров [1].

При этом требования к качеству товаров постоянно растут, их жизненный цикл становится все короче, номенклатура все шире, объем выпуска по отдельным позициям номенклатуры меньше. Эти тенденции хорошо прослеживаются на рынке персональных компьютеров (ПК) за последние несколько лет (рис. 1). Очевидны экспоненциальный характер увеличения объемов продаж ПК и рост числа пользователей Internet и сотовой связью.

Переход от стратегии производства товаров с заданным качеством (с минимальным процентом брака) к стратегии наиболее полного удовлетворения требований клиента означает повышение роли потребительских свойств продукции. Иллюстрацией этому может служить "виртуальный продукт" — понятие, близкое к понятию "услуга", который по определению может быть изготовлен и адаптирован к запросам потребителя в кратчайшее время, в любом месте и в различной форме.

**Рис. 1. Диаграммы изменений объемов продаж ПК (▧ — млн шт.), числа пользователей мобильной связью (▨ — млн чел.) и Internet (□ — млн чел.)**




Для этого он должен существовать в некой идеальной форме (например, в электронной версии) еще до изготовления. Показательным является использование идеи виртуального продукта на японской фирме "Тойота", где в течение 72 ч производится автомобиль по заказу клиента, который выбирает мощность двигателя, коробку передач, цвет машины и т. п.

В сфере функционирования предприятий произошли глобальные изменения, обуславливающие необходимость пересмотра многих традиционных аксиом в вопросе организации предприятия. Ранее неоспоримое достоинство процветающих предприятий — устойчивая организационная структура — сегодня стала недостатком, поскольку жесткая инерционная структура не позволяет мгновенно реагировать на изменение рынка. Именно способность предприятия быстрее и легче адаптироваться к изменениям конъюнктуры рынка становится главным козырем в бескомпромиссной конкурентной борьбе.

Рост уровня сложности продукции и динамика рынка делают малоэффективным строго централизованное управление организацией предприятия, поскольку все больше и больше ресурсов затрачивается на внутренние нужды (обработку информации для принятия решений) и все меньше остается на поисковую и адаптационную деятельность. Поэтому классические варианты централизованного управления предприятиями с жесткой иерархической структурой ныне уступают место различным схемам гибридного децентрализованно-централизованного управления, организуемого либо вокруг деловых процессов, либо вокруг жизненных циклов продукции, и идеям опережающего проектирования и постоянного (а не эпизодического) перепроектирования деятельности предприятий.

На смену классическому предприятию приходят предприятия с новой организационной структурой: предприятие мирового класса или предприятие класса А, а также предприятия расширенные, горизонтальные, фрактальные, виртуальные, обучающиеся и интеллектуальные. Они, имея много общего в организации (например, все они рассматриваются как открытые системы, где основное внимание уделяется оптимизации отношений между заказчиком и исполнителем), различаются главным образом точкой зрения на них аналитиков.

Так, например, концепция горизонтального предприятия соответствует структурно-организационному подходу, понятие расширенного предприятия раскрывает эффективность кооперативных стратегий развития, а виртуальное предприятие опирается на сетевые технологии, охватывает коммуникативные аспекты реализации совместных работ удаленных друг от друга партнеров [1].

Появление виртуальных предприятий (ВП) обусловлено развитием и широким распространением современных интернет-технологий, предоставляющих новые возможности для коммуникации и сотрудничества раз-

личным автономным, географически удаленным друг от друга предприятиям. Новые информационные технологии открывают дополнительные возможности для организации бизнеса. Справедлив тезис: технология определяет организацию. Это позволяет сформировать информационную инфраструктуру поддержки ВП, обеспечивающую коммуникацию и интеграцию, совместное управление, включая моделирование взаимодействия участников и поддержку выполнения работ.

Термин "виртуальное предприятие" был предложен по аналогии с понятием виртуальной машины из области компьютерной техники, в которой процессы реализуются с помощью различных системных ресурсов. В современной литературе под ВП понимается динамическая открытая бизнес-система, основанная на формировании юридически независимых предприятий единого информационного пространства с целью совместного использования своих технологических ресурсов для реализации всех этапов работ по выполнению проекта (заказа) — от источников первичного сырья до сдачи продукции конечному потребителю [2].

ВП основано на формировании единой организационно-технологической и информационной среды путем временного объединения ресурсов различных предприятий. Благодаря оперативной координации использования ресурсов предприятия способны быстро и с минимальными затратами производить конечный продукт или услугу. Такие предприятия характеризуются следующими признаками:

1) интеграция лучших средств и опыта различных предприятий в рамках стратегически целесообразных объединений и союзов;

2) организация по проектам или вокруг ключевых процессов (сквозных деловых процессов предприятия или жизненного цикла продукта);

3) образование самоуправляемых автономных рабочих групп, сотрудничество и координация деятельности лиц и коллективов, пространственно удаленных друг от друга (ВП не имеет отраслевых или ведомственных границ);

4) временный характер, гибкость, возможность быстрого образования, переструктурирования и расформирования в нужное время;

5) максимально широкое распределение властных полномочий, принятие решений на всех уровнях организационной иерархии, сочетание восходящего и нисходящего проектирования;

6) организация компьютерно-опосредованных процессов группового взаимодействия, включая "встречу в сети" (meeting on the network) и согласованные потоки работы (workflow), обеспечение свободного обмена идеями внутри и между уровнями организационной иерархии [3].

Виртуальное предприятие создается путем отбора требующихся организационно-технологических ресурсов из различных предприятий и их компьютерно-опосредованной интеграции, приводящей к формированию гибкой динамичной организационной системы, наиболее приспособленной для скорейшего выпуска новой продукции и ее оперативной поставки на рынок. Ниже приведены сравнительные характеристики предприятий с разными формами организации.

| | **Классическое предприятие** | **Виртуальное предприятие** |
|---|---|---|
| Управление . . . . . | Строгая иерархия | Управляющий орган может меняться |
| Расположение материальных фондов . . . | Преимущественное сосредоточение в одном месте | Обширная география |
| Выбор технологии производства . . . . | Определенный | На основе заказа |
| Бизнес-система . . . | Закрытая | Открытая |

Образование ВП из разнородных предприятий обеспечивает взаимную компенсацию их недостатков и усиление преимуществ. Так можно объединить достоинства больших предприятий (мощных, но обладающих сильной инерционностью и медленно реагирующих на изменения рынка) и малых предприятий (испытывающих недостаток в ресурсах, но способных быстро реагировать на изменения и перестраиваться).

Речь идет об интенсивном взаимодействии реально существующих специалистов и подразделений различных предприятий в виртуальном пространстве с помощью новейших информационных и коммуникационных технологий. Такое взаимодействие призвано повысить уровень кооперации и координации партнеров и в конечном счете конкурентоспособность производимой ими продукции , а также увеличить прибыль.

Создание ВП означает объединение уникального опыта, производственных возможностей и передовых технологий ряда предприятий-партнеров вокруг некоторого проекта, который партнеры не могут выполнить в отдельности [1].

Концепция ВП на практике реализуется в самых различных аспектах — от Internet-площадок на принципах электронного рынка до полномасштабных производственных систем, в которых веб-представительство выступает в роли связующего звена между покупателями, продавцами и производителями в глобальной сети Internet. Возможные варианты реализации концепции ВП отличаются друг от друга как по организационно-функциональному наполнению, так и по видам применяемых информационных технологий. Это дает основание говорить о концепции ВП как о модели ведения бизнеса, которая может быть реализована в виде ряда вариантов.

Рассмотрим следующие основные формы ВП: ***виртуальную ассоциацию, виртуальный консорциум, виртуальный пул, виртуальный концерн, виртуальный картель, виртуальный трест.***

Наиболее слабой формой интеграции предприятий является ***виртуальная ассоциация*** — договорное объединение предприятий, создаваемое для совместного выполнения различных функций. Здесь взаимодействие с другими внешними органами и выход из ассоциации осуществляются в одностороннем порядке, без согласования с партнерами по ассоциации.

***Виртуальный консорциум*** — сеть географически удаленных друг от друга предприятий, позволяющая объединить их кадры, финансовые, научно-технические, производственные и прочие ресурсы в интересах реализации крупных программ или выполнения инновационных проектов. В виртуальный консорциум могут входить фирмы разных стран, отраслей и форм собствен-

ности. При этом участники консорциума сохраняют полную хозяйственную самостоятельность.

***Виртуальный концерн*** — форма объединения удаленных друг от друга предприятий одной или нескольких отраслей на основе частичной централизации функций научно-технического и производственного сотрудничества, а также инвестиционной, финансовой, внешнеэкономической и другой деятельности. Партнеры делегируют концерну выполнение части своих функций, которые не могут выполнить сами, или тех, централизация которых дает дополнительный экономический эффект. Участники концерна сохраняют юридическую самостоятельность.

***Виртуальный картель*** — объединение сохраняющих свою самостоятельность удаленных предприятий одной отрасли, заключающих соглашение о ценах, объемах производства, рынках сбыта. Здесь внешние взаимодействия трактуются в контексте конкурентной рациональности, стремления подчинить себе весь рынок.

***Виртуальный пул*** — временное объединение разнородных предприятий. Для вступающих в них организаций устанавливаются правила распределения общих расходов и прибыли, которая поступает в единый фонд, распределяемый по установленным соотношениям.

***Виртуальный трест*** — наиболее сильная форма объединения, при которой объединяются все стороны деятельности входящих в него предприятий, а сами предприятия теряют свою юридическую и хозяйственную самостоятельность [4].

На рис. 2 представлена общая организационная схема ВП.

Центр управления, выполняющий координирующие функции, может быть реализован в виде управляющей компании, не являющейся непосредственным участником производственного процесса, либо он может быть "плавающим", т. е. центром ВП может становиться одно из предприятий — участников ВП, являющееся головным исполнителем по тому или иному проекту.

Состав участников не является строго определенным и может меняться в зависимости от технологии выбранного процесса, географического местонахождения заказчика и поставщиков сырья, условий транспортировки и хранения, экономических и политических

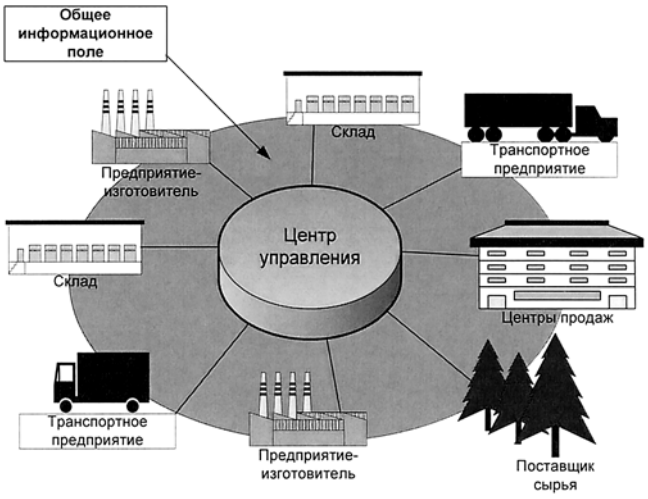



**Рис. 2. Общая организационная схема виртуального продукта**

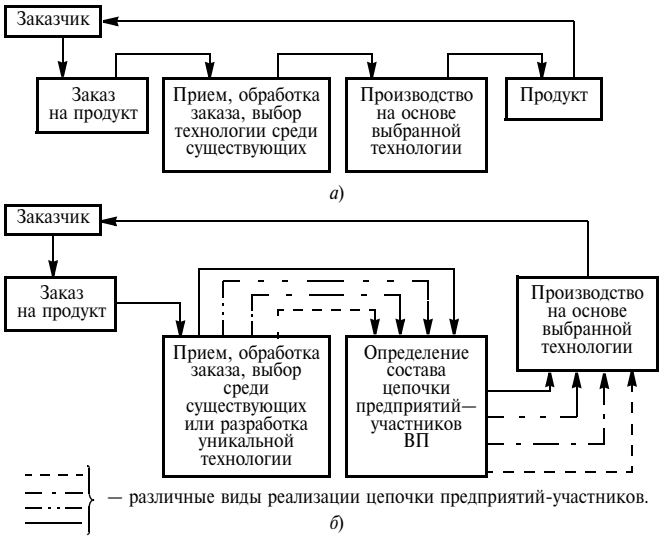



**Рис. 3. Схемы обработки заказов в зависимости от типа предприятия:**
*а* — классическая форма организации; *б* — виртуальное предприятие

взаимоотношений между странами предприятий — участников ВП. Виртуальное предприятие представляет своего рода предприятие над предприятиями.

На рис. 3 представлены разные формы выполнения заказов в зависимости от типа предприятия.

Примером формирования системы промышленной кооперации на основе модели ВП в России на уровне малого и среднего бизнеса может служить Межрегиональный центр промышленной субконтрактации и партнерства. Данная система содержит базу данных производственных возможностей промышленных предприятий, структурированную с использованием принятых в ЕС классификаторов и детализированную до уровня отдельного производственного процесса, а также базу данных поступающих заказов и информацию о предприятиях-заказчиках и их требованиях к потенциальным партнерам. Эти базы данных объединены автоматизированной системой поиска, благодаря которой можно свободно найти поставщика, производственный заказ, разместить информацию о своем предприятии на основе имеющегося классификатора. Данный сайт представляет собой своего рода доску объявлений, где предприятия размещают соответствующую информацию. Однако в данном случае он не является ни координирующим центром, ни центром планирования и управления, так как его функции распространяются непосредственно на тех участников, которые, воспользовавшись предложенной базой данных, установили партнерские отношения в рамках промышленной кооперации [2].

Если критически подойти к определению термина "виртуальный" и его использованию применительно к какому-либо предприятию или организации, то можно увидеть, что успешные примеры такого вида сообществ существовали задолго до появления современных компьютерных сетей. Например, новостное агентство Reuters, производящее нематериальный продукт (новости) посредством использования телеграфа и фактически являющееся предшественником Internet. Разница лишь

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62-231.22

Д. ПЕТРОВИЧ, д-р техн. наук (Машиностроительный факультет, Белград, Сербия)

## Привод для синхронизации работы инструмента ротационной машины для формирования и вырезки печенья

Для изготовления твердого печенья (крекера) промышленным способом используются реверсивные или ротационные штамповочные машины, на которых формируются и вырезаются куски теста из предварительно заготовленной полосы.

На ротационных штамповочных машинах формируются куски теста определенных форм и размеров посредством синхронной работы одной пары ротационных инструментов: один инструмент для оформления рисунка, другой — для вырезки. Широкий ассортимент продукции различных форм и размеров на одной и той же ротационной штамповочной машине обеспечивается синхронной работой соответствующих пар инструментов для каждого изделия.

Синхронная работа инструментов ротационной штамповочной машины осуществляется с помощью механической передачи, которая обеспечивает одинаковую частоту вращения двух инструментов и несложное регулирование их взаимоположения. В данной работе речь идет о вновь спроектированном механизме передачи мощности (приводе) для синхронизации работы инструментов ротационной штамповочной машины.

### Введение

Для проектирования ротационной штамповочной машины, предназначенной для работы в составе автоматической линии по производству твердого печенья (крекера) с рабочей шириной 1200 мм и производительностью 1200 кг продукции в час исходными параметрами являются параметры, определенные кинематикой и конструкцией всей линии. По конструктивным характеристикам линии определяются исходные параметры станка, а именно: рабочая ширина и высота.

Скорость передвижения ленты теста через ротационную штамповочную машину является самым главным исходным параметром станка, определенным кинематикой линии. Ее интенсивность определяется временем выпечки печенья и длиной туннельной печи, в которой производится выпечка.

Проход ленты теста под инструментами ротационной штамповочной машины без ее сжатия или растяжения является необходимым условием исправной работы станка. Для этого необходимо решить проблему синхронизации частоты вращения каждого из инструментов в одном комплекте и возможности ее регулирования. Другой проблемой является правильное положе-

*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 84)*

в используемых технологиях. Однако именно Internet позволил ВП наиболее широко и полно интегрироваться в различные виды бизнеса [5].

Но не стоит забывать, что современные технологии, как бы они ни были важны, не являются сутью ВП. Чтобы в полной мере и с максимальной эффективностью использовать потенциал таких предприятий, менеджеры ВП должны обладать рядом необходимых качеств, позволяющих совмещать управление в реальном времени физического и нематериального капитала.

Исследования ВП могут проводиться по множеству направлений. При этом следует отметить, что предыдущие исследования были сфокусированы главным образом на технологической стороне вопроса, а социально-экономическая сторона практически не рассматривалась.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасов В. Б.** От многоагентных систем к интеллектуальным организациям. М.: Эдиториал УРСС, 2002.
2. **Иванов Д. А.** Логистика. Стратегическая кооперация. М.: Вершина, 2006.
3. **Тарасов В. Б.** Агенты, многоагентные системы, виртуальные сообщества: стратегическое направление в информатике и искусственном интеллекте // Новости искусственного интеллекта. 1998. № 2. С. 55—63.
4. **Тарасов В. Б.** Новые стратегии реорганизации и автоматизации предприятий: На пути к интеллектуальным предприятиям // Новости искусственного интеллекта. 1996. № 4. С. 40—84.
5. **Уорнер М., Витцель М.** Виртуальные организации: Пер. с англ. М.: Добрая книга, 2005.

ние инструмента для вырезки по отношению к предварительно декорированной с помощью инструмента для формирования ленте теста.

Эти проблемы увеличиваются, когда на одной и той же ротационной штамповочной машине нужно изготовить широкий ассортимент продукции, отличающейся объемом и размерами, для чего следует применить большее число пар инструментов разных диаметров.

Перечисленные проблемы синхронизации работы различных пар инструментов, а также быстрой и несложной их смены были решены проектированием специального механизма передачи мощности в качестве самостоятельной единицы.

### Разработка конструкции

Схема привода ротационной машины для формирования и вырезки кусков из ленты теста до выпечки показана на рис. 1. Диапазон изменения частоты $n_a$ вращения инструмента для формирования и вырезки определяется кинематикой всей линии, т. е. скоростью прохода ленты теста через станок. Так как инструменты жестко присоединены к выходному валу механической передачи, то частота $n_a$ представляет и частоту вращения двух выходных валов вновь спроектированного механизма передачи мощности (см. рис. 1), которые имеют возможность дополнительного углового поворота относительно друг друга (на рис. 1 не показано).

Два червячных колеса с постоянным межосевым расстоянием, продольные оси которых определяют выходные валы механической передачи, зацепляются с червяками, которые имеют одинаковые кинематические характеристики (модуль, число зубьев, направление резки), установлены на одном и том же входном валу (см. рис. 1) и обеспечивают синхронную работу станка.

Конструктивные характеристики машины позволяют применять инструмент диаметром $D_a \approx 120 \div 140$ мм, что соответствует длине формирования и вырезки, равной $\approx 375 \div 440$ мм. На основании требуемой длины $l$ кусков теста и расстояния $h$ между ними из условия $375 < n(l + h) < 440$ определяется число $n$ форм на поверхности инструмента, которое должно быть всегда целым и одинаковым для обоих инструментов одного комплекта. По величине $n(l + h)$ можно определить диаметр инструмента: $D_a = n(l + h)/\pi$. Обычно принимается наиболее близкое к целому числу значение диаметра, при этом незначительно меняется расстояние $h$ между кусками теста.

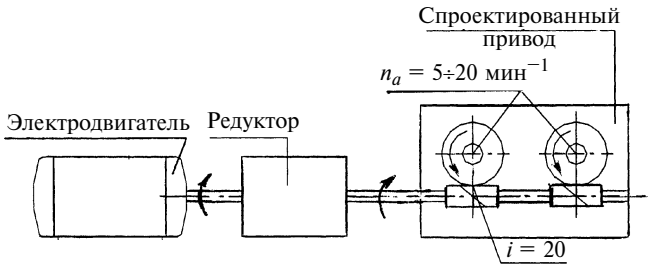



**Рис. 1**

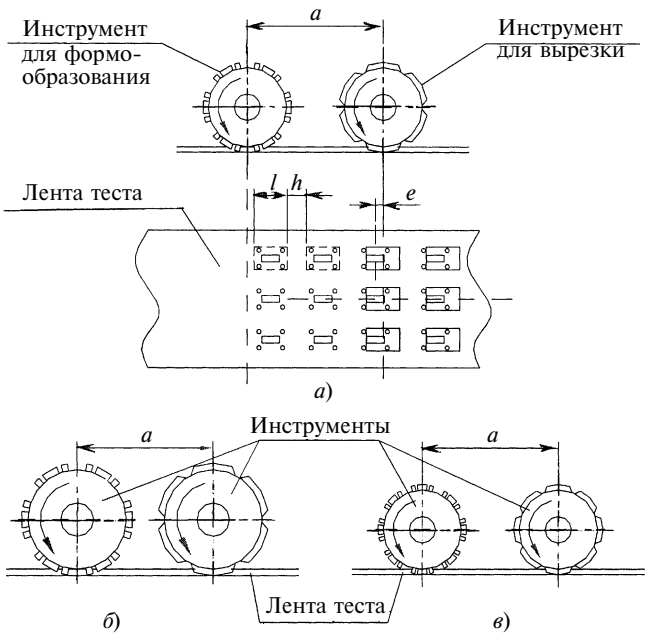



**Рис. 2**

Положение вальца для вырезки по отношению к вальцу для формирования в самом общем случае при наличии отклонения $e$ вырезки показано на рис. 2, *а*.

Изменение величин $l$ и $h$ в зависимости от формы, размера и вида печенья (крекера) чаще всего обуславливает изменение диаметра $D_a$ инструмента (рис. 2, *б*), хотя в некоторых случаях можно не менять диаметр инструмента, а изменить число форм на его поверхности (рис. 2, *в*). Изменение диаметра инструмента и числа форм для теста по периметру инструмента и неизменность осевого расстояния требуют регулирования взаимоположения инструментов при каждой смене пары инструментов.

Во вновь спроектированном механизме передачи мощности связь между выходными валами и инструментами осуществляется с помощью зубчатой муфты: аксиально подвижная часть муфты с внутренними зубьями устанавливается на выходном валу, а часть муфты с наружными зубьями — в конце каждого инструмента. По конструктивным причинам и на основании расчета жесткости определено число зубьев муфты: $z = 26$.

Поворот инструмента по направлению к муфте на один зуб соответствует повороту вала механической передачи на угол, равный 1/26 полного круга. Так как максимальное отклонение соответствует одной половине этого поворота, то в этом случае максимальное угловое отклонение составляет: $\alpha_{max} = \frac{1}{2}\frac{1}{26}360° = 6{,}923° \approx 7°$.

Обеспечить точное положение инструмента для вырезки относительно инструмента для формирования при изготовлении всех видов печенья и крекера удалось благодаря возможности поворота выходных валов относительно друг друга на угол не менее 7°. При этом можно было обеспечить поворот только одного вала или обоих валов. Небольшое значение требуемого угла по-

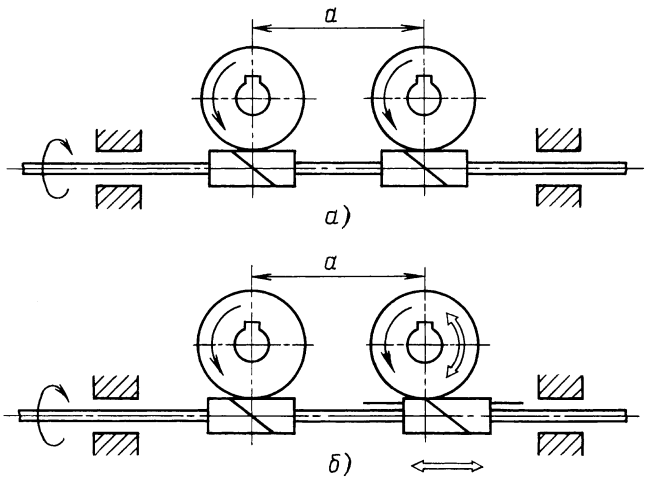



**Рис. 3**

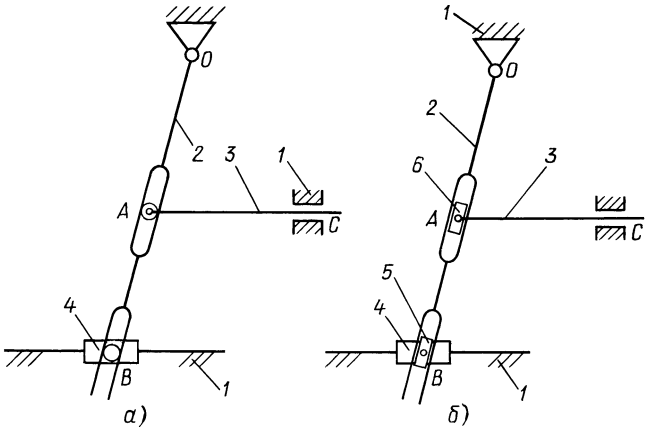



**Рис. 4**

ворота — 7° и конструктивные причины (ограниченные габариты механической передачи, положение ручки для поворота и др.) явились решающими факторами для выбора конструкции с поворотом только одного вала.

На рис. 3, *а* показана схема механической передачи с двумя выходными валами с одинаковыми и частотой вращения, и направлением. Для поворота одного выходного вала нужно повернуть соответствующее червячное колесо, ось вращения которого концентрична оси вращения выходного вала. Поворот червячного колеса осуществляется перемещением червяка без вращения вдоль его оси (рис. 3, *б*).

В данном случае червяк и вал можно понимать как плоскую скользящую пару, т. е. червяк — как ползун, а вал — как направляющую скольжения некоей плоскостной кинематической цепи. Если бы эта кинематическая цепь представляла собой механизм, тогда было бы осуществлено непрерывное перемещение червяка по валу, а также обеспечена возможность его остановки в любом месте между его конечными положениями.

Кинематическая цепь, показанная на рис. 4, *а*, имеет число степеней свободы, равное единице:

$$W = 3m - 2p - q - 3 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 3 - 2 - 3 = 1,$$

где $m = 4$ — число звеньев кинематической цепи; $p = 3$ — число связей с одной степенью свободы движения (взяты две степени свободы движения); $q = 2$ — число связей с двумя степенями свободы движения (взята одна степень движения свободы).

Это означает, что одному и тому же положению приводного звена *3* соответствует всегда одно и то же положение остальных звеньев кинематической цепи, а следовательно, ползуна *4*. Замена более высоких кинематических пар более низкими дает несколько измененный эскиз кинематической схемы (рис. 4, *б*). Число степеней свободы кинематической цепи и в данном случае равно единице:

$$W = 3m - 2p - q - 3 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Вращением звена *3* кинематической цепи, выполненного в виде винтового шпинделя, осуществляется его непрерывное прямолинейное передвижение в плоскости механизма, а также непрерывное передвижение ползуна *4* до желаемой позиции (рис. 5). Задержка ползуна в этой позиции осуществляется фиксированием положения звена *3* (см. рис. 4).

При вращении звена *3* вручную его положение фиксируется с помощью контргайки. При использовании микрочервячного мотор-редуктора для вращения звена *3* его положение фиксируется самим прекращением работы мотор-редуктора.

Размер винтового шпинделя определяется по формуле

$$H = LF_a/f,$$

где $F_a$ — аксиальное усилие на подвижном червяке; $L$ и $f$ — расстояния от опоры $O$ механизма до оси соответственно вала с червяками и винтового шпинделя.

Конструкция червяка с пазом позволяет вращение вала с червяками по отношению к конструктивно выполненному механизму. В паз вставляется разъемное кольцо с цапфами, через которые осуществляется связь кольца с механизмом. Перемещение червяка вдоль вала, обусловленное размерами червячных пар, ходом приводного звена механизма и габаритами передачи, определяется допускаемыми отклонениями соответствующих размеров червяка, вала и шпонки.

Перемещение приводного звена *3* механизма приблизительно на 50 мм обеспечивает поворот выходного вала на угол ≈ 90°, т. е. значительно больше требуемого,

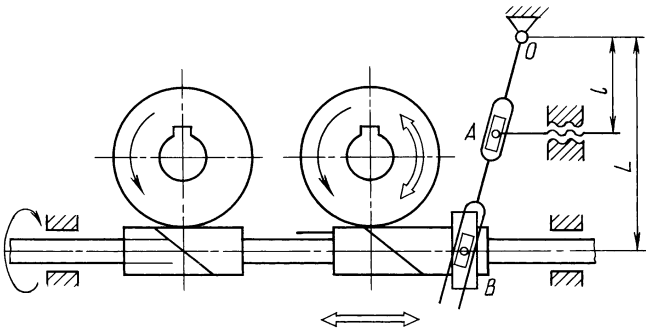



**Рис. 5**

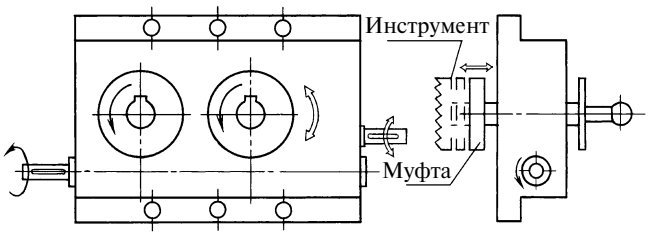



**Рис. 6**

так что практически каждое положение инструмента можно регулировать только с помощью механизма для поворота выходного вала, не изменяя положения инструмента относительно муфты (рис. 6).

Вывод

Концептуальный подход к созданию механизма передачи мощности с двумя выходными валами и возможностью их поворота относительно друг друга для решения синхронизации работы инструментов ротационной машины для формирования и вырезки кусков из ленты теста до выпечки позволил создать привод как самостоятельную единицу, что дало возможность его широкого применения.

По этому же принципу можно сконструировать привод с тремя выходными валами, причем два крайних вала можно поворачивать относительно среднего. В данном случае ассортимент выпускаемой продукции можно будет многократно увеличить.

# Выставка "Интерпластика–2007"

ЭКСПОЦЕНТР

На территории ЦВК "Экспоцентр" (Москва) с 30 января по 2 февраля 2007 г. проходила Десятая международная специализированная выставка сырья, вспомогательных материалов и оборудования для производства и переработки пластмасс. Организаторы выставки — немецкая компания "Мессе Дюссельдорф ГмбХ" и российская фирма "Мессе Дюссельдорф" (Москва) при содействии ЗАО "Экспоцентр".

На площади 11000 м$^2$ были представлены машины и оборудование для производства и переработки пластмассы: подготовительные машины и установки для пластиковых отходов; перерабатывающие машины и оборудование; экструдеры; литьевые машины; машины для выдувного формирования; прессы; машины для производства пенопластов и для переработки реактопластов; сварочные установки; измерительное, управляющее, регулировочное и контрольно-измерительное оборудование.

В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов, демонстрировавшихся на выставке и предложенных разработчиками, имеющих отношение к машиностроению.

**Компания "Класс-инжиниринг" (г. Санкт-Петербург)** демонстрировала различные машины для технологического производства.

*Полуавтоматическая машина SAP-600/900* для перематывания полиэтиленовой пленки с продольной резкой на заданное число полотен с заданной длиной намотки. Производительность машины при 24-часовом режиме работы до 50 т в месяц. Потребляемая мощность 2 кВт; расход воздуха при работе машины не более 20 л/мин; диаметр наматываемого рулона не более 250 мм; скорость намотки до 500 м/мин. Габаритные размеры машины 1150 × 1250 × 1150 мм, масса 300 кг. Машина может работать автономно или в составе технологической линии в отапливаемых помещениях. Режим работы непрерывный.

*Автоматическая трехцветная флексографическая машина мод. ФГМ-04 с центральным барабаном* для печати на липкой скотч-ленте. Помимо трех секций печати, машина оснащена двумя дополнительными секциями: нанесения грунтовки на ленту перед непосредственным процессом печати для лучшей адгезии краски с лентой и нанесения защитного лака после процесса печати для уменьшения влияния липкого слоя при использовании скотч-ленты по назначению. Машина также оснащена системой резки (двумя бритвенными ножами) напечатанного материала перед его намоткой. Печать трехцветная. Система намотки имеет две головки, работает в автоматическом режиме. Максимальные: ширина загрузочного рулона — 150 мм; диаметр загрузочного рулона — 400 мм. Скорость машины — регулируемая (0...200 м/мин). Расход воздуха при работе 80 л/мин, питающее напряжение 380 В, потребляемая мощность 10 кВт. Габаритные размеры машины 2890 × 760 × × 1905 мм, масса 920 кг.

*Машина ПСП-011* для перемотки полиэтиленовой пленки с рулона на рулон в автоматическом режиме. Производительность машины при 24-часовом режиме работы до 180 т в месяц. Толщина перематываемой пленки 5...30 мкм. Максимальная скорость перемотки 1800 м/мин. Время цикла при намотке 200 м составляет 16 с. Ширина наматываемого и сматываемого рулонов 250...520 мм. Диаметры: разматываемого рулона — 600 мм, наматываемого рулона — 230 мм. Расход воздуха при работе машины не более 200 л/мин. Питающее напряжение 380 В, потребляемая мощность 6 кВт. Габаритные размеры машины 1200 × 1250 × 1550 мм, масса 530 кг.

**ООО "Конаковский завод механизированного инструмента" (г. Конаково Тверской обл.)** предложил потребителям:

*радиальную ручную пневматическую шлифовальную машину мод. ИП2014Б* для зачистки сварных швов, стального и чугунного литья, металлоконструкций. Диаметр абразивного круга, вращающегося с частотой

40 мин$^{-1}$, составляет 150 мм. Мощность двигателя 1,275 кВт, давление сжатого воздуха 0,5 МПа. Габаритные размеры машины 590 × 164 × 130 мм, масса 4,2 кг;

*ручную пневматическую радиальную машину мод. ИП2106* для зачистки сварных швов стального и чугунного литья и металлоконструкций. Диаметр абразивного круга, вращающегося с частотой 80 мин$^{-1}$, составляет 180 мм. Мощность двигателя 1,2 кВт, давление сжатого воздуха 0,63 МПа. Габаритные размеры машины 350 × 200 × × 140 мм, масса 3,25 кг.

**Компания "Промпласт Индастри" (г. Москва)** показала на выставке оборудование для производства и переработки полимеров.

*Масляный термостат мод. СТОН 36/250* для обеспечения заданной температуры пресс-форм и каландров при литье изделий из пластмасс, экструзии и ковке. В термостате смонтирован центробежный электронасос мощностью 2,2 кВт, предназначенный для работы в условиях высоких температур. На термостате также установлен специальный непрямой теплообменник, обеспечивающий хорошие характеристики охлаждения теплоносителя. Для обеспечения разной температуры на подвижной и неподвижной частях пресс-формы используются двухконтурные термостаты. Максимальная температура, развиваемая термостатом, составляет 250 °С, уровень шума при его работе — 20 дБ. Вместимость рабочего бака 30 л. Габаритные размеры термостата 1200 × 500 × 1430 мм, масса 190 кг.

*Однофазный вакуумный загрузчик мод. SP4* (рис. 1) для дистанционной подачи сырья в литьевые, выдувные и экструзионные машины при малой и средней производительности оборудования. К достоинствам загрузчика можно отнести его компактность, возможность установки непосредственно на загрузочный бункер и подключение пропорционального клапана для загрузки в определенном соотношении гранул и дробленки. Его производительность 180 кг/ч, мощность электродвигателя 1,1 кВт, питающее напряжение 220 В. Вместимость загрузочного резервуара 10 л. Уровень шума при работе менее 80 дБ.

*Шнековый конвейер TS50*, оснащенный гибким спиральным шнеком, предназначен для предотвращения образования сводов при транспортировке порошкообразных материалов и материалов с ограниченной степенью текучести. Загрузочный бункер конвейера оборудован вибратором. Диаметры: трубы — 51 мм, спирали — 6 мм. Максимальная длина конвейера 1400 мм, максимальный размер гранул 5 мм. Мощность электродвигателя конвейера 1,5 кВт. Максимальная производительность конвейера при насыпной плотности 0,55 кг/дм составляет 300 кг/ч. Такой конвейер идеально подходит для перемещения порошкообразных продуктов и различных смесей. Конвейер легко совмещается с разным оборудованием и может подсоединяться к приемным бункерам, миксерам и устройствам разгрузки.

*Влагопоглотитель мод. DEV-1-10* (рис. 2) для сушки материалов, впитывающих и удерживающих влагу не только на поверхности, но и внутри гранулы. Влагопоглотитель состоит из генератора горячего осушенного воздуха и бункера-осушителя. В процессе осушения гранул достигаются заданные параметры влажности и происходит закрепление физических свойств материала. Мощность воздушного насоса 0,2 кВт, нагревателя 4,8 кВт. Питающее напряжение 230 В. Габаритные размеры 360 × 610 × 630 мм, масса 55 кг. Влагопоглотитель может устанавливаться рядом с технологическим оборудованием или встраиваться в линию транспортировки сырья, что позволяет автоматизировать процесс сушки.

**Рис. 1**

**Рис. 2**

*Промышленный робот (ПР) мод. SMALL 1E* для работы на инжекционно-литьевых машинах малых и средних размеров. ПР оснащен жидкокристаллическим дисплеем с пультом управления, вакуумным или механическим захватом заготовки. Контроль заготовки осуществляется фотоэлементом. Движение рабочей ленты конвейера программируется в зависимости от времени рабочего цикла. Память ПР рассчитана на 80 программ, имеется возможность выполнения циклов программы в любой последовательности. Рабочие движения захвата по осям: $X$ — 1500 мм, $Y$ — 160 мм, $Z$ — 800 мм. Питающее напряжение ПР — 380 В.

**Рис. 3**

**Рис. 4**

*Промышленный робот (ПР) COMPACT 3CNC* (рис. 3) устанавливается на инжекционно-литьевых машинах. Система программирования ПР позволяет выполнять точные операции без ограничения времени выполнения. С помощью карты памяти программы можно переносить на другие ПР. Имеется возможность дополнения ПР другими подпрограммами (например, для удаления бракованных изделий). Рабочие движения захвата по осям: $X$ — 2800 мм, $Y$ — 850 мм, $Z$ — 1600 мм. Максимальная масса перемещаемого груза 12 кг за время рабочего цикла 6,5 с. Питающее напряжение ПР — 380 В.

*Промышленный робот (ПР) мод. SIDE1* (рис. 4) используется на машинах с коротким циклом и для обеспечения очень быстрой выемки изделия из пресс-формы. ПР оснащен мощным серводвигателем, управляемым контроллером и портами для подключения внешних устройств. Угол поворота захвата составляет 90°. Рабочее движение захвата по осям: $X$ — 700 мм, $Y$ — 500 мм, $Z$ — 1400 мм. Масса перемещаемого груза 4 кг, минимальное время рабочего цикла 2,5 с, время задержки в пресс-форме 0,4 с. ПР оснащен вертикальной осью, что позволяет укладывать отлитые изделия без использования дополнительных устройств.

**Фирма Cibra (Италия)** демонстрировала сварочные машины для изготовления фигурных пакетов.

*Сварочная машина мод. Sigma Star* предназначена для фигурной сварки полиэтиленовой пленки (высокой и низкой плотности) и полипропиленовой пленки толщиной до 80 мкм. Сварка выполняется взаимозаменяемыми штампами, которые позволяют получить на одной и той же машине изделия различной формы с размерами до 700 × 900 мм. Машина сваривает от двух и более изделий за один ход штампа в зависимости от формы и размера изделия. Машина оснащена разматывателем на два рулона массой по 50÷60 кг; роликами, выполняющими продольную предварительную резку; штампом и накопителем, работающими в автоматическом режиме; ленточным конвейером для вывода готовых изделий; устройством для удаления брака. Производительность машины 50 изделий/мин при производстве трех изделий за ход.

*Сварочная машина мод. Flowerstar* предназначена для производства пакетов конической формы в автоматическом режиме. Максимальная длина изготовляемого пакета 800 мм. Материал — полиэтилен высокой или низкой плотности и полипропилен cast. Фотоэлемент обеспечивает точное центрирование при наличии печатного рисунка. Пакеты изготовляются попарно, пересчитываются и укладываются в стопки. Каждая стопка блокируется горячей сварной точкой. Машина выполняет одну за другой следующие операции, синхронизированные со сваркой: высечку отверстий для подвешивания стопок и для циркуляции воздуха в центральной части пакета; сварку плотным швом дна пакета. Средняя скорость сварочной машины — 50 циклов/мин, т. е. 100 пакетов/мин или 6000 пакетов/ч. На машине можно использовать два рулона с пленкой-полотном или один рулон с рукавной пленкой.

**Южнокорейская компания YOUNGIL INDUSTRIAL** предложила потребителям выдувные и другие машины для производства изделий из пластмассы:

*систему NHBM* для быстрого впаивания этикетки. Узел этикетировки установлен внутри машины как отдельный блок. Сервопривод точно располагает этикетку внутри пресс-формы и сокращает время технологического цикла изготовления изделия до минимума;

*экструзионно-выдувную машину мод. YLBT-100S-E100* для производства крупногабаритной тары вместимостью 30÷60 л, а также для изготовления деталей с изменяющейся геометрией (например автомобильных запасных частей).

**Фирма Cannon (Италия)** демонстрировала на выставке *пенозаливочную машину высокого давления мод. "Cannon A-BA SIC-100"*, состоящую из нескольких технологических узлов:

узла хранения и термостатирования компонентов, в который входят две расходные емкости вместимостью по 100 л, изготовленные из углеродистой стали;

узла дозирования компонентов, обеспечивающего высокую точность дозирования компонентов;

узла смешивания компонентов, в состав которого входит заливочная головка мод. L14, укомплектованная гибкими шлангами.

Все технологические показатели работы машины, выводимые на экран монитора, задаются и контролируются в режиме реального времени программоконтроллером мод. Siemens S7, подключенным к операционной панели управления. Память устройства рассчитана на 99 различных программ заливки. Электродвигатели машины снабжены частотными вариаторами, обеспечивающими возможность автоматической перенастройки расхода компонентов. Контроль за работой машины осуществляется с пульта управления.

**Компания Rothenberger Werkreuge AG (Германия)** предложила потребителям оборудование для резки и сварки пластмассовых труб.

*Циркуляционная пила POKAT® UKS 160/355* предназначена для высокопроизводительной и точной, строго перпендикулярной резки пластиковых труб ∅ 160÷355 мм. Пила применяется при резке труб из ПЭ, ПП и ПВХ с минимальной толщиной стенки 8 мм и имеет высокую скорость резки. Она оснащена электродвигателем мощностью 1520 Вт; ограничителем глубины резки с тонкой регулировкой, что обеспечивает точную повто-

ряемость операций резки; центральным трапециевидным зажимным устройством, гарантирующим прочную фиксацию и оптимальное размещение пилы на трубе; режущим диском; съемным гратоснимателем с поворотным лезвием из высококачественной быстрорежущей стали, позволяющим осуществлять одним инструментом резку труб, снятие фаски и удаление грата; шестью прорезиненными зажимными и направляющими роликами, гарантирующими перпендикулярную резку без смещения среза.

*Машина Roveld P-110* предназначена для сварки пластмассовых труб ∅ 40÷110 мм. Ее длина 450 мм. Машина хорошо подходит для монтажа внутренних систем, работы в ограниченном пространстве и работ на смонтированных трубах. Она оснащена торцевателем для смещения режущих дисков при изготовлении отводов; двусторонним регулируемым ограничителем хода при торцевании с одной или двух сторон; редуционными зажимными вкладышами ∅ 20÷90 мм для соединения труб, что обеспечивает надежную фиксацию и компенсирует овальность труб; нагревательным элементом с электронной регулировкой по температуре.

Выставка предоставила специалистам возможность ознакомиться с новыми видами продукции и установить деловые контакты с ведущими производителями и поставщиками оборудования для производства и переработки пластмасс. В рамках выставки прошли международные конференции и семинары.

*А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК*

# ОБОЗРЕНИЕ ЗАРУБЕЖНЫХ ИЗДАНИЙ

**ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2006. V. 128. Nr. 1**

**Liu X.** Моделирование процесса чистового фрезерования шаровой фрезой, с. 74—85, ил. 21, библ. 35.

В проведенном исследовании ставилась цель моделирования процесса чистового фрезерования шаровой фрезой для оценки микрохарактеристик обработанной поверхности на основе Z-модели, позволяющей рассчитать параметры топографии и шероховатости поверхности, выявить влияние параметров обработки и установить взаимодействие инструмента и детали при движении.

**Yip-Hoi D. et al.** Особенности контакта режущего инструмента с деталью, выявленные посредством жесткой модели фрезерования концевой фрезой, с. 249—260, ил. 15, библ. 26.

Изложены методика проведения и результаты исследования особенностей контакта инструмента и детали, которые могут быть использованы при моделировании процесса обработки.

**Jin Sang Y. et al.** Компенсация объемной ошибки многоцелевого лазерного обрабатывающего станка с несколькими осями, с. 239—248, ил. 13, библ. 15.

Изложено исследование, целью которого была разработка нового метода непосредственного лазерного изображения для повышения точности крупного дисплея с плоской панелью. Разработана математическая модель количественной оценки геометрической и кинематической ошибок по каждой оси многоцелевого станка.

**Gao T. et al.** Числовое моделирование топографии и шероховатости фрезерованной поверхности, с. 96—103, ил. 14, библ. 16.

В проведенном исследовании на основании уравнений траектории движения режущей кромки инструмента относительно детали разработан новый метод расчета топографии обработанной поверхности. Моделирование топографии обработанной поверхности может быть проведено для процессов фрезерования концевой и шаровой фрезами. К фрезерованию шаровой фрезой возможно применение общего алгоритма для обработки любой поверхности.

**Alaeddine M. et al.** Моделирование плавления и растворения интерметаллических покрытий при тепловом воздействии, с. 148—156, ил. 10, табл. 2, библ. 22.

Представлена простая аналитическая модель динамического распределения температуры и концентрации элементов при плавлении слоев алюминий- и никельсодержащих материалов под воздействием плазменной дуги при нанесении интерметаллидных и металл-матричных композиционных покрытий на стальную подложку.

**ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2006. V. 128. Nr. 2**

**Nobre J. P. et al.** Измерение остаточных напряжений при сверлении, с. 193—201, ил. 6, библ. 36.

Разработан критерий для оценки влияния так называемого эффекта пластичности на конечную стадию процесса глубокого сверления, используемый при измерении остаточных напряжений, возникающих при механической обработке. Показано, что предложенная методика измерения остаточных напряжений может обеспечить высокую точность, если их уровень не превышает 60 % предела текучести обрабатываемого материала.

**Li H. et al.** Регенеративные вибрации круга при плоском шлифовании, с. 393—403, ил. 23, библ. 20.

Представлена динамическая модель, позволяющая моделировать процессы плоского шлифования и прогнозировать характеристики регенеративных вибраций. Предложена теория применительно к механизму возникновения таких вибраций шлифовального круга, позволяющая описать регенеративную силу как функцию не только мгновенной толщины стружки, но и распределения неравномерного износа/затупления абразивных зерен.

**Li H. et al.** Динамическая модель для прогнозирования вибраций в процессах врезного круглого шлифования, с. 404—415, ил. 18, библ. 36.

Разработаны временная динамическая модель и программа моделирования процессов шлифования для прогнозирования регенеративных сил, динамических реакций, профилей поверхностей, зон стабильности и скорости возрастания вибраций.

**Karpat Y. et al.** Моделирование процесса ортогонального резания, с. 445—453, ил. 14, библ. 16.

Разработана модель процесса ортогонального резания, позволяющая рассчитать влияние износа инструмента по

задней поверхности на распределение сил резания, напряжений и температур на поверхностях инструмента.

**De Vor R. et al.** Экспериментальное исследование обрабатываемости резанием упрочненного поликарбоната с нанотрубками, с 465—473, ил. 14, библ. 26.

Изложены методика и результаты исследования обрабатываемости резанием поликарбонатного нанокомпозита, содержащего многослойные углеродные нанотрубки. Сравнивали поликарбонат без наполнителей и два композита с нанотрубками и с углеродным волокном. Приводятся режимы резания материалов.

**Huneyyer A. et al.** Кинематическая микрокалибровка металлообрабатывающих станков, с. 513—522, ил. 15, библ. 36.

Предложена гибридная методология кинематической калибровки металлообрабатывающих станков при работе с миниатюрными заготовками, в которой используются механические триггерные датчики, снабженные сенсорами усилия и мерительными штифтами.

### Modern Machine Shop 2005. V. 78. Nr. 7
### *Тема номера: исследование проблем глубинного шлифования фирмой Morton Abrasives (США)*

**Опыт** фирмы Morton Abrasives (США) по глубинному шлифованию, с. 34.

Фирма Morton Abrasives (США) разработала и провела многочисленные тесты в лаборатории для оптимизации процесса. Испытания проводили на стандартном станке при использовании эмульсионной СОЖ на водной основе. СОЖ подавали со скоростью, равной скорости периферии круга, под давлением 20 кгс/см$^2$. Результат испытаний — стойкость кругов увеличена на 50 %, потребление энергии сокращено на 20 % по сравнению с предшествующими технологиями.

**Экспериментальное** исследование глубинного шлифования, с. 84, 85.

Проанализирована эффективность глубинного шлифования, причем экспериментально оценивали такие параметры, как интенсивность съема металла, нормальная и тангенциальная составляющие сил резания и потребление энергии, а также получение низкой удельной энергии шлифования при значительном съеме металла и предотвращение прижога обрабатываемой детали. Особое значение имели действующие силы, поскольку они определяют конформность круга и заготовки.

**Подачи** при глубинном шлифовании, с. 85.

Существуют различные мнения о применении вида подачи при глубинном шлифовании: встречном или попутном. Проводили шлифование стали марки 4340 твердостью 50 *HRC* электрокорундовым кругом и шлифование карбида вольфрама алмазным кругом. Выявлено, что более эффективным является попутное шлифование, при котором толщина стружки более стабильна, а одним из важных преимуществ является возможность подвода СОЖ непосредственно в зону шлифования.

**Проблемы** глубинного шлифования карбида вольфрама, с. 85, 86.

При глубинном шлифовании карбида вольфрама стружка получается самой тонкой при встречной подаче, что определяет получение чистых поверхностей. При встречном шлифовании, в отличие от попутного, трение скольжения начинается у окончательно обработанной части поверхности, что повышает ее чистоту. При встречном шлифовании стали электрокорундовым кругом коэффициенты шлифования были на 25 % выше, но за счет ухудшения качества поверхности. Проблемами при встречном шлифовании являются подвод СОЖ и вибрация при повышенной интенсивности съема металла.

**Сравнение** видов глубинного шлифования, с. 86.

Попутное глубинное шлифование эффективнее встречного, когда требуется снимать большие припуски, но при условии достаточной жесткости станка. В то же время встречное шлифование обеспечивает получение более чистых поверхностей при съеме малых припусков. Важен рациональный выбор шлифовальных кругов с учетом таких параметров, как вид абразива, зернистость и связующие вещества (в том числе для алмазных кругов).

**Испытания** шлифовальных кругов, с. 86.

Сравнивали результаты глубинного шлифования при обработке карбида вольфрама марки С-2 алмазными кругами на связках и кругами с гальваническим и электролитическим покрытиями. Последние профилировались с точностью 5 мкм и не подвергались правке. Остальные круги профилировались и правились мелкозернистым карандашом из оксида алюминия на керамической связке. Все круги с электролитическим покрытием показали прогнозные соотношения между силами и качеством поверхностей при различной зернистости. При сравнении кругов с гальваническим покрытием и кругов с полимерной и керамической связкой наибольшее засаливание обнаружили на первых.

**Правка** кругов при глубинном шлифовании, с. 87—89.

Важным фактором при глубинном шлифовании является правка кругов, так как она создает их «открытость» и поддерживает режущую способность. Большое значение имеют вид правящего устройства и метод использования алмазного ролика, что определяет эффективность процесса глубинного шлифования. Отмечается, что при правке электрокорундового круга алмазными роликами с зернистостью 30/40 и 20/30 ролик с более мелким зерном обеспечивал получение поверхностей лучшего качества при лучшем коэффициенте шлифования. Вместе с тем, чем мельче зерно правящего ролика, тем больше (хотя и ненамного) мощность, потребляемая при шлифовании.

**Исследование** эффективности применения алмазных роликов, с. 88.

При сравнении алмазных роликов с металлической связкой и роликов с гальваническим покрытием установили, что вторые имеют более высокое сопротивление изнашиванию, так как обычно они имеют высокую плотность и мелкие зерна и способны обеспечить шлифование с высокой точностью (в том числе геометрической).

**Смазочно**-охлаждающие устройства для глубинного шлифования, с. 90.

Сообщается об исследованиях эффективности СОЖ, которая подводилась к сопряжению шлифовальный круг—заготовка через сопло, рассчитанное с учетом согласования скорости подачи СОЖ со скоростью периферии круга. При испытаниях использовали два вида эмульсионных жидкостей на водной основе, предназначенных для тяжелых режимов шлифования. Метод подвода обеспечивал проникновение жидкости в зону обработки. Сечение сопла выбирали путем расчета волюметрического расхода насоса, подающего жидкость. Лучшие характеристики показала более холодная СОЖ с повышенным содержанием эмульсии. Повышение концентрации эмульсии способствовало улучшению качества шлифования, уменьшению действующих сил и сокращению потребления энергии; наблюдалось также повышение износостойкости кругов.

### American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 10

**Freedenberg P.** Китайский прогресс вызывает вопросы, с. 26, ил. 1.

Представлена статья вице-президента по связям с правительством США Ассоциации производственной технологии — АМТ, в которой выражается обеспокоенность членов

АМТ стремительным экономическим ростом Китая, начавшимся в 1980-х годах и достигшего в последнее десятилетие стабильного роста на 8 ÷ 9 % в год. В 2002 г. Китай впервые превзошел США по потреблению станков, достигнув двукратного превышения в 2005 г. Обращается внимание на нарушение прав интеллектуальной собственности Китаем, что может отрицательно сказаться на промышленном развитии США при росте конкуренции китайских предприятий.

**Bates C.** Эффективность многошпиндельного токарного автомата с ЧПУ, с. 30—32, 34, 37, ил. 3.

На заводе фирмы Model Screw Products (США) обрабатываются сложные детали клапанов. Для повышения производительности и снижения стоимости работ (поддержание конкурентоспособности) был приобретен шестишпиндельный автомат Multiline MS32P с УЧПУ типа CNC фирмы Index Corp., на котором сложные клапанные втулки обрабатываются за 11 с. При обработке корпусов клапанов из стали 1141 время обработки уменьшено с 85 (по прежней технологии) до 25 с.

**Токарные** центры, с. 56, ил. 1.

Описаны токарные центры серии Puma TT фирмы Daewoo. Отмечается оснащение станков двумя шпинделями встречной компоновки, а также верхним и нижним суппортами, установленными на прямоугольных охватывающих направляющих. Перемещение по оси *V* с одновременным контролем подачи верхнего суппорта позволяет производить сложные процессы обработки с круговой и цилиндрической интерполяцией. Указывается, что левый и правый шпиндели имеют верхние пределы частот вращения 5000 или 3500 об/мин от встроенных двигателей мощностью 27 или 19 кВт соответственно. Две револьверные головки позволяют устанавливать 24 инструмента, включая вращающиеся, на любой позиции.

### American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 11

**Новые** твердые и легкие композиционные материалы, с. 12, ил. 2.

Сообщается о новом запатентованном фирмой Adal Group (Великобритания) композиционном материале с металлической матрицей, названном «ticalium». Материал содержит алюминий, титан и углерод в разных соотношениях в зависимости от желаемых свойств. Отмечаются легкость, повышенная прочность и сопротивляемость изнашиванию. Подчеркиваются технологические свойства — материал пригоден для литья, экструдирования, нанесения распылением, сварки, в числе финишных операций называются анодирование и окрашивание. Возможно применение материала для тормозных дисков автомобилей и мотоциклов, барабанов, поршней.

**Рост** потребления станков в США, с. 15, ил. 1.

Представлены статистические данные станкостроительных ассоциаций США — АМТ и AMTDA — по потреблению ММО в США в августе 2005 г. Отмечается рост потребления до 28 686 млн долл., или на 25,8 % по сравнению с июлем и на 38,1 % по сравнению с августом 2004 г. Дается распределение потребления по основным регионам США.

**Провал** Вассенарского соглашения, с 28, ил. 1.

Представлена статья вице-президента по связям с правительством Ассоциации производственной технологии (АМТ), в которой рассматриваются результаты деятельности Комитета по координации экспортного контроля (CoCom), созданного в 1949 г. с целью ограничения экспорта оборудования для оборонных предприятий СССР. Указывается, что после развала СССР и победы Запада в "холодной войне" в 1996 г. был создан новый аналогичный орган Вассенарского соглашения, названный по имени датского города, где он был подписан странами Запада. Отмечается его направленность прежде всего против Китая, который, пользуясь нескоординированной политикой стран Европы и США, беспрепятственно получает новейшие станки для своих оборонных предприятий.

### American Machinist. 2005. V. 149. Nr. 12

**Расточная** оправка, с. 1.

Фирма Sumitomo Electric предлагает расточную оправку типа X-Bar с механизмом демпфирования вибрации, что увеличивает срок службы инструмента и улучшает качество обработанной поверхности. Предлагаемая оправка эффективна при растачивании отверстий, длина которых составляет до 6 диаметров. Специальные каналы для подвода СОЖ в зону резания улучшают отвод стружки из этой зоны.

**Fresen J.** Устройство для смены ленточных пил, с. 18, ил. 1.

Известно, что ленточные пилы не остаются неподвижными при смене и поэтому их целесообразно фиксировать. Описано устройство, в котором на шкив накладывается изогнутая металлическая полоса шириной 12,7 или 9 мм. Пила фиксируется двумя прижимами, разнесенными на угол 120°. Перемещением пилы в направляющих осуществляется их смена.

**Алмазные** режущие пластины, с. 21.

Фирма Sp3 Diamond Technologies предлагает алмазные режущие пластины Diatip различной формы. Пластины имеют режущие поверхности из чистых алмазов без связки, которая может обуславливать химическую реакцию с СОЖ и обрабатываемым материалом. Пластины могут быть использованы самостоятельно или в комплекте с твердосплавными картриджами. Стоимость таких пластин на 30 % выше, но и производительность на 100÷200 % выше по сравнению с поликристаллическими алмазами.

**James J.** Получение режущих кромок инструмента, с. 42—44, ил. 1.

Качественные режущие кромки инструмента, например токарного резца, имеют большое значение с точки зрения работоспособности и стойкости инструмента. Однако получение «качественных» кромок представляет непростую задачу. Описан процесс хонингования, разработанный фирмой Conicity Technologies LLC и используемый для подготовки режущих кромок инструмента, позволяющий получать кромки различного размера на отдельных поверхностях одного инструмента.

**Вертикальный** обрабатывающий центр для изготовления электродов, с. 54, ил. 1.

Фирма Methods Machine Tools Inc. (США) выпустила центр TVodeMaster для обработки графитовых электродов, используемых в электроэрозионных станках. Реализуется трехкоординатная контурная обработка с помощью системы CNC Fanuc 31S-A5. Станок имеет всестороннее ограждение и пылеотсасывающее устройство Torrit. Используются скорости перемещений до 55 м/мин и ускорения 1,5 g.

**Система** ЧПУ для электроэрозионных станков, с. 55, ил. 1.

Фирма Charmilles выпустила серию копировально-прошивочных станков Roboform 550, с помощью которых процесс обработки контролируется в динамике, что облегчает обслуживание машины. Операции иллюстрируются графически, поэтому нет необходимости в специальном обучении операторов. Система выдает рекомендации о размерах электродов и помогает определить необходимое число электродов для конкретной операции.

**Дозирующие** устройства для финишной обработки, с. 60, ил. 1.

Сообщается, что фирма Dosatron International создала компактные, приводимые в движение посредством воды до-

зирующие устройства, обеспечивающие выдачу до 11 л/мин текучей среды для вибрационной чистовой обработки. Дозирующие устройства могут выдавать составы для полирования, предотвращения коррозии и очищающие вещества. Для изготовления дозирующих устройств используются новые пластмассы, стойкие к химическим воздействиям.

**Портативные** шпиндельные головки, с. 60, ил. 1.

Фирма Ibag North American предлагает типоразмерный ряд высокоскоростных шпиндельных головок HFK 95 S40, которые можно использовать в вертикальных и горизонтальных обрабатывающих центрах. Шпиндельные головки работают при частоте вращения до 42 000 мин$^{-1}$ и имеют привод вращения мощностью 3 кВт (пиковая) или 2 кВт (при длительной работе). Шпиндельные головки можно устанавливать вручную или с помощью автоматического устройства.

### American Machinist. 2007. Nr. 1

**Новости промышленности**, с. 12, 14—15, ил. 4.

Описывается устройство 310-S фирмы Microlution для микрофрезерования, которое предназначено для обработки элементов размерами порядка 0,06 мм в деталях из металла и пластика. Шпиндель устройства вращается с частотой от 80 000 до 200 000 мин$^{-1}$. Особенности устройства: асинхронные линейные двигатели привода перемещения по осям *X*, *Y*, *Z*; прецизионное гранитное основание; высокоэффективная система ЧПУ с открытой архитектурой.

**Benes J.** Режущие инструменты, с. 18, 21, ил. 5.

Описываются инструменты разных фирм. Фрезы CoroMill 210 фирмы Sandvik Coromant с режущими пластинами с положительной геометрией предназначены для обработки, включая врезное фрезерование, труднообрабатываемых материалов. Цельнотвердосплавные концевые фрезы типа CoroMill Plura со сферическим торцом из износостойкого твердого сплава P10 эффективны при обработке закаленных материалов за один проход. Режущие пластины UTILIS AG Multidec фирмы Genevieve Swiss Industries с двумя крепежными отверстиями предназначены для наружной токарной обработки деталей диаметром до 25,4 мм из титана, коррозионно-стойкой стали 300 и других труднообрабатываемых материалов. Пластины базируются по трем точкам и закрепляются двумя винтами, что обеспечивает необходимые жесткость и точность. Объем материала, срезаемого цельнотвердосплавными концевыми фрезами Rapid True Micrograin фирмы ATI Stellram, увеличивается за период стойкости на 50 %, а стойкость фрез увеличивается на 75 % по сравнению с другими инструментами при обработке стали твердостью до 62 *HRC*.

**Bates Ch.** Эффективность сокращения цикла обработки, с. 26—28, ил. 2.

Анализируется опыт фирмы Advance Machining & Gear по повышению экономичности обработки резанием за счет выбора более эффективных, но и более дорогих режущих инструментов, обеспечивающих существенное сокращение цикла обработки. Сравнительный анализ чернового точения дисков турбины показал, что цикл обработки деталей более дорогими режущими пластинами за счет увеличения скорости резания с 33 до 360 м/мин сократился с 38 до 2,34 мин, а удельная стоимость станка снизилась с 69,33 до 3,90 долл. США.

**Haftl L**. Системы адаптивного контроля станка, с. 30—33, ил. 1.

Описываются основные преимущества новых адаптивных систем контроля, в том числе сокращение цикла обработки за счет оптимизации нагрузки на режущий инструмент, повышение стойкости инструмента за счет предотвращения его поломки, сокращение времени настройки станка и простоя оборудования за счет уменьшения числа замен инструмента, уменьшения нагрева обрабатываемой детали.

**Benes J.** Инструменты с демпфированием вибрации, с. 34, 36, ил. 2.

Известно, что возникновение вибрации обусловлено рядом переменных факторов процесса обработки, в числе которых большой вылет инструмента, сочетание большой частоты вращения шпинделя и малой скорости подачи, твердость обрабатываемого материала, глубина резания. Часто при возникновении вибрации необходимо не уменьшать, а увеличивать частоту вращения шпинделя и скорость подачи. Причем существует диапазон частот вращения шпинделя (например, 12 000 ÷ 20 000 мин$^{-1}$), в котором наиболее вероятно возникновение вибрации. В качестве примера антивибрационного устройства рассматривается переходник Coromant Capto фирмы Sandvik Coromant для закрепления концевых фрез в шпинделе станка, тяжелый центральный шток которого установлен на резиновых втулках в масляной ванне.

**Mandel R.** Погрешность позиционирования привода подачи, с. 40, 41, ил. 1.

Приводятся результаты исследования нагрева и тепловой деформации элементов шариковой пары привода подачи и данные об измеренных значениях момента трения при различном предварительном нагружении, разной частоте вращения и различной конструкции подшипниковых узлов привода с шариковым винтом диаметром 40 мм и шагом 10 мм.

**Новое** оборудование и оснастка, с. 46—52.

1. Описывается вертикальный многоцелевой станок Roku-Roku RMX-5 фирмы MC Machinery Systems с программируемой системой контроля Fanuc 31i-A5 портальной конструкции, предназначенный для обработки (фрезерование, сверление) по пяти осям. Станина и портал станка изготовлены из полимербетона GC. Шпиндельный узел станка включает два верхних (диаметр 45 мм) и два нижних (диаметр 35 мм) керамических подшипника, смазываемых масляным туманом. Масло циркулирует через устройство для контроля температуры (холодильник), которое поддерживает температуру в заданных пределах. С двух сторон шпиндельной бабки станка расположены два пневматических противовеса, обеспечивающих плавное и точное перемещение при высокоскоростном сверлении и фрезеровании по контуру.

2. Описывается пневматическая дрель фирмы WARDJet для автоматического сверления сквозных отверстий с помощью специальной головки для резания водной струей. Дрель работает в паре с компрессором сжатого воздуха: давление 6,2 МПа; расход сжатого воздуха 0,6 м$^3$/мин.

3. Сообщается о многоцелевом станке Integres 200-IV ST с ЧПУ Mazatrol Matrix фирмы Mazak для обработки (точение, сверление, фрезерование, нарезание резьбы) по пяти осям. Станок включает две противоположные шпиндельные головки для токарной обработки по оси *C* с частотой вращения шпинделя 5000 мин$^{-1}$ и фрезерную головку с приводом мощностью 18,5 кВт и частотой вращения шпинделя 12 000 мин$^{-1}$. В процессе комплексной обработки деталь переставляется между шпинделями для обработки с двух сторон.

*Г. С. ПОТАПОВА*

*По вопросам получения и перевода материалов из указанных изданий обращаться к Г. С. Потаповой, тел./факс: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru*