ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4
2008

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Сапьянов В. Ю. — Выбор оптимальных схем металлоконструкций тяжелых козловых кранов . . . 3
Гадолина И. В., Солодухин Н. Н. — Уточнение параметров кривой усталости по результатам сравнительных испытаний при нерегулярном нагружении . . . 7
Нарбут А. Н., Иванов М. Ю. — Оптимизация выходных характеристик гидротрансформаторов обратного хода . . . 11
Евдокимов А. П. — Напряженно-деформированное состояние резинокордных оболочек упругих муфт . . . 14
Рубцов В. Н. — Корректировка пятна контакта в гипоидных зубчатых передачах . . . 16
Легаев В. П., Клименков Ю. С. — Газовая опора с повышенными несущей способностью и жесткостью . . . 18
Клименков Ю. С. — Экспериментальные исследования электропневматического дросселя для систем управления . . . 20
Микипорис Ю. А., Антонов А. В. — Обоснование параметров гидродинамических диспергаторов-излучателей . . . 23
Бузин Ю. М. — Методика расчета энергетического показателя передаточного механизма землеройно-транспортной машины . . . 25
Петров А. П. — Определение аэродинамического сопротивления радиатора автомобиля при неравномерном потоке охлаждающего воздуха . . . 28
Дорохов А. Ф., Дорохов П. А., Масуев М. А. — Экономическая эффективность производства и эксплуатации тепловых двигателей . . . 31
Тютрин С. Г., Герасимов В. Я. — Оценка нагруженности деталей машин с помощью вихретокового контроля металлопокрытий . . . 34
Куновский Э. Б. — Метод исследования звукопоглощающих свойств материалов . . . 35

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С. — Касательное смещение в соединении с натягом под действием изгибающего момента . . . 38

Металлургическое производство и прокатное оборудование

Никоноров Л. В. — Ножницы с редукторно-мультипликаторным приводом силового блока для резки листового проката наклонным ножом . . . 42

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

Лернер Ю. Н. — О процессах в адгезионных монослоях при сухом трении . . . 46

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г. — Синергетическая модель наноструктурных состояний . . . 51
Фрадкин Е. И., Ефимова О. М. — Шлифование зубчатых колес на станках с коническим кругом при вынужденно неточной настройке гитары деления . . . 58
Клауч Д. Н., Кущева М. Е., Ташлицкий Н. И., Овумян Г. Г. — Исследования обрабатываемости стали Cr—Mo—Co—W . . . 64
Агапов С. И. — Стойкостные исследования процесса зубофрезерования мелкомодульных зубчатых колес с введением в зону резания ультразвуковых колебаний . . . 66

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 4. Обоснование и общие положения нового метода теоретического исследования процессов резания . . . 69

Обработка материалов без снятия стружки

Пилипенко О. В. — Технологические параметры ротационной вытяжки с утонением стенки трубных заготовок из анизотропного материала . . . 74
Щедрин А. В., Ульянов В. В., Скоромнов В. М., Бекаев А. А. — Исследование комбинированного волочения инструментом с регулярным микрельефом . . . 78

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Пантелеев К. Д. — Структурная декомпозиция, синтез и многокритериальный выбор альтернатив при формировании производственных систем . . . 81
Сердюк А. И., Рахматуллин Р. Р. — Проектирование гибких производственных ячеек методом автоматизированного построения циклограмм . . . 85

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Дядченко Н. П. — Кресло-коляска для инвалидов на колесно-гусеничном ходу . . . 88
Иванов А. Н. — Выставка "Intertool—2007" . . . 91
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий . . . 94
Вниманию читателей . . . 24
Реклама . . . 90

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Sapyanov V. Yu. — Choice of optimal metalwork schemes of heavy gantry cranes
Gadolina I. V., Solodukhin N. N. — Improvement parameters of stress-cycle diagram per the parallel testing results at irregular loading
Narbut A. N., Ivanov M. Yu. — Optimization of output characteristics of retwin hydraulic torque converters
Evdokimov A. P. — A deflected mode of rubber-cord casings of the elastic couplings
Rubtsov V. N. — Correction of a contact patch in hypoid gears
Legaev V. P., Klimenkov Yu. S. — Gas bearing with enhanced carrying capacity and rigidity
Klimenkov Yu. S. — Experimental studi of a pneutronic strangler for controlling systems
Mikiporis Yu. A., Antonov A. V. — Parameters justification of hydrodynamic dispersant-irradiators
Buzin Yu. M. — A calculation technique of the energy datum of earthmover transfer mechanism
Petrov A. P. — Determination of wind resistance of a motor car radiator at non-uniform flow of cooling air
Dorokhov A. F., Dorokhov P. A., Masuev M. A. — Price efficiency of production and exploitation of the heat engines
Tyutrin S. G., Gerasimov V. Ya. — Machinery stress loading estimation with the help of a vortex-current control of metal coatings
Kunovskii E. B. — Investigation method of materials acoustic absorption

For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S. — Tangent offset in the connection with tightness under the bending moment action

Metallurgical equipment and rolling-mill production

Nikonorov L. V. — Shears with reducer-multiplicatory drive of power train for sheet products cutting by an inclined blade

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

Lerner Yu. N. — To the processes in adhesive mono-layers at Coulomb friction

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Kabaldin Yu. G. — A synergetic model of nanostructural states
Fradkin E. I., Efimova O. M. — Grinding of the tooth gears on the working machines with conical sand disk at forcedly misadjustment of the index change gear train
Klauch D. N., Kushcheva M. E., Tashlitskii N. I., Ovumyan G. G. — Investigations of Cr—Mo—Co—W steel workability
Agapov S. I. — Withstandability investigations of gear milling of fine-module tooth gear process with the ultrasonic vibrations evolving into the cutting zone

Series of articles
"The theory and practice problems of the materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 4. Ground and general provisions of new theoretical study method of cutting processes

Chipless materials working

Pilipenko O. V. — Technological parameters of the rotary drawing with wall thinning of tube shells from anisotropic material
Shchedrin A. V., Ul'yanov V. V., Skoromnov V. M., Bekaev A. A. — Study of combined dragging by the tool with regular microrelief

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Panteleev K. D. — Structural decomposition, synthesis, and multicriterion alternative choice at the production systems forming
Serdyuk A. N., Rakhmatullin R. R. — Design of cell manufacturing systems by automated actigrams patterning method

TECHNICAL INFORMATION

Dyadchenko N. P. — Wheeled chair-carriage on the wheel-track motion
Ivanov A. N. — The "Intertool—2007" exhibition
Potapova G. S. — Review of foreign editions
Information for the readers

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

Сдано в набор 31.01.2008. Подписано в печать 18.03.2008.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 15,17. Заказ 285.

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", 2008

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.873

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

Выбор оптимальных схем металлоконструкций тяжелых козловых кранов

Рассмотрен вопрос выявления оптимальной схемы металлоконструкции тяжелого монтажного козлового крана на начальном этапе проектирования. Даны рекомендации по выбору оптимальной схемы для кранов с высотой подъема от 40 до 100 м и пролетами от 16 до 100 м с учетом их металлоемкости и стоимости изготовления.

При проектировании тяжелых монтажных козловых кранов в современных условиях конструктор располагает целым рядом различных конструктивных решений схем металлоконструкций, применявшихся для тех или иных моделей кранов [1]. Выбор конкретной схемы во многом определяет металлоемкость и, как следствие, энергоемкость при эксплуатации проектируемого крана. Для обоснованного решения подобного рода задач необходимо снабдить конструктора сведениями о влиянии исходных параметров на металлоемкость и стоимость крана. Особенно большое значение такие сведения имеют для кранов с большими пролетами и высотами подъема. В то же время для получения подобного рода сведений необходимо проведение исследований с привлечением аппарата оптимизации, с использованием возможностей современного автоматизированного проектирования.

Статья посвящена проблеме поиска оптимальной схемы металлоконструкции кранов с высотой подъема 40÷100 м и пролетом 16÷100 м.

Критерием оптимальности при выборе схемы металлоконструкции на начальных этапах проектирования с достаточной обоснованностью можно считать минимум массы, поскольку стоимость металла составляет до 80 % от стоимости всего крана (металлоконструкции, механической и электрической частей) [1]. В дальнейшем предлагается для уточнения выбора схемы дополнительно определять затраты на производство и монтаж крана.

Таким образом, необходимо выбрать схему металлоконструкции монтажного козлового крана, обеспечивающую наименьшую массу при заданных в техническом задании основных параметрах, к которым можно отнести грузоподъемность, высоту подъема и пролет крана, т. е. возникает необходимость в решении задачи структурной оптимизации схемы металлоконструкции.

Процесс оптимизации геометрических параметров поперечных сечений элементов металлоконструкции проводят в такой последовательности:

1. Исходя из опыта проектирования металлоконструкций подобных кранов определяют начальные значения геометрических параметров поперечных сечений элементов.

2. Проводят расчет металлоконструкции с исходными поперечными сечениями элементов.

3. Проверяют выполнение условий прочности и жесткости.

4. Если оба условия из п. 3 выполняются, то производят поиск оптимальных конфигураций геометрических параметров поперечных сечений элементов с сохранением моментов сопротивлений исходных сечений. Если одно или оба условия не выполняются, то корректируют геометрические параметры сечений (как правило, путем увеличения толщины поясов) и возвращаются к п. 2.

5. Проводят расчет металлоконструкции.

6. В случае относительно малых напряжений и деформаций изменяют геометрические характеристики сечений наименее нагруженных элементов (пропорционально уменьшают высоту и ширину сечения).

7. Проводят расчет металлоконструкции с определением массы.

8. В случае, если не выполняется хотя бы одно из условий п. 3, присваивают геометрическим параметрам поперечных сечений элементов значения, полученные в п. 4. В случае, если оба условия выполняются с большим запасом, следует переход к п. 6. В случае приблизительного равенства напряжений и деформаций с допускаемыми присваивают геометрическим параметрам поперечных сечений элементов значения, полученные в п. 6.

Решение поставленной задачи структурной оптимизации предполагает проведение для каждой из схем параметрической оптимизации поперечных сечений элементов. Задачи оптимизации геометрических параметров поперечных сечений коробчатых балок решались в работах [2—4], но во всех этих работах рассматривали оптимизацию отдельных элементов в отрыве от металлоконструкции в целом. Такой подход можно приближенно считать справедливым для мостовых кранов, основную массу металлоконструкции которых составляет масса главных балок, но для козловых кранов, в металлоконструкцию которых входят также стойки опор, причем их масса нередко достигает 1/2 от общей массы (при малых пролетах и больших высотах подъема данное соотношение может иметь еще бóльшую величину), такой подход полностью справедливым считать нельзя. Поэтому необходимо провести оптимизацию поперечных сечений всех элементов металлоконструкции с учетом перераспределения нагрузок вследствие изменения геометрии той или иной части металлоконструкции. В то же время применение в качестве варьируемых параметров всех геометрических параметров поперечных сечений элементов металлоконструкции может крайне затруднить решение задачи оптимизации. Для устранения данной проблемы требуется вначале ориентировочно подобрать параметры поперечных сечений, а в дальнейшем оптимизировать их отдельно друг от друга, но с обязательным сохранением жесткости элемента.

Кроме того, указанную задачу параметрической оптимизации принято относить к классу задач нелинейного программирования с ограничениями, и уже стало традицией использование для ее решения метода неопределенных множителей Лагранжа с ограничениями в виде неравенств. При более детальном рассмотрении можно заметить, что некоторые из варьируемых параметров (толщины, число дополнительных

ребер жесткости) могут принимать только целые значения, а остальные параметры также можно привести к целочисленным. Так как результаты, получаемые в ходе использования метода неопределенных множителей Лагранжа, также приводятся к некоторым целым значениям, то рассматриваемая задача по специфике скорее относится к задачам целочисленного программирования.

Задачу параметрической оптимизации поперечных сечений элементов металлоконструкции предлагается решать модифицированным методом Хука—Дживса [1] с использованием метода конечных элементов для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) металлоконструкции. Параметры расчетных схем для максимально адекватного анализа НДС элементов металлоконструкции приведены в работе [3].

Применительно к решаемой задаче модифицированный метод Хука—Дживса преобразуется в приведенный ниже алгоритм.

Основная программа:

1. Пуск.
2. Ввод исходных параметров: высоты сечения, ширины сечения, начального шага исследования, конечного шага исследования, толщины стенки, толщины пояса.
3. Обращение к подпрограмме определения толщин и расчета ребер жесткости.
4. Присвоение массе металлоконструкции некоего начального значения.
5. Обращение к подпрограмме определения размеров поперечного сечения.
6. Сравнение значения массы металлоконструкции, полученного при расчете, с минимальным. Если полученная масса больше минимальной, то осуществляется переход к п. 7, если меньше — к п. 8.
7. Присвоение минимальной массе значения полученной массы.
8. Изменение направления исследования, причем шаг исследования уменьшается.
9. Сравнение шага исследования с предварительно заданным. Если шаг исследования больше заданного, то осуществляется переход к п. 5; если меньше либо равен заданному — к п. 10.
10. Вывод на печать оптимальных значений варьируемых параметров.
11. Стоп.

Подпрограмма определения толщины стенок и расчета ребер жесткости:

1. Пуск.
2. Обращение к циклу, присваивающему толщине стенки значения от 7 до 22 мм (что соответствует сортаменту наиболее часто применяемых в краностроении листов).
3. Обращение к циклу, присваивающему толщине пояса значения от 7 до 40 мм.
4. Определение моментов сопротивления.
5. Определение напряжений.
6. Проверка на изгиб по условию прочности. Если условие прочности не выполняется, то осуществляется переход к п. 3, если выполняется — к п. 7.
7. Проверка общей жесткости. Если условие жесткости не выполняется, то осуществляется переход к п. 8, если выполняется — к п. 9.
8. Расчет поперечных ребер жесткости (определение числа дополнительных поперечных ребер жесткости на участке между двумя основными).
9. Проверка устойчивости стенок. Если условие устойчивости стенок не выполняется, то осуществляется переход к п. 10, если выполняется — к п. 11.
10. Расчет продольных ребер жесткости.
11. Проверка устойчивости пояса. Если условие устойчивости не выполняется, то осуществляется переход к п. 3, если выполняется — к п. 12.
12. Определение массы металлоконструкции.
13. Вывод на печать минимального для заданных параметров значения массы пролетного строения.
14. Стоп.

Большое число существующих на сегодняшний момент схем металлоконструкций требует некоторой их систематизации с целью выявления влияния каждого из дополнительных элементов на массу или НДС. Из анализа схем следует, что большинство существующих в настоящее время схем металлоконструкций тяжелых монтажных козловых кранов можно привести к девяти основным типам (рис. 1), отличающимся наличием или отсутствием подкосов в различных плоскостях, числом главных балок, а также разветвлением стоек опор.

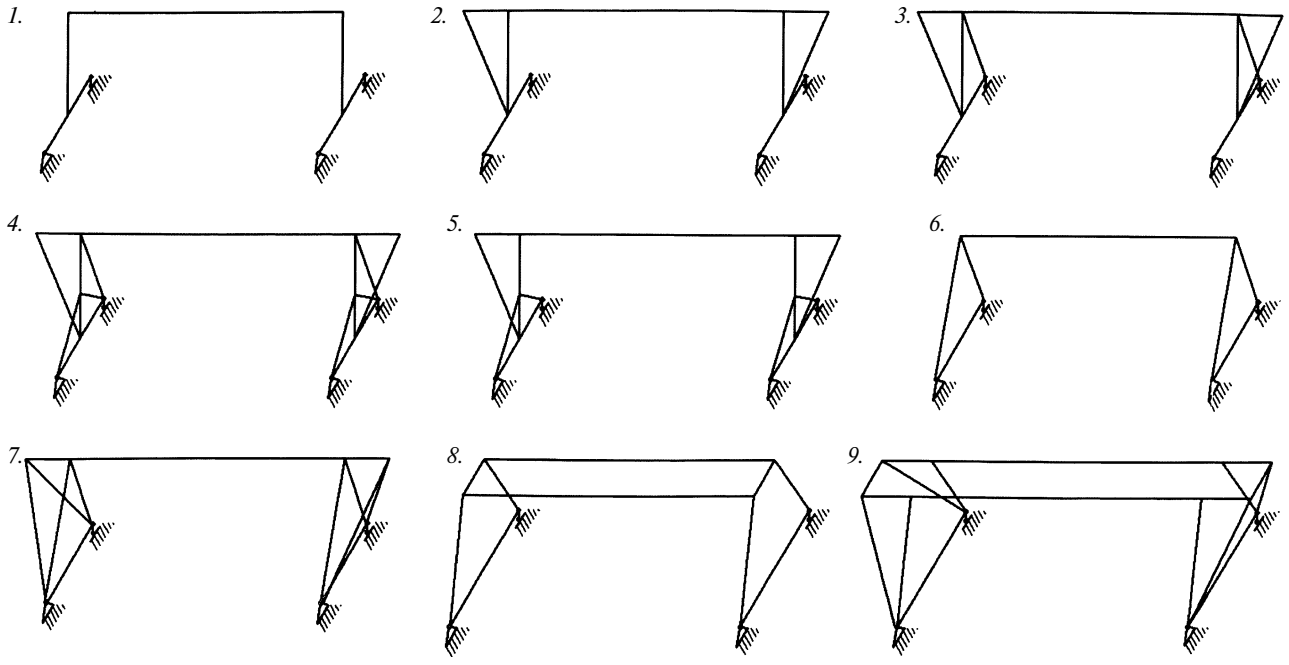


Рис. 1. Схемы *1—9* металлоконструкций тяжелых монтажных козловых кранов

Так, схема *1* представляет собой наиболее простую однобалочную бесконсольную и бесподкосную схему. Несмотря на кажущуюся ее нерациональность, по такой схеме выполнена металлоконструкция крана К-630, установленного на заводе "Атоммаш" в г. Волгодонске. В схему *3* введены боковые и задние подкосы, что позволяет ожидать некоторой разгрузки пролетного строения и соответствующего снижения массы, такая схема применена для крана К-200. Схема *2* получена из схемы *3* путем удаления главных подкосов, что позволяет считать ее более рациональной для кранов с симметричной загрузкой пролетного строения. Схема *4* получена из схемы *3* путем введения вспомогательных задних и передних подкосов, что, как показывают расчет и практика краностроения, позволяет значительно облегчить нижний ригель; эта схема применена для металлоконструкции крана К2×100, установленного на Балаковской АЭС. Схема *5* отличается от схемы *4* отсутствием задних главных подкосов. Можно считать, что такая схема, как и схема *2*, более подходит при симметричной загрузке пролетного строения. Схемы *6* и *7* представляют собой аналоги соответственно схем *1* и *2* с разветвленными двухстоечными опорами, причем разветвление опор связано не столько с желанием обеспечить самомонтаж крана, сколько со стремлением к снижению металлоемкости опор. Схемы *8* и *9* представляют собой аналоги соответственно схем *6* и *7* с двухбалочными пролетными строениями; такие схемы достаточно широко применяются, в частности в кранах для обслуживания ГЭС.

Рациональность применения представленных схем рассматривалась при грузоподъемности крана 400 и 100 т и пролете от 16 до 100 м. Это было сделано для подтверждения или опровержения предположения о том, что грузоподъемность не влияет или, по крайней мере, не является решающим параметром при выборе схемы металлоконструкции крана. Таким образом, были получены зависимости (рис. 2, *а*, *б*) массы *m* металлоконструкции крана от его пролета *L* и типа (*1* ÷ *9*) схемы. Как видно из рис. 2, *а*, *б*, при разных грузоподъемностях получаются близкие картины распределения масс металлоконструкций в зависимости от их схем, что говорит о малом значении грузоподъемности крана при выборе схемы его металлоконструкции. Также важно отметить, что при высоте подъема груза в 40 м и пролете крана до 35 ÷ 40 м наилучшими массовыми показателями обладают двухбалочные схемы (в особенности схема *8*). При дальнейшем увеличении пролета наиболее выгодными по массе становятся однобалочные схемы с разветвленными опорами.

Данный факт подтверждается многолетней практикой проектирования кранов для обслуживания ГЭС, абсолютное большинство которых имеет пролет до 40 м и соответствующую схему металлоконструкции. В то же время краны больших грузоподъемностей и пролетов (сюда можно отнести в первую очередь судостроительные краны и краны для монтажа элементов энергоблоков АЭС) в большинстве случаев изготовляются однобалочными. Практическое совпадение результатов для схем *2*, *3* и *4*, *5*, по-видимому, можно объяснить тем фактом, что при расчете схему загрузки считали симметричной, вследствие чего влияние задних главных подкосов становилось незначительным.

Для более детального анализа схем были определены стоимости кранов (с учетом сварки и монтажа металлоконструк-

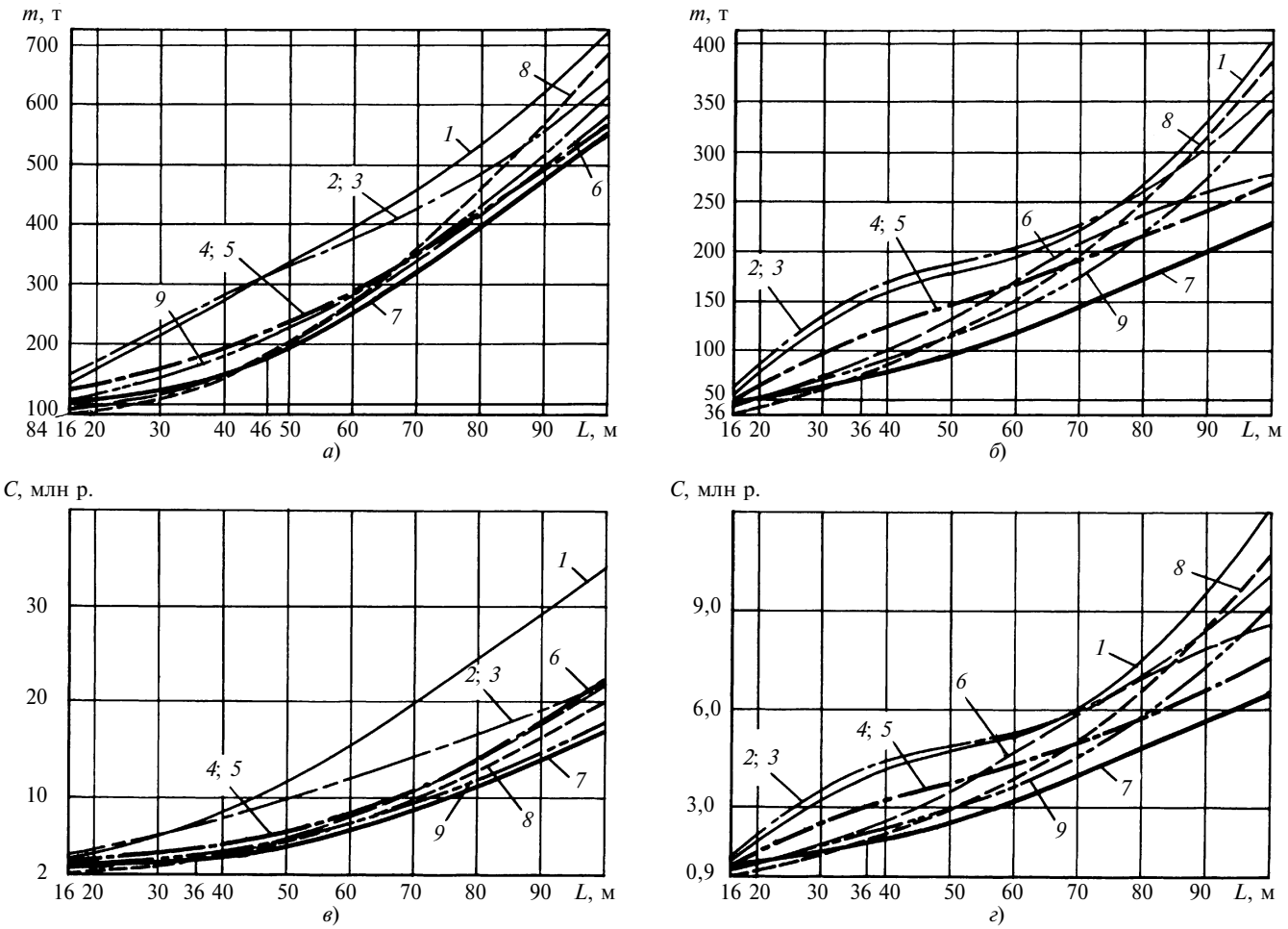


Рис. 2. Результаты исследований кранов (схемы *1*—*9*, см. рис. 1) с высотой подъема груза 40 м:
а, *б* — изменение масс металлоконструкций кранов грузоподъемностью соответственно 400 и 100 т; *в*, *г* — изменение стоимости металлоконструкций кранов грузоподъемностью соответственно 400 и 100 т

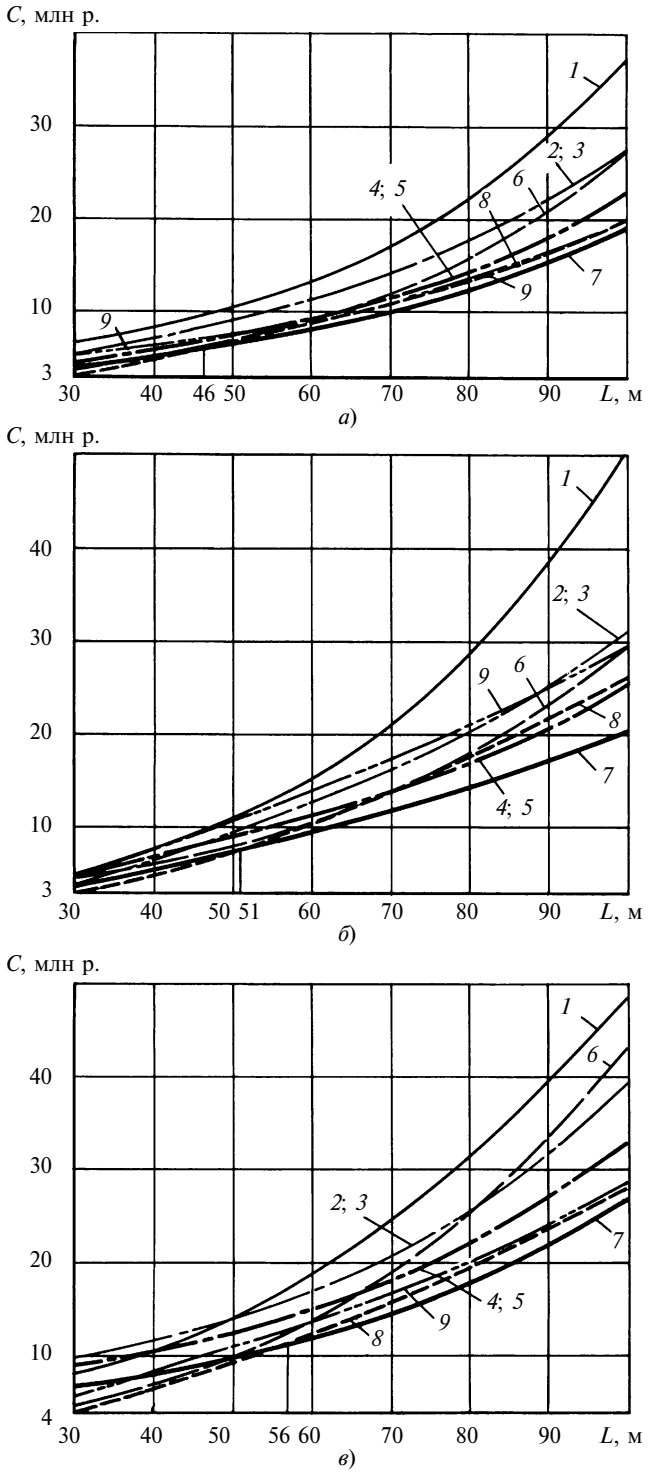


Рис. 3. Результаты исследований стоимости металлоконструкций кранов грузоподъемностью 400 т с высотой подъема груза 60 (*а*), 80 (*б*) и 100 м (*в*)

ций) согласно методике, приведенной в работе [5]. Результаты расчетов приведены на рис. 2, *в*, *г* (C — стоимость крана). На стоимость сварочных работ основное влияние оказывают толщина свариваемых деталей и число сварных швов.

Из анализа полученных зависимостей стоимости кранов от его пролета и металлоконструкции можно сделать те же выводы, что и из анализа графиков, представленных на рис. 2, *а*, *б*. Однако, если на рис. 2, *а*, *б* (зависимости массы металлоконструкции от пролета) точка пересечения графиков *7* и *8* (пролет, при котором массы двухбалочных и однобалочных металлоконструкций одинаковы) при разных грузоподъемностях имела разное положение, то на рис. 2, *в*, *г* эта точка имеет одну и ту же абсциссу $L \approx 36$ м. Кроме того, можно заметить, что для кранов с большим пролетом при грузоподъемности 400 т характерно некоторое снижение стоимости двухбалочных металлоконструкций, что, по-видимому, связано с достаточно большими затратами на сварку толстостенных секций однобалочных мостов.

Поскольку установлен факт малого влияния грузоподъемности крана на рациональность схемы его металлоконструкции, то дальнейшие исследования с высотами подъема груза до 100 м проводили лишь для кранов грузоподъемностью 400 т (рис. 3), что соответствует существующей практике краностроения. При рассмотрении полученных зависимостей также видно, что наилучшими являются схемы *7* и *8* металлоконструкций. Кроме того, на каждом из рис. 3, *а*—*в* графики, соответствующие схемам *7* и *8*, имеют точку пересечения, определяющую границу их применимости.

Несмотря на всю схожесть распределения стоимостей металлоконструкций кранов с различной высотой подъема груза, имеется ряд различий. Так, при относительно небольших высотах подъема груза ($H = 40 \div 60$ м) и больших пролетах ($L = 80 \div 100$ м) стоимость металлоконструкции крана по схеме *1* заметно больше, чем по другим схемам; при увеличении высоты подъема до $80 \div 100$ м этого не наблюдается. Объяснить этот факт, по-видимому, можно тем, что при высотах подъема груза $H = 40 \div 60$ м и пролетах $L = 80 \div 100$ м в общей стоимости металлоконструкции достаточно велика доля стоимости пролетного строения, которое для схемы *1* необходимо принимать достаточно массивным из-за отсутствия разгружающих элементов, таких как боковые подкосы. Вообще можно заметить, что наблюдается достаточно резкое увеличение стоимости металлоконструкции крана с пролетом 100 м, что можно объяснить необходимостью выполнения условий транспортировки (ограничение максимальной высоты поперечного сечения пролетного строения, которое приводит к увеличению толщины поясов и стенок, а значит, и затрат на сварку). При меньших пролетах условия транспортировки выдерживаются не искусственно (путем ограничения максимальной высоты), а естественно, поскольку оптимальные высоты меньше необходимых для выполнения указанных требований.

Для упрощения процесса выбора схемы металлоконструкции крана был построен график границ применимости схем *7* и *8* при различных высотах подъема груза и пролетах крана (рис. 4). Если кран имеет высоту подъема груза и пролет в об-

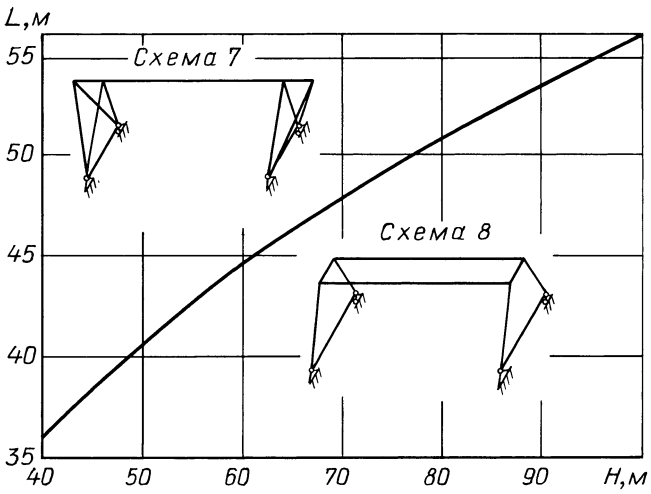


Рис. 4. Рекомендации по выбору схемы металлоконструкции тяжелого монтажного козлового крана в зависимости от высоты H подъема груза и пролета L

ласти, находящейся ниже кривой, то следует применять схему *8*, если выше — схему *7*.

Таким образом, установлено, что для выбора схемы металлоконструкции тяжелого монтажного козлового крана на начальном этапе проектирования целесообразно в первом приближении использовать массу металлоконструкции как целевую функцию. Грузоподъемность мало влияет на соотношение масс металлоконструкций, выполненных по различным схемам, и в рассматриваемом примере не оказывает влияния на выбор оптимальной схемы. Для определения оптимальной схемы металлоконструкции крана в зависимости от высоты подъема груза и пролета на начальных этапах проектирования следует пользоваться графиком, приведенным на рис. 4.

В заключение необходимо сказать, что результаты представленных исследований нельзя однозначно распространять на все тяжелые козловые краны, поскольку к некоторым из них предъявляются особые требования и тип схемы определяется в зависимости от данных требований, т. е. входит в основные параметры крана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кобзев А. П.** Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов. Саратов: СГТУ, 1991. 160 с.
2. **Демокритов В. Н.** Расчет главных балок крановых мостов // Вестник машиностроения. 1966. № 1. С. 3—5.
3. **Фам Ван Хой.** Вопросы оптимизации металлических листовых конструкций козловых кранов общего назначения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1982. 16 с.
4. **Будрин С. Б.** Оптимальные параметры тонкостенного коробчатого сечения, подкрепленного продольными ребрами жесткости // Подъемно-транспортные машины: Тр. ЛПИ. 1978. № 362. С. 39—43.
5. **Лихтарников Я. М.** Вариантное проектирование и оптимизация стальных конструкций. М.: Стройиздат, 1979. 319 с.

УДК 539.4

И. В. ГАДОЛИНА, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
Н. Н. СОЛОДУХИН (ФГУП ММПП "Салют")

Уточнение параметров кривой усталости по результатам сравнительных испытаний при нерегулярном нагружении[1]

Предложена методика, позволяющая провести уточнение кривой усталости по результатам сравнительных испытаний при нерегулярном, т. е. программном и случайном, нагружении. Применяется как для уменьшения смещения оценки ресурса элементов конструкций, так и для выбора оптимального уравнения вида кривой усталости. Рассмотрен ряд примеров оценки вида кривой усталости.

Результаты испытаний на усталость при нерегулярном нагружении (программном или случайном) содержат важную информацию о свойстве металлов сопротивляться усталостным повреждениям. Характерной особенностью испытаний при нерегулярном нагружении является наличие в блоке нагружения амплитуд напряжений, лежащих ниже предела выносливости σ_r, полученного на базе $(2 \div 10) \cdot 10^6$ циклов. Оценив их влияние путем сравнения результатов испытаний на разных уровнях нагружения, можно исследовать влияние малых амплитуд напряжений на долговечность. Эта информация необходима для сопоставления конструкционных и технологических вариантов изделий, оценки ресурса элементов конструкций и определения вида кривой усталости.

Возможность косвенной оценки вида кривой усталости в области сверхвысоких чисел циклов нагружения представляет большой научный и практический интерес. Если для проведения исследований в области гигацикловой усталости при амплитудах напряжений $\sigma \ll \sigma_r$ и числе циклов нагружения $N > 10^8$ требуются значительные временные затраты, то сравнительные испытания при случайных процессах с разной интенсивностью позволяют в разумные сроки исследовать влияние малых амплитуд на накопление повреждений.

Идея использования нерегулярного нагружения для оценки показателей кривой усталости при гармоническом нагружении не нова. Так, например, для определения предела выносливости используются методы ускоренных испытаний "Локатти" или "Про". При этом амплитуда изменяется в процессе нагружения [1], а заключение о характеристиках кривой усталости основывается на пересчете по линейной гипотезе накопления повреждений.

При испытаниях с постоянной амплитудой нагружения кривая усталости может иметь вид (рис. 1, *а*):

$$\left.\begin{array}{l} \lg N = A - m\lg\sigma \text{ при } \sigma > \sigma_r; \\ \lg N = \infty \text{ при } \sigma \leqslant \sigma_r, \end{array}\right\} \qquad (1)$$

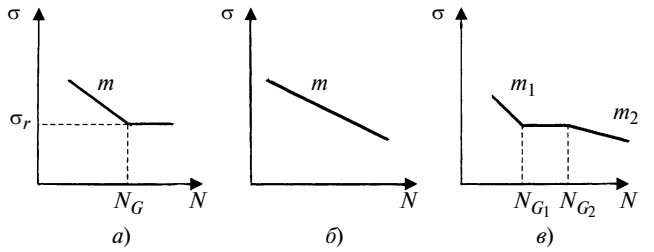
где A и m — параметры, определяемые экспериментально.

Многие авторы, например авторы работ [2, 3], отмечают, что кривая усталости (1) с пределом неограниченной выносливости наблюдается только при испытаниях с постоянной амплитудой напряжений, а в условиях эксплуатации или наличия перегрузок при испытаниях не наблюдается. Продолженная ниже предела выносливости σ_r кривая усталости, при котором для любого σ она приобретает вид (рис. 1, *б*):

$$\lg N = A - m\lg\sigma, \qquad (2)$$

часто используется для оценки ресурса при нерегулярном нагружении. В работе [2] описывается попытка продления кривых от $N = 10^6$ до $N = 10^{11}$. В качестве обоснования такого продления приводятся имевшие место усталостные поломки в изделиях, подвергавшихся многоцикловому переменному температурному на-

[1] Работа выполнена при частичной поддержке РФФИ, проект № 06-01-00753.



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Возможные виды кривых усталости (шкалы логарифмические)

гружению и механическим вибрациям при эксплуатации. В работе [3] для расчета ресурса предлагается использовать обобщенную кривую усталости. В последние годы появились экспериментальные подтверждения этой модели, что не в последнюю очередь связано с практикой внедрения машин для испытания на усталость при ультразвуковых частотах нагружения [4].

Для деталей и образцов, подвергающихся многоцикловому усталостному нагружению, характерен значительный разброс экспериментальных долговечностей. Одним из методов снижения дисперсии оценивания (в данном случае оценивания наиболее подходящего вида кривой усталости) является использование отношения медианных ресурсов деталей или образцов, испытанных при подобных нерегулярных процессах, но с разной интенсивностью нагружения. Эти отношения ресурсов в дальнейшем будем называть коэффициентами $k_{\text{ус}}$ ускорения испытаний.

Пусть имеется множество G гипотез на основе линейной гипотезы накопления усталостных повреждений, причем повреждаемость оценивается по кривым усталости разных видов. Оптимизация проводится по минимальному значению критерия W_g, где $g = 1, 2, ..., G$ — порядковый номер гипотезы. В уравнение оптимизации входят абсолютные значения разностей экспериментальных $k^*_{\text{ус}}$ и теоретических $k^{(g)}_{\text{ус}}$ коэффициентов ускорения испытаний, вычисленных в предположении справедливости гипотезы g. По определению $k^*_{\text{ус}} > 1$. Если имеются два уровня испытаний, то для экспериментального коэффициента имеем: $k^*_{\text{ус}} = R_{\max}/R_{\min}$, где $R_{\max}$ и $R_{\min}$ — медианные ресурсы при меньшей и большей интенсивности соответственно, а для теоретического коэффициента — $k^{(g)}_{\text{ус}} = R^{(g)}_{\max} / R^{(g)}_{\min}$, где $R^{(g)}_{\max}$, $R^{(g)}_{\min}$ — соответствующие ресурсы, вычисленные по g-й гипотезе.

Критерий оптимизации имеет вид:

$$W^{(g)} = |k^*_{\text{ус}} - k^{(g)}_{\text{ус}}| \to \min. \qquad (3)$$

Для анализа по испытаниям при числе уровней испытаний $im > 2$ определяется $im - 1$ коэффициентов ускорения (экспериментальных и теоретических) и для выбора оптимальной гипотезы определяется минимум аддитивной характеристики:

$$W^{(g)} = \sum_{i=1}^{im-1} |k^*_{\text{ус},\,i} - k^{(g)}_{\text{ус},\,i}| \to \min. \qquad (4)$$

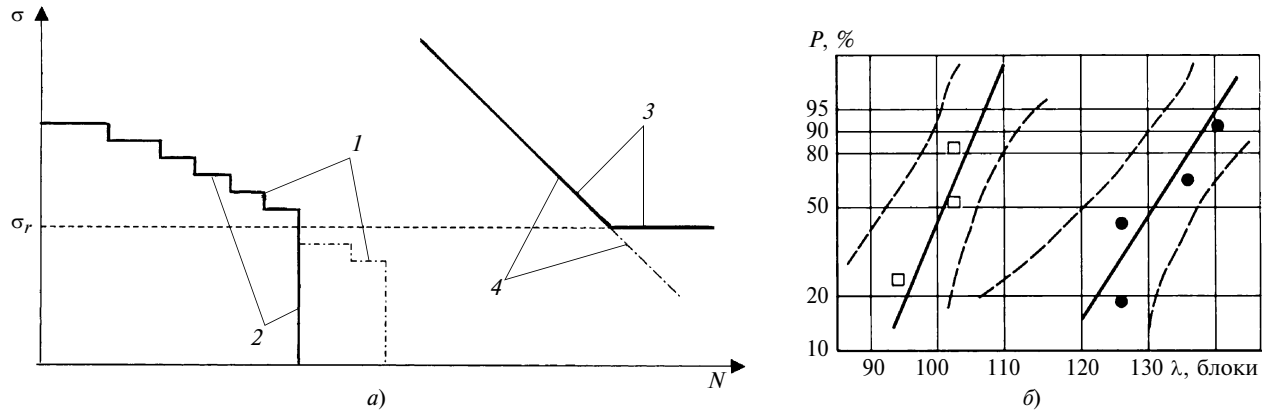
В этом случае: $k^*_{\text{ус},\,i} = R_i/R_{\min}$ и $k^{(g)}_{\text{ус},\,i} = R^{(g)}_i/R_{\min}$, где R_i и $R^{(g)}_i$ ($i = 1, 2, ..., im - 1$) — экспериментальные медианные и вычисленные по g-й гипотезе ресурсы при менее интенсивных режимах нагружения.

Далее рассмотрим примеры применения метода.

Пример 1. ***Нагружение образцов исходным и укороченным блоками.***

На основе экспериментально отмеченного снижения предела выносливости σ_r при нерегулярном нагружении разработан метод оценки эксплуатационной долговечности [5]. При этом предполагается, что σ снижается, а параметры A и m уравнения кривой усталости остаются постоянными.

С целью экспериментального подтверждения целесообразности экстраполяции кривой ниже предела усталости, при котором она приобретает вид (2), были проведены сравнительные испытания стальных образцов при нагружении исходным и укороченным блоками. Укороченный блок получается из исходного путем отбрасывания двух нижних ступеней, амплитуды которых лежат ниже исходного предела выносливости. Исходная кривая усталости, полученная при испытаниях на базе $2 \cdot 10^6$ циклов, и оба блока нагружения схематично показаны на рис. 2, *а*. На рис. 2, *б* показаны распределения экспериментальных ресурсов R для двух блоков с 80 %-ми доверительными интервалами. Рассматривали две гипотезы: с суммированием повреждe-



а) *б*)

Рис. 2. Кривые усталости образцов (*а*), нагруженных исходным (*1*) и укороченным (*2*) блоками (пример 1), исходная *3* по условию (1) и преобразованная *4* по условию (2) кривые усталости; распределение долговечностей (*б*) при испытаниях исходным (□) и укороченным (●) блоками нагружения (пример 1)

ний по исходной кривой усталости — гипотеза g_1, уравнение (1) (см. рис. 1, *а*), и по экстраполированной кривой усталости, не имеющей горизонтального участка — гипотеза g_2, уравнение (2) (см. рис. 1, *б*). Если бы исходный предел выносливости не снижался, то ресурс, выраженный числом блоков до разрушения, для обоих блоков был бы одинаковым. Эксперимент опровергает данное предположение, так как расхождение результатов статистически значимо (см. рис. 2, *б*). Экспериментальное отношение медианных ресурсов $k^*_{\text{ус}} = (R_{\text{исх}}/R_{\text{укор}}) = 1{,}33$ удовлетворительно согласуется с расчетным отношением с использованием гипотезы (2) с продолженной кривой усталости: $k^{(2)}_{\text{ус}} = (R_{\text{исх}}/R_{\text{укор}}) = 1{,}30$, тогда как по вычислениям по первой гипотезе $k^{(1)}_{\text{ус}} = 1$.

В соответствии с выражением (3) параметры оптимизации $W^{(1)} = 0{,}33$ и $W^{(2)} = 0{,}03$, т. е. $W^{(2)} < W^{(1)}$, что означает оптимальность гипотезы g_2.

Предположение о постоянстве параметров A и m в уравнении кривой усталости (1) не всегда оправдано. В ряде опытов было отмечено изменение угла наклона исходной кривой усталости, что особенно заметно при больших исходных значениях m. Результаты испытаний [6] гладких образцов из стали 45 при регулярном и программном нагружениях показали, что наклон кривой усталости меняется. В работе [6] показано, что в процессе испытаний при нерегулярном нагружении параметр m изменился по сравнению с исходным с 19 до 7, а предел выносливости снизился почти в 2 раза.

Для случая нагружения двухступенчатым блоком в работе [7] предложена формула для определения измененного наклона кривой усталости:

$$m' = \lg\frac{N_1 - n_1}{n_2} / \lg\frac{\sigma_2}{\sigma_1}.$$

Здесь n_1 и n_2 — суммарные числа циклов при амплитудах напряжений σ_1 и σ_2 соответственно; N_1 — предельное число циклов для σ_1 по исходной кривой усталости. Для блочного нагружения с числом ступеней нагружения более двух и для случайного нагружения с непрерывным распределением амплитуд параметра m' оценивается по предлагаемому методу сравнительных испытаний при нерегулярном нагружении.

Испытания при блочном нагружении имеют ограничение по величине наименьшей амплитуды в блоке. При случайном нагружении оцененная минимальная амплитуда стремится к нулю при увеличении числа уровней квантования дискретизации случайного процесса [8]. Для исследования влияния малых амплитуд была проведена оценка изменения параметров кривой усталости по результатам эксплуатационных испытаний по-разному нагруженных деталей (пример 2) и стендовых сравнительных испытаний при случайном нагружении (примеры 3 и 4).

Пример 2. ***Сопоставление ресурсов деталей* (*эксплуатационные испытания*).**

С целью исследования изменения параметра m наклона сравнивали функции распределения ресурсов в эксплуатации двух однотипных, но по-разному нагруженных деталей. Оптимизацию проводили по уравнению (3). Гипотеза g_1 — это исходная кривая усталости с продолженной ветвью (2), полученная по испытаниям при постоянной амплитуде нагружения. Множество гипотез g_2 — это кривые с переменным параметром m' наклона. На рис. 3 показаны результаты численного эксперимента по оптимизации уравнения кривой усталости. По вертикали отложены теоретические и экспериментальное отношения ресурсов (коэффициенты ускорения) деталей.

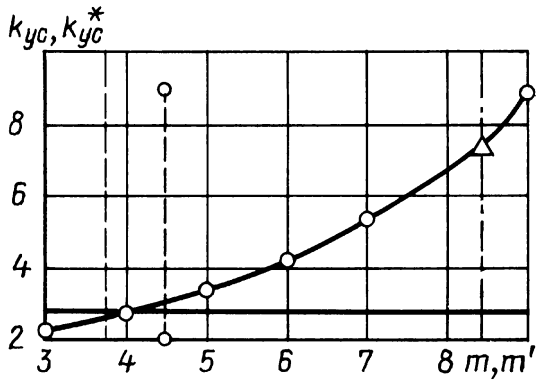


Рис. 3. Выбор оптимального уточненного коэффициента $k_{\text{ус}}$ наклона кривой усталости (пример 2)

Экспериментальное отношение медианных ресурсов составляет $k^*_{\text{ус}} = 2{,}77$ (на рисунке отмечено горизонтальной линией), тогда как отношения вычисленных ресурсов по исходной кривой усталости ($m = 8{,}42$, гипотеза g_1, на рисунке отмечено вертикальной штрихпунктирной линией) составляет $k^{(1)}_{\text{ус}} = 7{,}64$.

Значения коэффициента m' варьировались от 3 до 9. Вертикальные штриховые линии ограничивают область допустимых значений $m' = 3{,}75 \div 4{,}5$, при котором теоретический и экспериментальный коэффициенты ускорений близки. Оптимальным значением, при котором $k^{(2)}_{\text{ус}} = k^*_{\text{ус}}$, является $m' = 4{,}24$, гипотеза g_2.

Пример 3. ***Исследование долговечности образцов при испытании на трех уровнях случайного нагружения.***

Для оптимизации уравнения кривой усталости были проведены испытания гладких образцов из стали 45 при случайном нагружении на трех уровнях с параметром широкополосности, равным отношению числа пересечений среднего уровня к числу экстремумов $\chi = 0{,}65$. Краткая сводка результатов испытаний приведена ниже:

Наименование	Уровень нагружения		
	номинальный	низкой интенсивности	высокой интенсивности
Предельный коэффициент нагружения $n_{\text{р}} = \sigma_{a\max}/\sigma_{th}$	1,26	1,102	1,42
Число циклов в блоке . . .	102	97	110
Средний ресурс R, мин. . .	330	792	134
Среднее квадратичное отклонение логарифма ресурса	0,06	0,10	0,04
Число испытанных образцов	9	3	5

Примечание:

$\sigma_{a\max}$ — максимальная амплитуда в блоке нагружения; σ_{th} — пороговое значение кривой усталости [9].

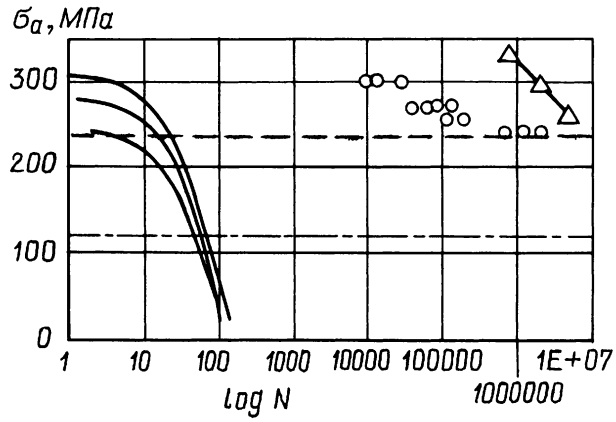


Рис. 4. Результаты испытаний и блоки нагружения (пример 3)

Наиболее информативным для оценки ресурса представлением данных о нагруженности является распределение амплитуд полных циклов. На рис. 4 показаны: распределение амплитуд полных циклов для трех случайных процессов нагружения (сплошные кривые); кривая усталости (○) (по результатам испытаний при гармоническом нагружении) и так называемая "вторичная" кривая усталости (△) (по результатам испытаний при широкополосном случайном нагружении)[1].

Значительная часть амплитуд в блоках нерегулярного нагружения находится ниже амплитуд, при которых строились кривые усталости. Штриховой линией отмечено пороговое значение σ_{th} = 235 МПа, определенное по методу [9]. Штрихпунктирной линией отмечено значение $0{,}5\sigma_{th}$, предположительно ограничивающее область повреждающих амплитуд напряжений [10].

В процессе испытаний при случайном нагружении происходит изменение наклона исходной кривой усталости (исходный наклон $m = 18$). Для оценки этого изменения был проведен численный эксперимент, в котором коэффициенты $k_{\text{ус}}$ ускорения испытаний определялись как отношение ресурсов R_{II} и R_{III} процессов к ресурсу R_{I}. Для анализа характера накопления повреждений вычисленных при различных значениях параметра m наклона теоретические коэффициенты ускорения сравнивались с экспериментальными.

Для количественного анализа исследовалась зависимость аддитивной характеристики W согласно выражению (4) от измененного параметра m'. Сравнивались: 1) гипотеза с суммированием повреждений при исходном $m = 18$; 2) альтернативные гипотезы с суммированием повреждений при варьировании m' в интервале $[5 \div 20]$. Вычислительный эксперимент показал, что $W(m) = \min$ при $m' = 8 \div 9$ (рис. 5). Это согласуется с выводом [6] о снижении параметра m в процессе нерегулярного нагружения для стали 45.

Пример 4. ***Подбор наиболее вероятного вида кривой усталости по результатам исследования долговечности образцов при нагружении широкополосным случайным процессом.***

[1] Для наглядного представления данных на едином графике частота нагружения при случайном нагружении была принята 100 Гц.

По результатам многочисленных экспериментов все многообразие кривых усталости в области многоцикловой (гигацикловой) усталости обобщенно можно представить в виде кривых, показанных на рис. 1, *а*, *б*, *в*. Испытания общемашиностроительных сталей часто описываются кривой вида, приведенной на рис. 1, *а*; кривая усталости без горизонтального участка (см. рис. 1, *б*) экспериментально подтверждена для цветных сплавов, а также для сталей в условиях коррозии; кривая, приведенная на рис. 1, *в*, может оказаться преобладающей для высокопрочных легированных сталей, для сплавов с неоднородной структурой и/или имеющих неметаллические включения. Существующих экспериментальных и теоретических данных недостаточно, чтобы априори судить о том, какой именно вид кривой усталости будет характерен для некоторого испытания. Выводы, сделанные по результатам испытаний в области $N < 10^8$, часто также не позволяют дать однозначное заключение о характере кривой. При ограниченных по числу циклов испытаниях ошибочное описание зависимости кривой усталости с горизонтальным участком (кривая на рис. 1, *а*) приводит к завышенной оценке ресурса при эксплуатационном нагружении [11].

В работе [12] приведены данные по испытаниям образцов с концентратором, изготовленных из двух материалов (сталь) и нагруженных унифицированным блоком псевдослучайного широкополосного процесса. Данный вид нагружения характерен для элементов рамы транспортных машин (Bracket). В данном исследовании осуществлялся подбор наиболее подходящего вида кривой усталости по рис. 1, *а*, *б*, *в* на основании анализа экспериментальных и теоретических коэффициентов ускорения ресурсов образцов, испытанных при одинаковых случайных процессах на разных уровнях нагружения.

При использовании оптимизационного уравнения (4) рассматриваются три гипотезы, соответствующие видам кривой усталости на рис. 1, *а*, *б*, *в*. Для вычислений по результатам испытаний в области ограниченной долговечности (кривая на рис. 1, *а*) "достраивают" предполагаемые кривые (см. рис. 1, *б* и *в*). Не представляет трудностей экстраполяция кривой на рис. 1, *б*. Что касается экстраполяции кривой на рис. 1, *в*, то до проведения испытаний в области сверхвысоких чисел циклов о положении второй точки перелома кривой усталости N_{G_2} и о наклоне второй наклонной ветви m_2 можно косвенно судить лишь на основании экспериментальных результатов других

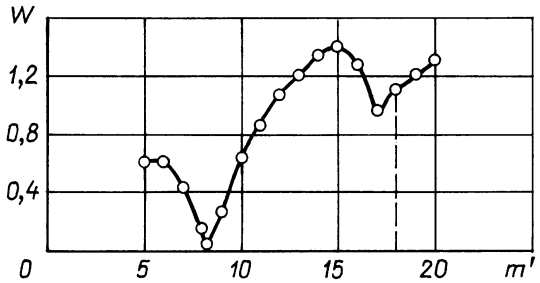


Рис. 5. Зависимость параметра оптимизации W от измененного параметра m' наклона кривой усталости (пример 3)

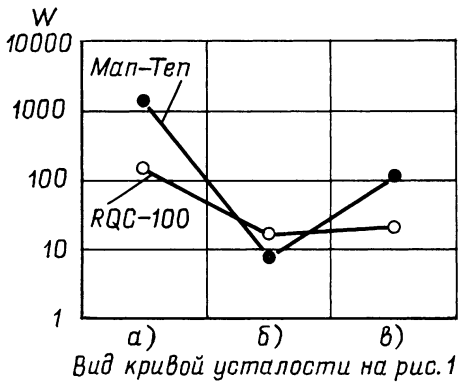


Рис. 6. Зависимость параметра оптимизации W от вида кривой усталости (пример 4): обозначения см. на рис. 1, *а*, *б*, *в*

авторов (например, работ [7, 8, 13]). В настоящем исследовании было принято $N_{G_1} = 2 \cdot 10^6$, $N_{G_2} = 5 \cdot 10^7$ и $m_2 = 2m_1$ (см. также [13]). Зависимость W для двух материалов (стали Man-Ten и RQC-100) от вида кривой показана на рис. 6. Видно, что минимальное значение параметра оптимизации достигается для материала Man-Ten при использовании кривой усталости вида *б*, а для материала RQC-100 при использовании кривой усталости вида *в*. Интерпретация данного различия между двумя материалами не входит в задачи настоящего исследования.

Выводы

1. Предложен подход, позволяющий получить информацию о поведении кривой усталости в области сверхвысоких чисел циклов нагружения путем проведения сравнительных усталостных испытаний при нерегулярном нагружении.

2. Испытания при нагружении образцов исходным и укороченным блоком позволяют сделать вывод о целесообразности продления кривой усталости в область больших долговечностей.

3. Сравнительные ресурсные испытания при случайном нагружении позволяют оценить изменение угла наклона исходной кривой усталости.

4. Применение сравнительных испытаний при программном и случайном нагружении, при котором выводы делаются на основании сопоставления коэффициентов $k_{\text{ус}}$ ускорения испытаний, позволяет снизить систематическую ошибку оценивания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Степнов М. Н.** Вероятностные методы оценки характеристик механических свойств материалов. Новосибирск: Наука, 2005. 341 с.

2. **Miller K. J., O'Donnel W. J.** The fatigue limit and its estimation // Fatigue and Fracture of Engineering Material and Structures. V. 22, N 7, 1999. P. 545—557.

3. **Махутов Н. А.** Усталость металлов в широком диапазоне числа циклов // Заводская лаборатория. 2004. № 4. С. 37—41.

4. **Stanzl-Tschegg S. E.** Fatigue Crack Growth and Thresholds at Ultrasonic Frequencies // Fatigue and Fracture Engng. Mater. Struct., 22, 1999. P. 567—579.

5. **Гусенков А. П., Петрова И. М., Гадолина И. В.** Расчеты деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. Методические указания // Проблемы прочности, долговечности и надежности продукции машиностроения. М.: 1991. 85 с.

6. **Гарф М. Э., Буглов Е. Г., Павловский В. Э.** Об особенностях накопления усталостного повреждения при спектрах нестационарной напряженности, распространяющихся ниже исходного предела усталости // Вестник машиностроения. 1964. № 6. С. 23—25.

7. **Серенсен С. В., Козлов Л. А.** К расчету на прочность при нестационарной переменной напряженности // Вестник машиностроения. 1962. № 1. С. 11—17.

8. **Гадолина И. В., Петрова И. М.** Анализ влияния параметров обработки случайного процесса нагружения на точность оценки ресурса // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1996. № 3. С. 62—67.

9. **Иванова В. С., Гордиенко Л. К.** К вопросу об определении предела усталости // Заводская лаборатория. 1957. № 12. С. 1489—1491.

10. **Петрова И. М., Гадолина И. В.** Оценка пределов выносливости конструкционных сталей в области долговечности $N \gg 10^7$ // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 34—40.

11. **Когаев В. П., Гадолина И. В.** Расчет деталей машин при нерегулярном режиме нагружения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1991. № 5. С. 45—50.

12. **Tucker L. and Bussa S.** The SAE Cumulative Fatigue Damage Test Program "Fatigue under Complex Loading" (ed. Wetzel, R. M.) // 1977. Society of Automotive Engineering. P. 1—44.

13. **Haibach E.** The influence of cyclic material properties on fatigue life prediction by amplitude transformation // Application of Computers in Fatigue. Proc. Int. Conf. London, 1978. P. 131—145.

УДК 629.113-585.2

А. Н. НАРБУТ, д-р техн. наук, М. Ю. ИВАНОВ [МАДИ (ГТУ)]

Оптимизация выходных характеристик гидротрансформаторов обратного хода

Исследована возможность получения заданных выходных характеристик гидротрансформаторов обратного хода при наибольших значениях максимального КПД путем оптимизации выбора геометрических параметров лопастных колес.

При проектировании гидротрансформаторов (ГДТ) с заданными характеристиками необходимо определить их геометрические параметры. Обычно все линейные размеры задаются заранее, и определить необходимо только углы входа и выхода лопастных колес.

В работе [1] представлен обобщенный метод расчета ГДТ, который был подробно исследован применительно к ГДТ прямого хода различных типов. В работе [2] были проанализированы характеристики, полученные при реверсировании изменением соединения лопастных колес, турбины и реактора ГДТ прямого хода типа

НТР с высоким КПД. При этом максимальный КПД для ГДТ типа НРТ не превысил 48 %. Возможности улучшения характеристик ГДТ обратного хода, особенно повышение максимального КПД, ранее не исследовались.

Сущность метода по работе [1] заключается в том, что используется баланс напоров при условии несовпадения режимов безударного входа i_*, максимального КПД i_η и экстремума расхода i_q, т. е. при $i_* \neq i_\eta \neq i_q$. Этот случай является общим и как частный случай включает в себя совпадение этих режимов.

Если для трехколесного ГДТ в уравнение баланса напоров подставить зависимости для пяти углов β, выраженные через шестой угол (например $\beta_{2l'}$, как в работе [1]), то получим уравнение для КПД на режиме безударного входа η_* в неявной форме, в которое также войдут переменные напор h_{H^*} на насосном колесе, коэффициент q_* расхода, i_* и $\mathrm{ctg}\beta_{2P}$. Исследование этого уравнения на экстремум дает зависимости:

$$\begin{cases} \mathrm{ctg}\beta_{2P} = f(\eta_*,\ h_{H^*},\ q_*,\ i_*); \\ h_{H^*} = f(\eta_*,\ \mathrm{ctg}\beta_{2P},\ q_*,\ i_*); \\ q_* = f(\eta_*,\ h_{H^*},\ \mathrm{ctg}\beta_{2l'},\ i_*). \end{cases} \qquad (1)$$

Получив выражение (1) для ctg_{2P} из условия $d\eta_*/d\mathrm{ctg}\beta_{2P} = 0$ и подставив его в уравнение для η_*, получим уравнение $\eta_* = f(h_{H^*})$ при определенных значениях $r_{2P'}$, r_{2T}, ξ, μ, ρ, f, q_*, i_*, являющееся уравнением второй степени. Для ГДТ типа НРТ уравнение $\eta_* = f(h_{H^*})$ принимает вид:

$$A_1\eta_*^2 + B_1\eta_* + C_1 = 0, \qquad (2)$$

где $A_1 = \dfrac{2h_{H^*}^2}{i_*^2}\left(1 + \dfrac{1}{r_{2T}^2}\right)\left(1 - \dfrac{1}{1 + \dfrac{1}{r_{2P}^2} + \dfrac{1}{r_{2T}^2}}\right)$;

$$B_1 = \frac{h_{H^*}}{i_*}\left(2 + i_* + \frac{i_*}{\xi} - 2h_{H^*} - \frac{2\left(1 + \dfrac{1}{r_{2T}^2}\right)(1 + i_* - h_{H^*})}{1 + \dfrac{1}{r_{2P}^2} + \dfrac{1}{r_{2T}^2}}\right);$$

$$C_1 = 6q_*^2 + 2h_{H^*}\left(h_{H^*} - 1 - \frac{1}{\xi}\right) - \frac{2(1 + i_* - h_{H^*})^2}{1 + \dfrac{1}{r_{2P}^2} + \dfrac{1}{r_{2T}^2}} + 1 +$$

$$+ r_{2T}^2 + i_*^2(r_{2P}^2 + r_{2T}^2).$$

Здесь ξ_n — коэффициент сопротивления потоку жидкости; β_n — угол входа ($n = 1$) или выхода ($n = 2$) лопастного колеса; $r_{2n} = R_{2n}/R_{2H}$ — относительный радиус выхода n-го лопастного колеса.

Построив график ($\eta_* = f(h_{H^*})$ при заданных q_* и i_*, получим значения h_{H^*} и η_*, зная которые можно определить все углы лопастей, в том числе при $\rho \neq 1$:

$$\mathrm{ctg}\beta_{2P} = -\frac{\dfrac{h_{H^*}}{i_*}\left[\left(\rho_H^2 + \dfrac{1}{\mu_H^2}\right)(\eta_* - i_*) + \dfrac{\eta_*}{r_{2T}^2}\left(\rho_T^2 + \dfrac{1}{\mu_T^2}\right)\right] + \left(1 + \dfrac{1}{\mu_H}\right) + i_*\left(1 + \dfrac{1}{\mu_T}\right)}{q_* r_{2P}\mu_P f_{2P}\left[\left(\rho_H^2 + \dfrac{1}{\mu_H^2}\right) + \dfrac{1}{r_{2T}^2}\left(\rho_P^2 + \dfrac{1}{\mu_P^2}\right) + \dfrac{1}{r_{2T}^2}\left(\rho_T^2 + \dfrac{1}{\mu_T^2}\right)\right]};$$

$$\mathrm{ctg}\beta_{1H} = \left[\frac{\dfrac{r_{2T}}{\rho_T} + \dfrac{\rho_T}{r_{2T}}\dfrac{h_{H^*}}{i_*}\eta_*}{q_*} + \rho_T\frac{r_{2P}}{r_{2T}}\mu_P f_{2P}\mathrm{ctg}\beta_{2P}\right]\frac{1}{f_{1H}};$$

$$\mathrm{ctg}\beta_{1P} = \left[\frac{\rho_H h_{H^*}\left(\dfrac{\eta_*}{i_*} - 1\right)}{q_*} + \rho_T r_{2P}\mu_P f_{2P}\mathrm{ctg}\beta_{2P}\right]\frac{1}{f_{1P}}; \qquad (3)$$

$$\mathrm{ctg}\beta_{1T} = \left[\frac{r_{2T} i_*}{q_*} + \rho_T\mu_P f_{2P}\mathrm{ctg}\beta_{2P}\right]\frac{1}{f_{1T}};$$

$$\mathrm{ctg}\beta_{2H} = \left[\frac{h_{H^*}\left(\dfrac{\eta_*}{i_*} - 1\right) + \mu_H}{q_*} + r_{2P}\mu_P f_{2P}\mathrm{ctg}\beta_{2P}\right]\frac{1}{\mu_H};$$

$$\mathrm{ctg}\beta_{2T} = \left[\frac{h_{H^*}\eta_* + r_{2P} i_*^2\mu_T}{q_* i_*} + r_{2T}\mu_P f_{2P}\mathrm{ctg}\beta_{2P}\right]\frac{1}{r_{2T}\mu_T f_{2T}},$$

где $f_{2n} = F_{m2H}/F_{m2n}$ и $f_{1n} = F_{m2H}/F_{m1n}$ — коэффициентов меридиональной площади на выходе и входе n-го колеса; $\rho_n = \dfrac{R_{2n}}{R_{1(n+1)}}$ — коэффициент приведения радиуса выхода n-го колеса; μ — коэффициент отклонения потока.

В качестве примера можно привести гидромеханическую передачу (ГМП) Voith D851 фирмы "Фойт" (ФРГ), которую устанавливают на городские автобусы. Здесь применен ГДТ обратного хода типа НРТ, который имеет осевую турбину, расположенную в центре рабочей полости, центробежный насос, центростремительный реактор, причем наружный тор рабочей полости на 2/3 образован неподвижным корпусом. По данным фирмы этот ГДТ имеет внешнюю характеристику (рис. 1) с $\eta_{max} = 0{,}43$, причем тяговые режимы располагаются в зоне $0 \leqslant i \leqslant -4$.

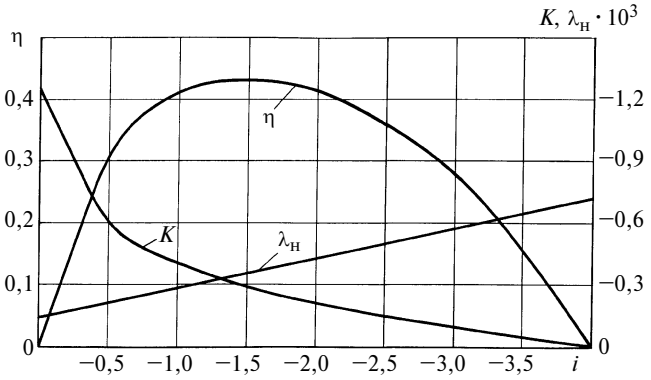


Рис. 1. Характеристики ГДТ Voith D851

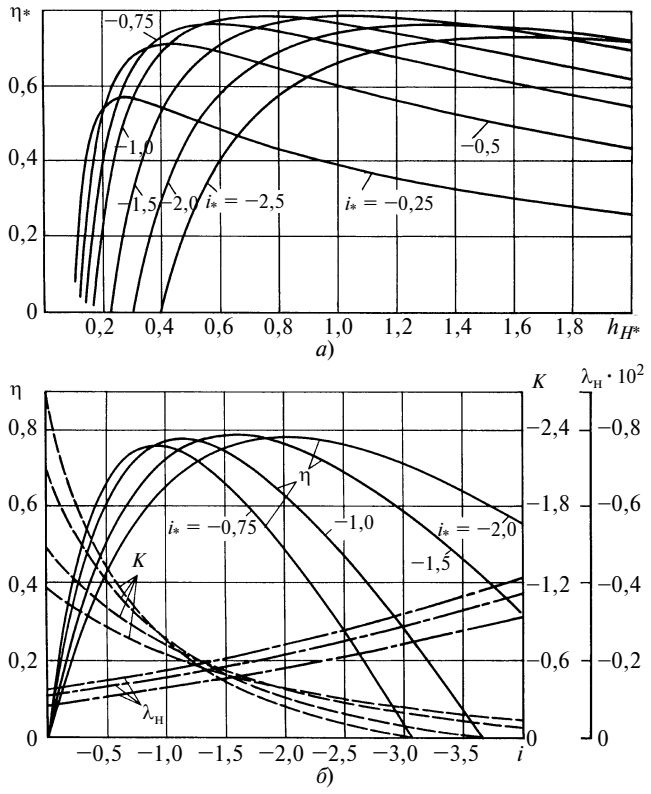


Рис. 2. Зависимости η_* от h_{H^*} (*а*) и характеристики (*б*) ГДТ при $q_* = 0{,}2$ и разных значениях i_*

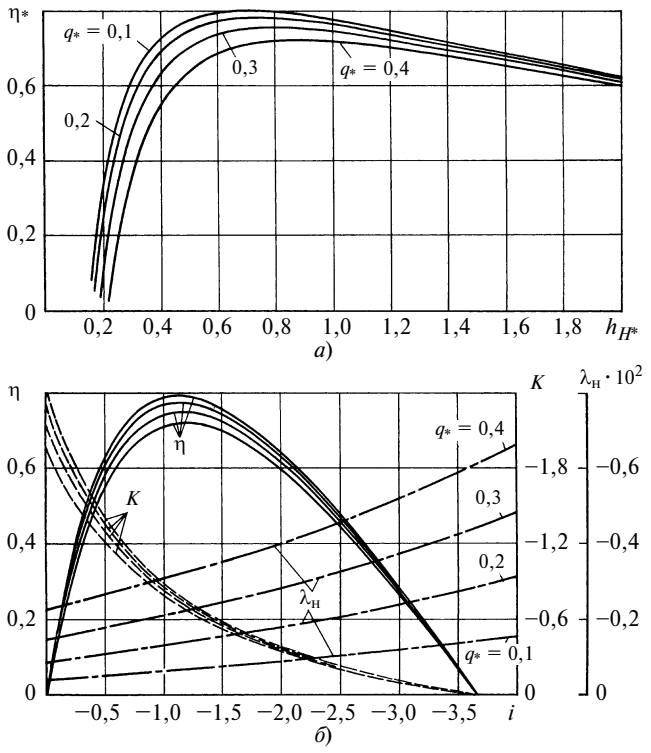


Рис. 3. Зависимости η_* от h_{H^*} (*а*) и характеристики (*б*) ГДТ при $i_* = -1$ и разных значениях q_*

Для определения степени влияния различных параметров на выходные характеристики ГДТ рассмотрим ГДТ, аналогичный ГДТ ГМП Voith D851. С учетом этого по уравнениям (2) и (3) были рассчитаны углы лопаток, а по уравнениям, представленным в работе [1], — характеристики ГДТ при различных значениях параметров i_* и q_*.

Прежде всего, были проведены расчеты и построены графики для $\eta_* = f(h_{H^*})$ при разных i_* (рис. 2, *а*) и $q_* = 0{,}2$. Расчеты показывают, что наибольшие η_* будут при $-0{,}75 \leqslant i_* \leqslant -2{,}0$, причем с увеличением $|i_*|$ значения h_{H^*} также увеличиваются. На основании графиков $\eta_* = f(h_{H^*})$ были рассчитаны углы лопаток и характеристики ГДТ (рис. 2, *б*). Как следует из расчетов, даже при оптимальном сочетании всех параметров для рассматриваемого ГДТ $\eta_{max} \leqslant 0{,}80$. Предпочтительными будут характеристики при $-1{,}0 \leqslant i_* \leqslant -1{,}5$, так как в этом случае $\eta_{max} > 0{,}75$, $|K_0| > 1{,}25$.

Были проведены расчеты и построены графики для $\eta_* = f(h_{H^*})$ при различных q_* и $i_* = -1$ (рис. 3, *а*). Расчеты показали, что с увеличением q_* значение максимального η_* снижается (как для ГДТ прямого хода), а h_{H^*} увеличивается. На основании графиков $\eta_* = f(h_{H^*})$ были рассчитаны углы лопаток и характеристики ГДТ (рис. 3, *б*). Из полученных графиков можно сделать вывод, что меньшим значениям q_* соответствуют высокие значения наибольших КПД, но и в этом случае $\eta_{max} \leqslant -0{,}80$. Кроме того, при $q_* \leqslant 0{,}2$ часть углов $\beta \leqslant 20°$, а при таких небольших углах появляются дополнительные потери и характеристики ГДТ ухудшаются. Предпочтительными будут характеристики при $0{,}2 \leqslant q_* \leqslant 0{,}3$, так как в этом случае $\eta_{max} > 0{,}75$, $|K_0| > 1{,}8$, а $\beta \geqslant 20°$.

Таким образом, изменяя только углы входа и выхода лопастных колес, можно добиться наиболее оптимальных характеристик ГДТ. При этом углы входа и выхода рассчитываются только по трем основным параметрам — h_{H^*}, q_*, i_*. Наибольшее влияние на η_{max} и K_0 оказывает значение параметра i_*, который обеспечивает наилучшие характеристики при $-1{,}0 \leqslant i_* \leqslant -1{,}5$. Значение параметра q_* влияет главным образом на η_{max} и особенно на энергоемкость, т. е. на $\lambda_н$. Наиболее оптимальным является $0{,}2 \leqslant q_* \leqslant 0{,}3$. С учетом того, что в реальных ГДТ обратного хода механические потери на дисковое трение могут составлять до 8 %, применяя изложенный метод для ГДТ обратного хода, аналогичного ГДТ ГМП Voith D851, можно добиться $\eta_{max} = 0{,}73 \div 0{,}75$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Нарбут А. Н.** Гидротрансформаторы. М.: Машиностроение, 1966. 215 с.

2. **Нарбут А. Н., Лысенко Л. П.** Особенности характеристик гидротрансформаторов при реверсировании изменением соединения рабочих колес // Автомобильная промышленность, 1968. № 9. С. 29—32.

УДК 621.825.7-192

А. П. ЕВДОКИМОВ, канд. техн. наук. (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Напряженно-деформированное состояние резинокордных оболочек упругих муфт

Исследование напряженно-деформированного состояния резинокордной оболочки муфты показало, что наиболее деформированные области оболочки, на которых возникают трещины при циклическом нагружении, расположены вблизи контуров защемляющих фланцев. Композитный корд является наиболее напряженным элементом муфты и воспринимает более 2/3 нагрузки.

Резинокордные оболочки являются ответственными элементами конструкций эластичных муфт, применяемых для снижения динамических нагрузок при передаче их от ведущих агрегатов к ведомым в подвижно́м составе железных дорог. Изучение упругих свойств и напряженно-деформированного состояния муфт необходимо с целью оптимизации их демпфирующих качеств.

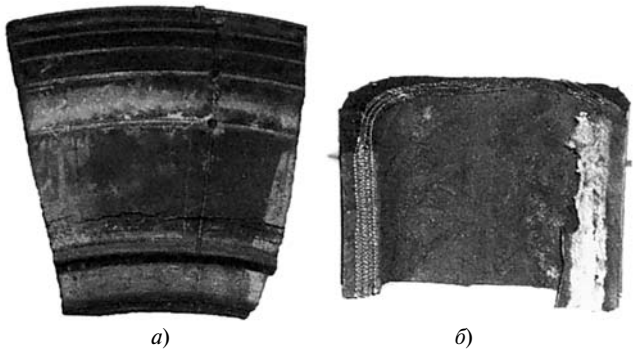
Сложное напряженно-деформированное состояние (НДС) резинокордной оболочки (РКО) упругой муфты в процессе работы обусловливает появление трещин в зонах, близких к защемляющим фланцам. Трещины образуются на наружной поверхности оболочки на расстоянии $3 \div 5$ мм выше наружных контуров стальных фланцев (рис. 1, *а*, вид сбоку), в которых закреплена РКО на валу двигателя. Трещины располагаются равномерно по окружности, имеют длину $10 \div 30$ мм и глубину $2 \div 5$ мм. Такое расположение усталостных трещин объясняется возникновением значительных деформаций сдвига под действием знакопеременного крутящего момента. Развитие дефектов на внутренней поверхности (рис. 1, *б*) вызывает сквозное разрушение оболочки и разрывы полиамидных волокон композита, что приводит к выходу оболочки (муфты) из строя.

Резинокордная оболочка представляет собой композит, состоящий из ткани, сплетенной из полиамидных алифатических (упругодеформированных) волокон и заключенной внутри слоев завулканизированной резины [1, 2]. Полиамидные волокна имеют высокие модуль Юнга $E = 1200 \div 1300$ МПа, предел прочности $\sigma_в = 90$ МПа и относительное удлинение при разрыве $\delta \approx 100 \div 200$ [3].

Надежность резинокордных оболочек в значительной степени определяется механическими свойствами материалов [4, 5]: для резины $E = 2 \div 5{,}5$ МПа; $\mu = 0{,}3 \div 0{,}5$; для полиамида $E = 30 \div 100$ МПа, $\mu = 0{,}1 \div 0{,}46$. В резинокордных оболочках принято использовать резины с $E = 3$ МПа, $\mu = 0{,}48$ и модулем сдвига $G = 1{,}2$ МПа. Механические свойства полиамидного композита и крутильная жесткость оболочки зависят от ее типоразмера и принимают значения от 30 до 100 МПа. Оболочки имеют следующие характеристики:

	Резина	Полиамидный композит	Сталь
Модуль Юнга E, МПа	3,0	35	$1{,}5 \cdot 10^5$
Модуль сдвига G, МПа	1,0	15	$6 \cdot 10^4$
Коэффициент Пуассона	0,49	0,17	0,3

Численные эксперименты выполнены с применением метода конечных элементов и пакета программ ANSYS. При этом был задан угол закручивания оболочки, равный 0,01 рад. Полная модель резинокордной оболочки состояла из 80 секторов. На рис. 2 показана левая верхняя четверть меридионального сечения, ограничивающего один из секторов. Наружный поверхностный резиновый слой муфты содержит 12 элементов с номерами 10, ..., 230; внутренний поверхностный слой муфты содержит 9 элементов с номерами 1230, ..., 1390; внутренний слой элементов с номерами 1790, ..., 2130 принадлежит композиту корда, содержащему полиамидные волокна.



а) *б*)

Рис. 1. Дефекты резинокордной оболочки:
а — вид сбоку на фрагмент сектора оболочки; *б* — фрагмент оболочки, отрезанный вдоль трещины

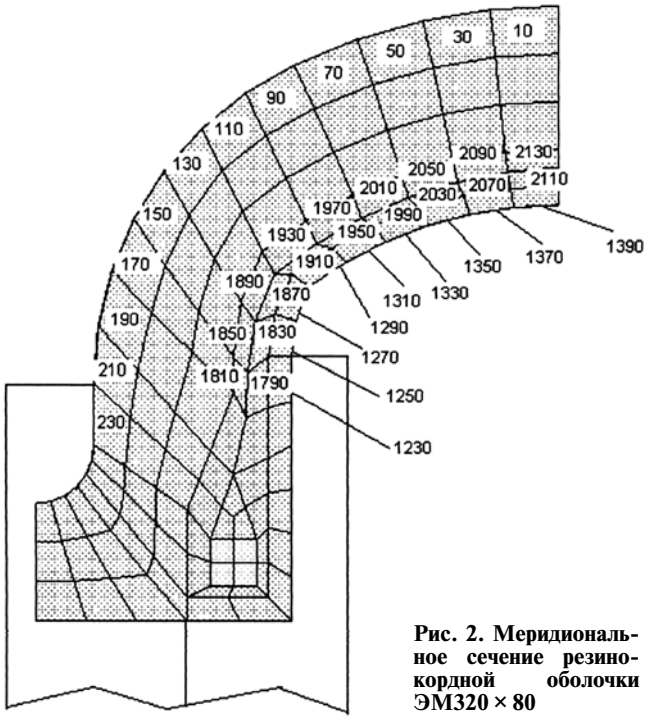


Рис. 2. Меридиональное сечение резинокордной оболочки ЭМ320 × 80

Напряженное состояние поверхностных резиновых слоев является плоским, так как нормальные к поверхности оболочки напряжения отсутствуют. В меридиональной плоскости значения нормальных σ и касательных τ напряжений в цилиндрической системе координат и максимальную деформацию γ сдвига оболочки определяли по формулам Мора [6]:

$$\sigma_{1,\,2} = \frac{\sigma_r + \sigma_\varphi}{2} \pm \sqrt{\tau_{r\varphi}^2 + \left(\frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{2}\right)^2};$$

$$\tau_{max} = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2;\ \gamma_{max} = \tau_{max}/G;\ \sigma_3 = 3\sigma_0 - \sigma_1 - \sigma_2.$$

Анализ полученных результатов показал, что наиболее напряженной является внутренняя резиновая поверхность резинокордной оболочки. Максимальная деформация сдвига $\gamma_{max} = 0{,}087$ наблюдается на элементе № 1230 (рис. 3, *а*) в зоне крепления наружного диаметра внутреннего металлического фланца. Далее напряженность немного возрастает и принимает стабильное значение.

Наружная резиновая поверхность оболочки менее напряженная, максимальная деформация сдвига $\gamma_{max} = 0{,}031$ возникает в элементе № 210, который расположен в непосредственной близости от места крепления фланцев. За пределами этого краевого эффекта напряжения и деформации сдвига заметно снижаются, после чего происходит их плавное возрастание при приближении к поперечной плоскости симметрии. Результаты вычислений также показали, что максимальные сдвиговые деформации наружной и внутренней поверхностей существенно отличаются. Деформации сдвига выравниваются по мере их приближения к плоскости симметрии.

Свободные от защемления слои полиамидного композита деформированы по сравнению с элементами резины (рис. 3, *б*). Максимальная деформация сдвига $\gamma_{max} = 0{,}015$ наблюдается на элементах № 2010, 2050, 2090, 2130. На элементах № 2030, 2070, 2110 деформация сдвига принимала значение $\gamma_{max} = 0{,}0016$.

На основании полученных результатов были определены инварианты напряжений по формулам [6]:

$$J_1 = \sigma_r + \sigma_\varphi + \sigma_x;$$

$$J_2 = \sigma_r\sigma_\varphi + \sigma_\varphi\sigma_x + \sigma_x\sigma_r - \tau_{r\varphi}^2 - \tau_{\varphi x}^2 - \tau_{xr}^2;$$

$$J_3 = \sigma_r\sigma_\varphi\sigma_x - \sigma_r\tau_{\varphi x}^2 - \sigma_\varphi\tau_{xr}^2 - \sigma_x\tau_{r\varphi}^2 +$$

$$+ 2\tau_{r\varphi}\tau_{\varphi x}\tau_{xr} \equiv \det\begin{bmatrix} \sigma_r & \tau_{r\varphi} & \tau_{rx} \\ \tau_{\varphi r} & \sigma_\varphi & \tau_{\varphi x} \\ \tau_{xr} & \tau_{x\varphi} & \sigma_x \end{bmatrix}.$$

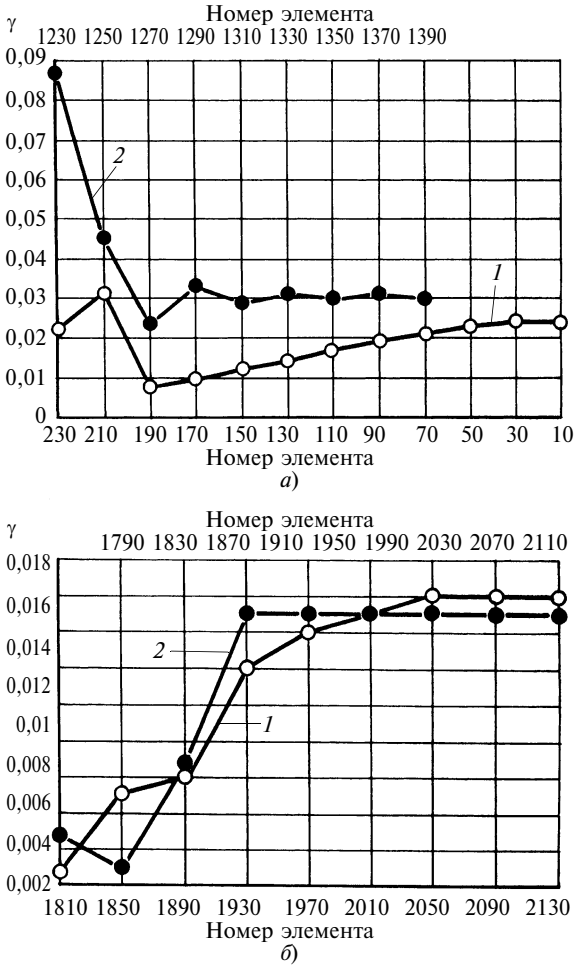


Рис. 3. Распределение деформаций сдвигов вдоль наружного (*1*) и внутреннего (*2*) слоев резины (*а*) и полиамидного корда (*б*)

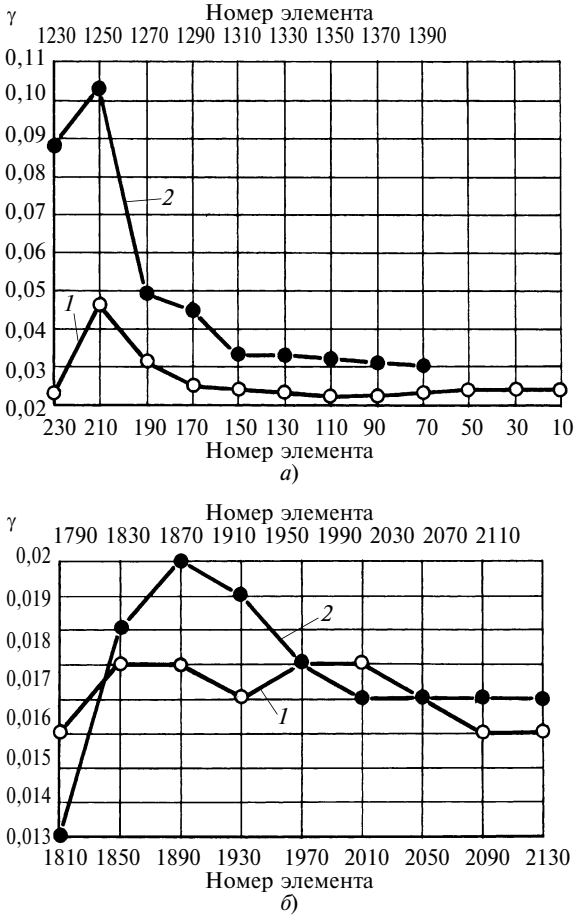


Рис. 4. Распределение интенсивностей напряжений вдоль наружного (*1*) и внутреннего (*2*) слоев резины (*а*) и полиамидного корда (*б*)

Вековое уравнение, как известно, имеет вид:

$-\lambda^3 + J_1\lambda^2 - J_2\lambda + J_3 = 0$, где J_1, J_2, J_3 — линейный, квадратичный и кубичный инварианты.

По результатам вычислений были построены графики напряженного состояния резинокордной оболочки. Из рис. 4, *а* видно, что наиболее напряженной здесь также является внутренняя резиновая поверхность оболочки. В элементе № 1250, расположенном в непосредственной близости от металлических фланцев, наблюдалась максимальная деформация сдвига $\gamma_{max} = 0{,}103$. Затем нагрузка резко снижалась с последующим ее плавным уменьшением. На наружном слое оболочки $\gamma_{max} = 0{,}046$ было в элементе № 210.

В слое полиамида (рис. 4, *б*) на наружной поверхности в элементах № 1850 и 1890 $\gamma_{max} = 0{,}017$; на внутренней поверхности $\gamma_{max} = 0{,}018$ соответствовало элементу № 1830. Эти элементы также расположены возле наружного диаметра металлического фланца упругой муфты.

Таким образом, результаты вычислений показали, что наиболее напряженными являются незащемленные элементы резинокордной оболочки, расположенные возле наружных диаметров металлических фланцев. Причем внутренняя поверхность испытывает бóльшие сдвиговые деформации по сравнению с внешней поверхностью. Дефекты, возникающие на поверхностях оболочки, подтверждают достоверность выполненных вычислений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Салтыков А. В.** Основы современной технологии автомобильных шин. М.: Химия, 1974. 472 с.
2. **Бидерман В. Л.** Автомобильные шины. М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
3. **Конструкционные** материалы: Справочник / Под ред. Б. Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688 с.
4. **Мягков В. Д.** Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение, 1975. 816 с.
5. **Энциклопедия** полимеров. В 3 т. М.: Советская энциклопедия, 1972. Т. 1. 1195 с.; 1974. Т. 2. 1015 с.; 1977. Т. 3. 1074 с.
6. **Ильюшин А. А., Ленский З. С.** Сопротивление материалов. М.: Физматгиз, 1959. 372 с.

УДК 621.833.3

В. Н. РУБЦОВ, канд. техн. наук (Уфимский государственный авиационный ТУ)

Корректировка пятна контакта в гипоидных зубчатых передачах

Получена зависимость между допуском на циклическую погрешность передачи и производной мгновенного передаточного отношения, которая является основным параметром, определяющим локализацию пятна контакта передачи, которая позволяет уже на стадии расчета обеспечить требуемую точность передачи, при условии, что технологическое оборудование имеет точность выше, чем обрабатываемая передача.

Моделирование кинематики зацепления зубчатых передач помогает выявить особенности, не обнаруживаемые визуально. Использование оборудования с расширенными возможностями позволяет корректировать ожидаемое пятно контакта на любом участке рабочей линии.

Передачи с круговыми зубьями имеют начальный точечный контакт, что позволяет управлять качеством зацепления в широких пределах. Такая возможность обусловлена использованием метода односторонней обработки зубьев зубчатого колеса. Передачи с понижающимися зубьями являются приближенными — их мгновенное передаточное отношение непостоянно. Даже в средней точке (рис. 1, точка *M*) оно необязательно равно номинальному значению. Расчет наладок зубчатого колеса называется синтезом [1]. Наладки зубчатого колеса и параметры инструмента должны обеспечить контакт зубьев в заранее заданной точке. Предполагается, что они обеспечат локальный контакт зубьев, что возможно в том случае, если производная передаточного отношения меньше нуля ($i'_{21} < 0$). Кроме того, она должна быть такой, чтобы выдерживался допуск f_c на циклическую погрешность передачи.

На рис. 1, *а*: Φ_1 — угол поворота ведущего зубчатого колеса, $\Delta\Phi_2$ — функция погрешности положения ведомого зубчатого колеса. Точки *F* и *A* соответствуют началу и концу зацепления поверхностей зубьев как таковых, а точки *I* и *E* являются точками пересопряжения зубьев. На рис. 1, *б* представлена функция погрешности мгновенного передаточного отношения $\Delta i_{21} = i_{21}(\Phi_1) - z_1/z_2$. В точке *M* $\mathrm{tg}\alpha = \Delta i'_{21} = i'_{21}$. В точках пересопряжения происходит скачкообразное изменение передаточного отношения: $\delta i_{21} = |i'_{21}|\tau_1$, где $\pi_1 = 2\pi/z_1$ — угловой шаг зубьев шестерни. Так как допуск на колебание передаточного отношения регламентируется, то можно определить его ожидаемую величину:

$$\delta i_{12} = \frac{\delta i_{21} i_{12}}{\delta i_{21} + i_{21}}.$$

Функция погрешности передаточного отношения мало отличается от прямой линии, поэтому из рис. 1 следует:

$$\delta\Phi_2 = \int_0^{0,5\tau_1} |i'_{21}|\Phi_1 d\Phi_1 = \frac{\tau_1^2}{8}|i'_{21}|. \quad (1)$$

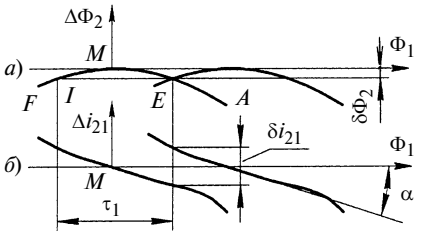
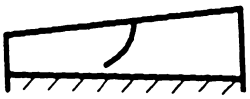
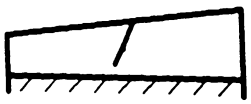
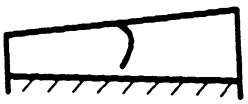
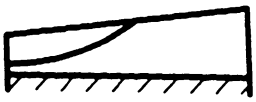
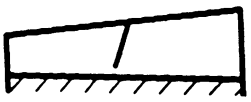
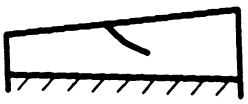
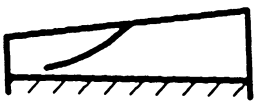
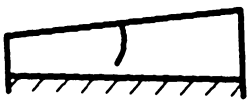
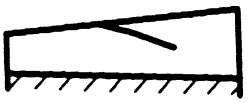
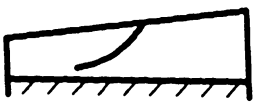
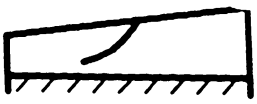


Рис. 1

μ°	Рабочая линия	ε_α	μ°	Рабочая линия	ε_α	μ°	Рабочая линия	ε_α
0		0,70	60		1,45	120		1,15
10		1,84	70		1,39	130		1,08
20		2,28	80		1,34	140		1,00
30		1,81	90		1,29	150		1,00
40		1,69	100		1,25	160		0,62
50		1,52	110		1,20	170		0,68

Допуск f_c на циклическую погрешность передачи задается в мкм, поэтому $\delta\Phi_2 < 0{,}002\dfrac{f_c}{d_{m2}}$, где d_{m2} — средний делительный диаметр зубчатого колеса.

Таким образом, необходимая для синтеза зубчатой передачи производная передаточного отношения должна назначаться из неравенства

$$|i'_{21}| < \frac{0{,}016 f_c}{d_{m2}\tau_1^2}. \qquad (2)$$

Этот параметр входит в дифференцированное уравнение зацепления зубчатой передачи [1], что позволяет на этапе расчета наладок для оборудования обеспечить нормы точности зубчатой передачи.

Такой независимый параметр, как угол μ между касательной к рабочей линии и средней линией зуба, определяет вид локализованного пятна контакта. В общем случае получается система трансцендентных уравнений с десятью неизвестными, в которые входят искомые базовые наладки: b_F, q_F, E_1, L_1 [1], криволинейные координаты производящей поверхности инструмента — их производные [2]. Передаточное отношение i_{1F0} цепи обката при обработке зубчатого колеса есть функция, в которую входят некоторые из этих параметров. Важно то, что все параметры взаимосвязаны, и в случае изменения одного из них необходимо корректировать остальные. Только в этом случае сохранится локализация пятна контакта по длине зуба.

Полученные решения оцениваются моделированием зацепления — реализацией обратной задачи, которая учитывает схему зубопрофилирования. В таблице приведены результаты решения обратной задачи для гипоидной пары с большим коэффициентом смещения шестерни. Значение i'_{21} для всех вариантов было принято одинаковым. Анализ полученных результатов показал, что при μ от 70 до 140° обеспечивается локализация пятна контакта по длине и по высоте зуба. В таблице для каждого варианта приведено значение потенциального коэффициента перекрытия ε_α. Более точные расчеты показали, что длина пятна контакта не превышает половины длины зуба, поэтому ни один размер в этом диапазоне нельзя признать удовлетворительным. Остается единственная возможность — использовать продольное образование пятна контакта.

Варианты с μ = 0 и 170° указывают на недостаточность коэффициента перекрытия. За основу можно взять вариант с μ = 10° (рис. 2). Однако длина рабочей линии недостаточна, кроме того, она смещена к внутреннему торцу. При использовании станков с постоянными базовыми наладками улучшить качество зубчатого зацепления не представляется возможным. Если базовые наладки можно плавно изменять в любой момент обката, задача решается путем корректирования движения обката. В настоящее время это

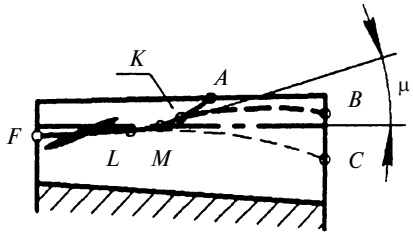


Рис. 2

реализовано для цепи обката и осевой установки заготовки [3]. Например, в точке K и скорость обката становится переменной, а передаточное отношение

$$i_{1F} = i_{1F0} + k_1(\psi - \psi_K) + k_2(\psi - \psi_K)^2 + \\ + k_3(\psi - \psi_K)^3 + k_4(\psi - \psi_K)^4,$$

где i_{1F0} — номинальное значение передаточного отношения.

Коэффициенты данного многочлена подлежат определению из дополнительных условий. Сначала можно ограничиться первыми тремя членами. Очевидно, что скорости движения точки вдоль рабочей линии при подходе справа и слева должны быть равны, следовательно, $k_1 = 0$. Вторая производная этой функции содержит коэффициент k_2. Поставим условие: геодезическая кривизна рабочей линии равна некоторой величине, в частности, в данном случае она должна иметь знак, противоположный текущему значению:

$$k = w_r v_r e/|v_r|^3, \qquad (3)$$

где w_r — ускорение точки контакта в движении по поверхности зуба; v_r — скорость этой точки; e — единичный вектор нормали поверхности в точке K.

Выражение (3) при синтезе передачи для точки K является дополнительным уравнением. Точка K не лежит на поверхности начального конуса, поэтому имеет место самый общий случай синтеза, когда мгновенное передаточное отношение не равно расчетному. Оно должно равняться текущему значению, полученному в обратной задаче. Ускорения при подходе к рассматриваемой точке справа и слева не равны. Это приводит к мягкому удару. Однако это несравнимо мало со скачком ускорения при пересопряжении зубьев. При этом задача существенно усложняется аналитически. В работе [4] рассмотрен частный случай синтеза конической передачи для точки, расположенной на мгновенной оси при обработке плосковершинным производящим зубчатым колесом. В результате подключения системы переменного движения обката дальнейшее зацепление происходит по линии, показанной на рис. 2 тонкой штриховой линией, правая часть рабочей линии — толстая штриховая линия. Казалось бы, этот вариант вполне благоприятен для формирования пятна контакта, однако следует принять во внимание наклон мгновенной площадки контакта, которая показана в точке M левой части рабочей линии. На участке MK большая ось эллипса совпадает с касательной к рабочей линии. Это будет способствовать повышенному изнашиванию зуба в этой зоне и заеданию зубчатой передачи. Поэтому корректировку рабочей линии надо произвести левее — в точке L. Рабочая линия для данного варианта показана тонкой штриховой линией.

Необходимо учитывать то, что угол наклона площадки тем меньше, чем меньше текущее значение угла β_{2x} наклона зуба, а если это значение равно или близко к нулю, то продольное образование пятна становится невозможным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
2. **Рубцов В. Н.** Синтез полуобкатных конических передач круговыми зубьями / Механика машин. 1974. Вып. 45. С. 43—49.
3. **Hermann J.** Stadtfeld. Flank modification in bevel gears using a universal motion concept. The Gleason Works, New York: 1995.
4. **Тимофеев Б. П.** Синтез обкатных конических передач: Теория передач в машинах. М.: Машиностроение, 1970. 81 с.

УДК 621.822.57.001.574

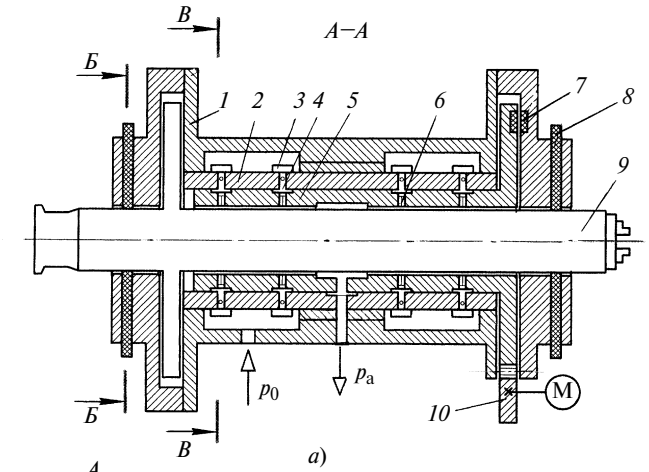
В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Ю. С. КЛИМЕНКОВ (Владимирский ГУ)

Газовая опора с повышенными несущей способностью и жесткостью

Рассматривается газовая опора с системой автоматического управления положением питающих сопл относительно приложенной нагрузки. Такая опора позволяет обеспечить максимально возможную несущую способность и жесткость, высокие динамические характеристики и точность стабилизации.

Газовая опора с повышенными несущей способностью и жесткостью может использоваться для реверсивных валов для двух заранее заданных значений частоты и направления вращения вала [1]. Опора состоит из корпуса и неподвижной втулки. Расточки на внутренней поверхности корпуса образуют между этими деталями два общих коллектора. Равномерно по окружности в радиальном направлении расположены регулируемые пневмосопротивления (пьезоэлектрические дроссели), сопла которых выходят в отделенные одна от другой секторные канавки, выполненные по окружности поворотной втулки. В центре каждого сектора поворотной втулки просверлено отверстие, в котором расположен нерегулируемый питатель (жиклер). Для определения положения оси шпинделя установлены датчики преимущественно емкостного типа. Изменение угла поворота втулки отслеживают оптические датчики. Привод поворотной втулки осуществляется от электромотора через зубчатую передачу. Система автоматического регулирования состоит из мультиплексора, аналого-цифрового преобразователя, программируемого логического блока, демультиплексора, цифроаналоговых преобразователей и усилителя.

Аэростатическая шпиндельная опора (рис. 1) [1] работает следующим образом. Воздух от источника питания попадает в общий коллектор между корпусом *1* и неподвижной втулкой *2*, откуда через регулируемые пневмосопротивления *3* попадает в секторные канавки *4*, выполненные на внешней поверхности поворотной втулки *5*. В центре каждого сектора поворотной втулки находится жиклер *6*, через который газовая смазка поступает в несущий слой. Угловое перемещение поворотной втулки отслеживает оптический датчик *7*, а положение оси шпинделя отслеживают датчики *8* емкостного типа. Поворот втулки *5* в пределах угла сектора обеспечивает совмещение плоскости радиального смещения оси вала *9* с продольной осью одного из жиклеров. Втулка приводится во вращение от шаго-



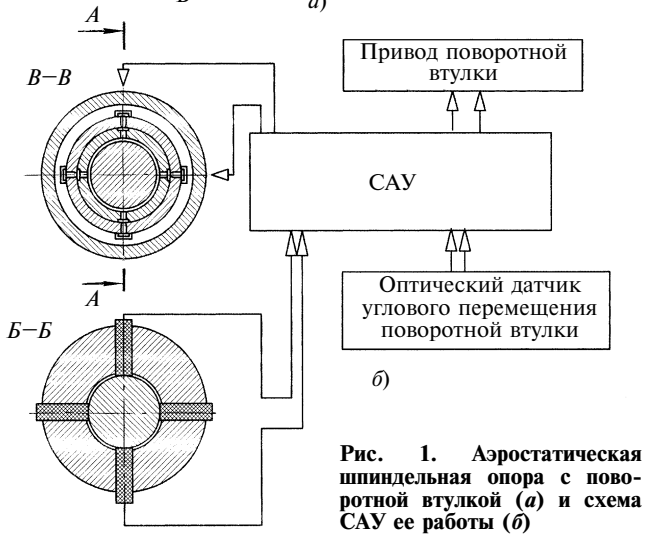


Рис. 1. Аэростатическая шпиндельная опора с поворотной втулкой (*а*) и схема САУ ее работы (*б*)

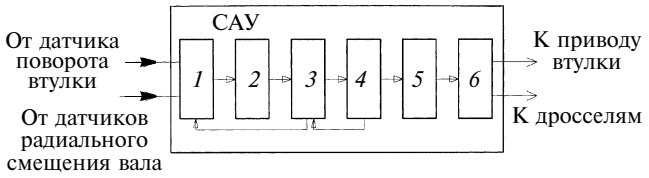
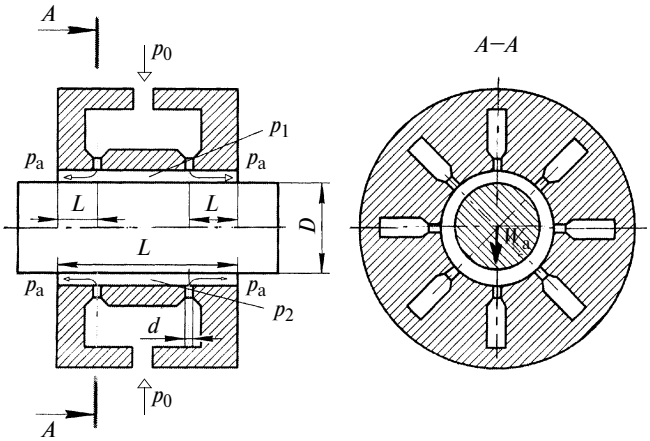


Рис. 2. Блок-схема САУ



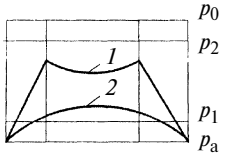


Рис. 3. Радиальный подшипник с питающими отверстиями и эпюра распределения давлений

вого электродвигателя через зубчатую передачу *10* [2]. Для управления положением вала в аэростатической опоре данного типа применяется система автоматического управления (САУ), которая имеет входные и выходные каналы, передающие данные от датчиков радиального смещения вала и углового поворота подвижной втулки, и по заданному алгоритму осуществляет коррекцию положения шпинделя. САУ позволяет плавно менять положение вала на заранее заданную величину, т. е. осуществлять микроперемещение вала. Через выходные каналы высоковольтные управляющие сигналы поступают на пакеты пьезопластин, соединенных синфазно, выполняющие функции привода заслонки в пьезоэлектрических управляемых дросселях. Последние дозируют расход газовой смазки в опоре.

Устройство управления (рис. 2) состоит из мультиплексора *1* на полевых транзисторных ключах, схема которого позволяет выбрать один из нескольких входов по указанию управляющего сигнала с программируемого логического блока, аналого-цифрового преобразователя (АЦП) *2*, программируемого логического блока *3*, демультиплексора *4*, который осуществляет выбор одного из выходов и подключает его к входу, цифроаналогового преобразователя (ЦАП) *5* и блока высоковольтных усилителей *6*, с выхода которого преобразованный сигнал поступает на исполнительные устройства.

Отклонение шпинделя от центрального положения под действием приложенной нагрузки вызывает перепад давлений газовой смазки в секторах несущего слоя, который воспринимают емкостные датчики давления [3]. Электрический аналоговый сигнал, вызванный изменением усилия, поступает через мультиплексор в АЦП, а затем в программируемый логический блок, в котором в соответствии с заложенной программой вырабатывается управляющий сигнал, поступающий далее через демультиплексор в ЦАП затем уже в аналоговой форме на вход усилителя. Работа всех блоков САУ координируется входящим в него программируемым логическим блоком по заранее написанной программе. Устройство управления выдает сигналы, управляющие дросселями переменного сопротивления в аэростатической опоре и регулирующие вращение поворотной втулки с помощью шагового двигателя таким образом, чтобы плоскость радиального смещения оси вала совпадала с осью одного из жиклеров. Оптический датчик углового перемещения позволяет контролировать поворот втулки с достаточно высокой точностью.

Исследуя эпюру распределения давлений в аэростатической опоре с питающими отверстиями, приведенную на рис. 3 [4], на которой показано фактическое распределение давлений по теории осевого течения в верхней *1* (p_1) и нижней *2* (p_2) частях подшипника, и формулу коэффициента несущей способности $C_L = W_a/LD(p_0 - p_a)$ (где W_a — приложенная нагрузка) [4], можно сделать вывод, что достижение максимальных несущей способности и жесткости возможно только в том случае, если плоскость радиального смещения шпинделя совпадает с осью одного из питающих сопел.

Таким образом, техническое исполнение опоры с возможностью поворота втулки, т. е. с возможностью адаптации опоры к изменению характеристик внешней нагрузки на вал, позволяет добиться максимальной несущей способности и жесткости данной конструкции. А использованная система автоматического регулирования позволяет достичь высоких динамических характеристик, точности и помехоустойчивости систем автоматики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аэростатическая** шпиндельная опора: Пат. № 2127377: МКИ F 16 C 32 / 06.

2. **Легаев В. П., Гавшин В. В.** Газовые опоры станков и приборов. Владимир: Владимирский ГТУ 1996. 224 с.

3. **Электрические** измерения неэлектрических величин / Под ред. П. В. Новицкого. Л.: Энергия, 1975. 575 с.

4. **Грэссем Н. С., Пауэлл Дж. У.** Подшипники с газовой смазкой. М.: Мир, 1966. 423 с.

УДК 621.822.57.001.573

Ю. С. КЛИМЕНКОВ (Владимирский ГУ)

Экспериментальные исследования электропневматического дросселя для систем управления

В различных областях промышленности и техники широко используются шпиндельные узлы на газостатических опорах. В связи с усложнением конструкции деталей и машин, появлением новых материалов и методов их обработки к газовым опорам предъявляются высокие требования, а именно: малые радиальное и осевое биения, высокая жесткость и виброустойчивость на всех заданных режимах работы. Кроме того, требуются быстродействие, точность и помехоустойчивость опор при различных режимах эксплуатации. Использование электропневматических дросселей с переменным проходным сечением позволяет повысить жесткость аэростатических опор, точность стабилизации положения вала, быстродействие регулирования. Шпиндель на аэростатических опорах может быть применен в качестве привода для осуществления микроперемещений. Высокое быстродействие регулирования положения вала и чувствительность данного узла позволяют устранить автоколебания в опорах.

На рис. 1 представлена конструкция управляемого электропневматического дросселя [1], в состав которого входят сопло *6*, заслонка *5*, пьезоэлектрический привод *4* заслонки, состоящий из набора пьезопластин, соединенных синфазно (что позволяет повысить чувствительность схемы), пружина *3*, мембрана *2* и регулировочный винт *1*, позволяющий настроить диаметр проходного сечения дросселя на заданную величину. При подаче управляющего напряжения $U_{упр}$ набор пьезопластин либо увеличивает свои размеры при совпадении полярности управляющего напряжения со знаком электродов на поверхности пластины, либо уменьшает их при несовпадении полярности. Вследствие этого проходное сечение дросселя изменяется, изменятеся его пневмосопротивление, что позволяет регулировать расход воздуха и, соответственно, изменять величину давления и воздействие на вал шпинделя. Данная конструкция позволяет как стабилизировать положение шпинделя в режиме авторегулирования, так и создавать микроперемещения путем изменения величины управляющего напряжения с задающего устройства.

Чувствительным элементом и главным звеном электропневматического дросселя является пьезоэлектрический привод заслонки (пьезоактюатор), состоящий из набора пьезокерамических пластин, — так называемый составной (блочный) преобразователь.

Пьезоактюаторы изготовляют путем сборки пьезокерамических дисков в пакет, в котором для внешних соединений используют металлические межсекционные электроды. Жесткая конструкция формируется либо с помощью высококачественных клеевых материалов, либо путем пайки твердым припоем. Отдельные пьезокерамические пластины электрически соединены между собой параллельно, что позволяет создать устройство, обладающее максимальной деформацией. Толщина диска 0,25 ÷ 0,5 мм, число пластин в пакете от 7 до 40. Материал электродов (серебро и серебряно-палладиевый сплав) наносится методом трафаретной печати на керамическую поверхность слоем толщиной 6 ÷ 12 мкм.

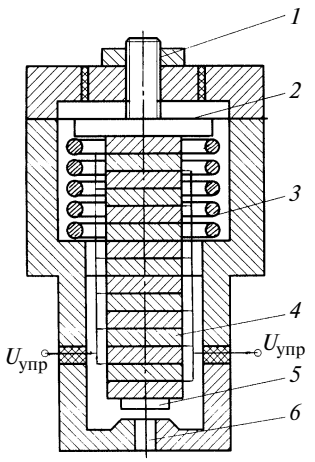


Рис. 1. Электропневматический дроссель

Для повышения механической прочности, стойкости к климатическим воздействиям и температурным перегрузкам пьезокерамические изделия помещают в корпус из меди или ее сплавов, обеспечивающих лучший теплообмен. Так как предельные разрушающие механические напряжения в пьезокерамике промышленных марок ЦТС или PZT (США) на сжатие по величине в среднем в 10 раз превышают предельные разрушающие напряжения на растяжение, то из соображений прочности целесообразно осуществлять предварительное поджатие пьезоактюатора с помощью пружины. Усилие предварительного поджатия должно превышать максимальную растягивающую нагрузку, что обеспечивает гарантированное рабочее сжатие пьезоактюатора. При установке пьезокерамического актюатора в корпус с целью повышения жесткости конструкции и, соответственно, эксплуатационных параметров и надежности осуществляется предварительное механическое нагружение (от 50 до 1500 Н) в осевом направлении с помощью пружин или гибких элементов. Предварительное нагружение позволяет работать при подаче положительного и отрицательного напряжения, исключает наклон концевых поверхностей актюатора и обеспечивает их параллельность при установке в изделиях.

Статическая механическая характеристика пьезоактюатора (рис. 2) при продольном пьезоэффекте и управлении по напряжению имеет вид [2]: $S_3 = d_{33}E_3 + s_{33}^E T_3$, где $S_3 = \xi/l$ — относительная деформация пьезоактюатора по оси y (ξ — перемещение; $l = nh$ — длина блочного пьезоактюатора, h — толщина пьезопластины, n — число пластин); d_{33} — пьезомодуль; $E_3 = U/h$ — напряженность электрического поля в пьезоактюаторе; $s_{33}^E = 1/E$ — упругая податливость при $E_3 = \text{const}$ и управлении от источника напряжения (E — модуль Юнга пьезоэлектрической керамики при $E_3 = \text{const}$); $T_3 = -F/S_0$ — механическое напряжение в пьезоактюаторе (F — внешняя сила; S_0 — площадь сечения пьезоактюатора).

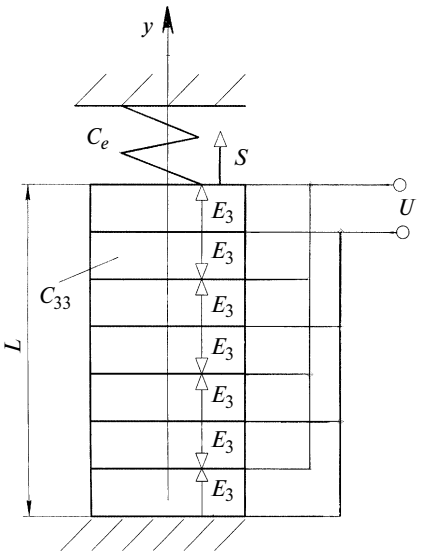


Рис. 2. Схема составного пьезоактюатора

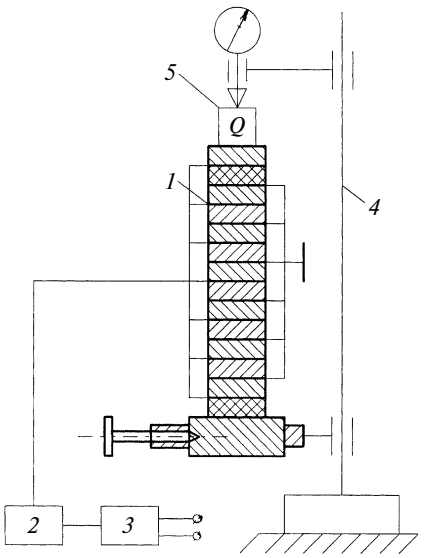


Рис. 3. Схема установки для исследования пьезострикционного блока микроперемещений

Для исследования характеристик управляющего электропневматического дросселя была изготовлена установка (рис. 6), содержащая управляемый электропневматический дроссель *1*, систему *2* подготовки и регулирования сжатого воздуха, систему *3* регулирования напряжения, подводимого к пьезопластинам, и контрольно-регистрирующую аппаратуру.

Система *2* состоит из фильтра-влагоотделителя, фильтра тонкой очистки, регулятора давления и манометра. После прохождения через систему *2* сжатый воздух, очищенный от влаги и масла, подается на вход управляющего электропневматического дросселя. Величина давле-

Ниже приведены формулы для определения в статике максимального перемещения $\Delta l_{\max}$ и максимального рабочего усилия $F_{\max}$ при параллельном управлении, когда пьезопластины механически соединены последовательно, а электрически — параллельно: $\Delta l_{\max} = d_{33} n U$; $F_{\max} = \Delta l_{\max} S_0 / s_{33}^E l$.

Быстродействие данного дросселя зависит в основном от инерционности пьезоэлемента, определяемой его резонансной частотой $f = N/H$ (N — константа пьезокерамического материала, H — толщина пьезоэлемента).

Изменение чувствительности пьезоэлементов зависит от изменения температуры. Модуль возникающей при этом температурной погрешности характеризуется температурным коэффициентом K, значения которого для различных материалов [3] составляют: пьезокварц — 0,01 ÷ 0,02; керамика марки ЦТС — 0,14 ÷ 0,20; керамика титана бария — 0,5 ÷ 0,6; керамика марки PZT — 0,12 ÷ 0,20. Температурные погрешности дросселя можно значительно уменьшить путем выбора материала пьезопластин.

На рис. 3 показана схема установки, позволяющей исследовать пьезоэлектрический привод микроперемещений. Установка состоит из исследуемого пакета пьезокерамических пластин *1*, универсального источника питания *2*, источника питания *3* постоянного тока, измерительной стойки *4* с двумя штативами. В одном штативе на стойке закрепляется измеритель перемещения (микрокатор), а в другом — пакет пьезокерамических пластин. Напряжение, подводимое к пьезокерамическим пластинам, регулируется плавно в диапазоне от 0 до 400 В с помощью источника постоянного тока В5-45, изменяющего напряжение на сетке электронной лампы источника питания УИП-1. Перемещение пакета пьезокерамических пластин измеряется микрокатором с ценой деления 0,5 мкм. Сверху на панели пьезокерамических пластин предусмотрена возможность установки образцовых гирь *5* массой до 500 г.

Характеристики снимали с блока пьезокерамических пластин, соединенных между собой синфазно. Блок содержал 100 пьезопластин марки ЦТС-19. Результаты экспериментов приведены на рис. 4: показаны зависимости перемещения S блока пьезокерамических пластин от приложенного напряжения U при разной массе Q груза. Как видно из рисунка, перемещение блока пластин пропорционально приложенному напряжению, а характеристика имеет форму, близкую к линейной. Зависимости перемещения S блока пластин от массы Q груза при различных значениях напряжений U представлены на рис. 5. Их анализ показывает, что груз массой до 200 г не оказывает какого-либо влияния на перемещение пластин. Груз массой 500 г уменьшает величину перемещения приблизительно на 20 %.

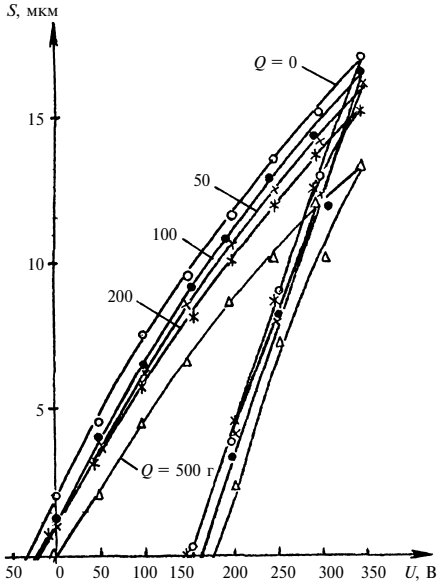


Рис. 4. Зависимости перемещения *S* блока пьезокерамических пластин от приложенного напряжения *U*: для упрощения показано перемещение пластин только в сторону увеличения

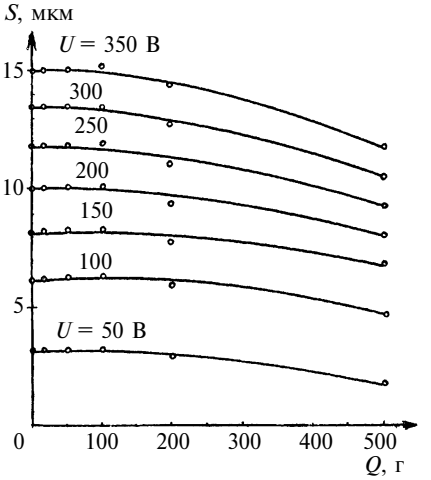


Рис. 5. Зависимости перемещения *S* блока пьезокерамических пластин от массы *Q* груза

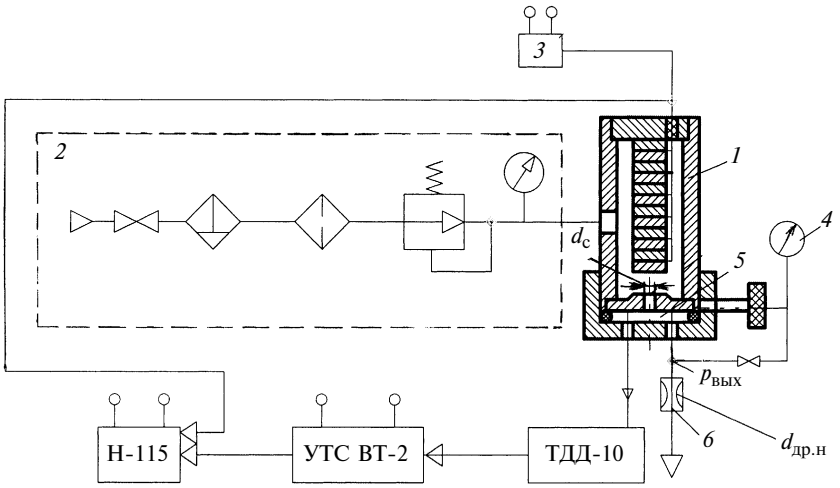


Рис. 6. Схема установки для исследования управляемого электропневматического дросселя

ния изменяется регулятором В57-13 в пределах от 0 до 0,5 МПа.

Система регулирования напряжения, подводимого к пьезопластинам, аналогична системе, описанной выше при исследовании пьезострикционного блока микроперемещений. При снятии статических характеристик давление в камере *5* на выходе исследуемого управляемого дросселя измеряется образцовым манометром *4*. При снятии динамических характеристик давление в камере *5* регистрируется тензометрическим датчиком давления ТДД-10 при отключенном с помощью крана образцовом манометре *4*. Сигнал с датчика давления усиливается тензометрическим усилителем УТС ВТ-2 и записывается на осциллографе Н-115.

Характеристики электропневматического дросселя снимали при следующих начальных условиях. При нулевом напряжении на блоке пьезокерамических пластин в управляемом электропневматическом дросселе устанавливалось отношение выходного давления к давлению питания, равное 0,5, путем изменения зазора между соплом и заслонкой. Характеристики снимали для разных проходных сечений дросселя и при различных нагрузочных дросселях *6*. Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 7 и 8. Зависимости выходного давления $p_{вых}$ от приложенного напряжения U при диаметре сопла d_c = 2 мм и разных диаметрах $d_{др.н}$ нагрузочных дросселей показаны на рис. 7, а при диаметре сопла управляемого дросселя d_c = 3,5 мм — на рис. 8. Анализ характеристик показывает, что входное давление изменяется пропорционально приложенному напряжению. Характеристика имеет форму петли гистерезиса, а ее крутизна изменяется при изменении полярности напряжения (на графиках в точках, где меняется полярность напряжения, наблюдается излом). С увеличением диаметра сопла управляемого дросселя крутизна характеристик увеличивается.

Таким образом, проведенные исследования показали, что управляемый электропневматический дроссель может быть использован в системе автоматического регулирования положения шпинделя в аэростатических опорах высокой точности и быстродействия как в режимах стабилизации положения, так и в режиме микроперемещений.

Использование электропневматических дросселей в газостатических опорах позволяет получить положительный эффект. Отсутствие междроссельной камеры между управляющими устройствами и питателями газостатической опоры, а также высокое быстродействие электропневматического дросселя и его малые габаритные размеры уменьшают инерционность привода микроперемещений на основе газостатического шпинделя со встроенными электропневматическими дросселями. Газостатический шпиндель с электропневматическими клапанами можно использовать для точных установочных перемещений с целью повышения точности формы отверстия или вала путем компенсации упругих деформаций не только в продольном, но и в поперечном сечении обрабатываемой детали.

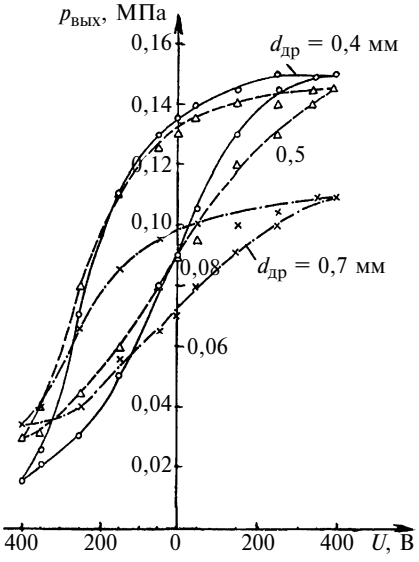


Рис. 7. Зависимости выходного давления $p_{вых}$ от приложенного напряжения U: d_c = 2 мм; $p_{пит}$ = 0,2 МПа

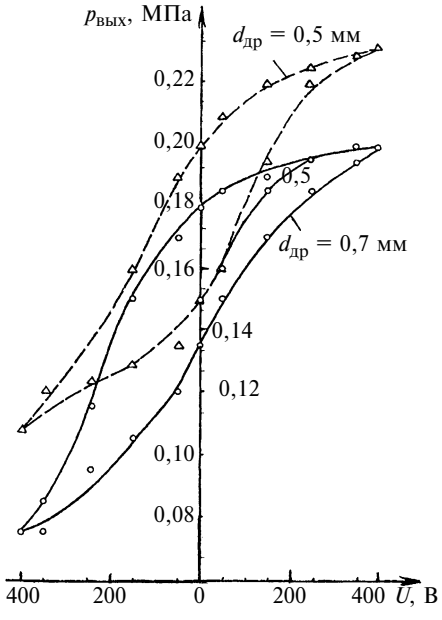


Рис. 8. Зависимости выходного давления $p_{вых}$ от приложенного напряжения U: d_c = 3,5 мм; $p_{пит}$ = 0,3 МПа

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Управляемый** гидравлический дроссель: А. с. 608032: МКИ F16 K 31/02.

2. **Афонин С. М., Афонин П. С.** Расчет характеристик пьезопреобразователей для нано- и микроманипуляторов с пьезоприводами // Приборы и системы управления. Контроль. Диагностика. 2007. № 1. С. 32—36.

3. **Электрические** измерения неэлектрических величин. Под ред. П. В. Новицкого. Л.: Энергия, 1975. 575 с.

УДК 620.178

Ю. А. МИКИПОРИС, д-р техн. наук, А. В. АНТОНОВ
(Ковровская государственная технологическая академия им. В. А. Дегтярева)

Обоснование параметров гидродинамических диспергаторов-излучателей

Дано экспериментальное обоснование параметров гидродинамических диспергаторов-излучателей. Представлены результаты испытаний гидродинамических диспергаторов-излучателей и даны рекомендации по выбору их параметров.

При эксплуатации гидравлических, а также смазочных и охлаждающих систем транспортных машин и станков в качестве устройства для сверхтонкого измельчения частиц, не улавливаемых фильтрами и очистителями, используются гидродинамические диспергаторы-излучатели (ГДИ) [1—4].

Выяснилось, что при малых расходах (при пуске машины, при низких температурах окружающей среды) из-за невозможности сохранения условий для поддержания интенсивности колебаний, нужных для измельчения твердых частиц, эффективность диспергирования уменьшается. Это, в свою очередь, снижает технологические возможности ГДИ, основной деталью которых является корпус с переменным по длине сечением — трубка Вентури [1]. Эта проблема решена экспериментальным уточнением размеров и последующим выбором оптимальной формы ГДИ.

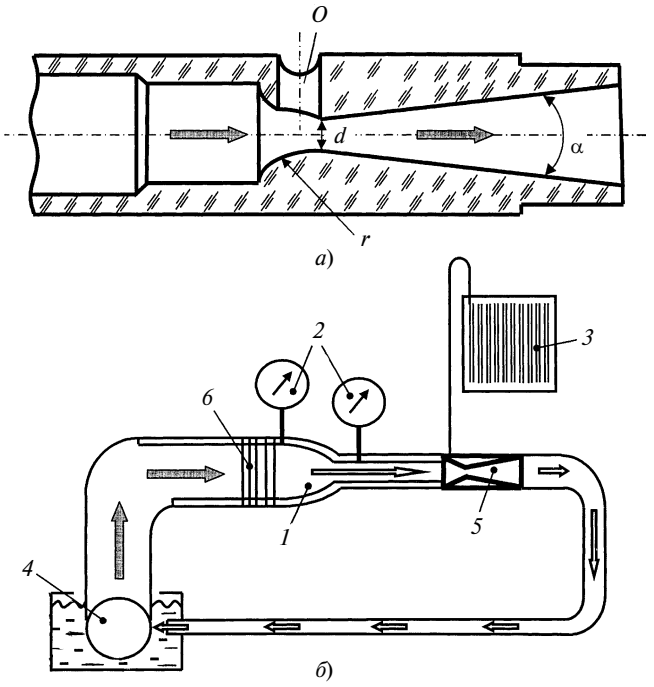


Рис. 1. Разрез гидродинамического излучателя (*а*) и схема гидродинамического стенда (*б*):
r — радиусы входа жидкости в излучатель (6,6; 3,6 и 2,4 мм); *d* = 6 мм — диаметр узкого сечения; α — угол конусной части излучателя (3,5; 7,5; 14°); *O* — отверстие для установки гидрофона для регистрации звукового давления (стрелкой показано направление потока жидкости)

Экспериментальные исследования гидродинамического излучателя (рис. 1, *а*) были проведены на стенде (рис. 1, *б*).

Стенд состоит из направляющего канала *1*, гидродинамического излучателя *5* и высокопроизводительного насоса *4* для создания потока жидкости. На входе направляющего канала установлены сетки *6* для создания равномерного и низкотурбулентного потока.

Скорость жидкости в рабочей части направляющего канала определяли по измеренному манометрами *2* перепаду давления. Распределение давления в ГДИ более точно измеряли батарейным микроманометром *3*. Диапазон скоростей в рабочей части канала меняли от 0 до 100 м/с. Отбор динамического давления проводили через отверстие в корпусе излучателя и трубку, конец которой подсоединяли к микроманометру *3*. Дренажные отверстия диаметром 0,3 мм расположены в излучателе через 1 ÷ 2 мм по его длине (на входе), а по окружности излучателя — в шахматном порядке, для того чтобы последующие точки отбора давления не влияли на предыдущие показания.

Для построения безразмерной характеристики гидродинамического давления по длине излучателя и повышения точности измерений устанавливали три-четыре режима скоростей потока.

Безразмерную величину гидродинамического давления, т. е. число кавитации *K*, рассчитывали по формуле $K = \frac{2(p_x - p_{вх})}{\rho V}$, где $p_{вх}$ и p_x — давления, измеренные на входе ГДИ и на разных расстояниях от него, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м^3; *V* — скорость потока в узкой части канала, м/с.

На рис. 2, *а* приведены результаты экспериментального определения числа кавитации (безразмерного гидродинамического давления по длине излучателя) с цилиндрическим каналом. За ноль координаты *X* принято начало сужения излучателя. Зависимости $K = f(X)$ для различных радиусов входа жидкости показывают, что давление (число кавитации) на входе излучателя резко понижается. Отрицательный градиент давления тем больше, чем меньше радиус входа. На всех кривых имеется минимум давления в районе сопряжения входного участка канала с цилиндрическим участком. Затем давление несколько повышается и снова незначительно падает на цилиндрическом участке излучателя из-за потерь на трение.

Устойчивые минимальные давления имели место при исследовании излучателей с радиусом входа 2,4 и 3,6 мм. Поэтому в дальнейшем исследовали излучатели с радиусом входа 3,6 мм.

Известно, что противодавление в расширяющейся части сопла имеет большое значение. При высоких про-

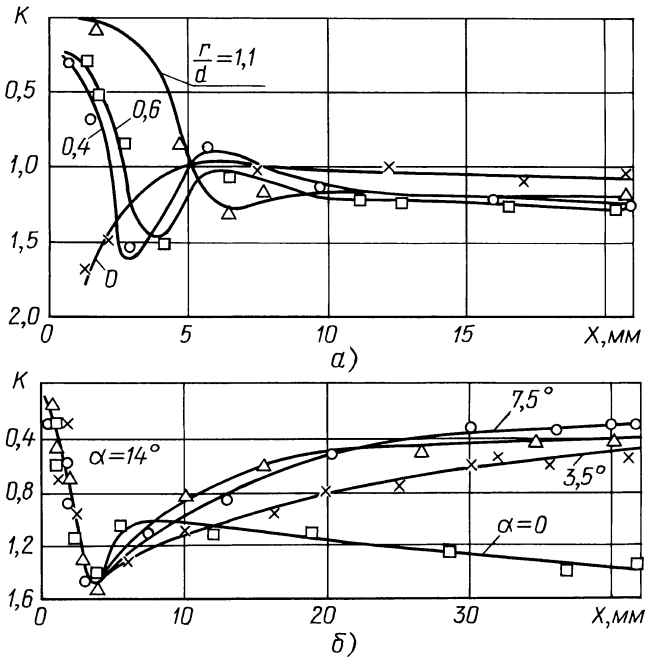


Рис. 2. Изменение числа кавитации *K* по длине излучателя *X* при различных радиусах *r* входа жидкости (*а*) и конусности α диффузорного участка (*б*)

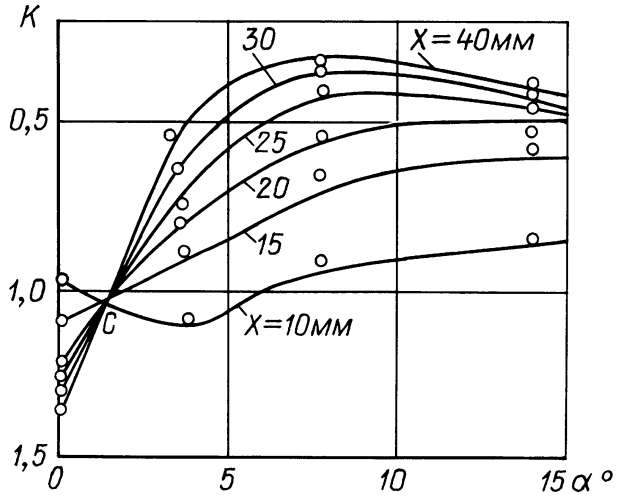


Рис. 3. Изменение числа кавитации *K* в излучателях с *X* = 10, 15, 20, 25, 30, 40 мм в зависимости от угла α конусного участка излучателя

тиводавлениях кавитация охватывает меньшую область и локализуется в самой узкой части сопла, в результате чего повышается разрушающая мощность кавитации в этом месте. Распределение давления по диффузорной части излучателя сильно отличается от давления в цилиндрическом канале (α = 0). Давление восстанавливается на начальном участке диффузора тем быстрее, чем больше угол конусности. Но на расстоянии свыше 20 мм восстановление давления идет быстрее при α = 7,5° и достигает величины $K = 0{,}3$ при $X = 40$ мм (рис. 2, *б*).

Таким образом, диффузорный участок позволяет получать ярко выраженный минимум давления, что обеспечивает развитие кавитационных полостей в узкой зоне излучателя. График $K = f(\alpha)$ для постоянного X приведен на (рис. 3), из которого видно, что зависимости $K = f(\alpha)$ при всех X пересекаются в точке C (α = 1,5°). Из этого следует, что при угле конусности диффузорного участка излучателя α = 1,5° давление по всей его длине остается постоянным и $K \approx 1{,}05$. Давление восстанавливается особенно быстро при конусности $\alpha = 8 \div 9°$ ($K > 0{,}3$). Следовательно, этот угол является оптимальным для узкого сечения излучателя диаметром 6 мм. Увеличение или уменьшение конусности диффузора от оптимальной величины приведет к увеличению потерь напора.

Результаты экспериментального определения интенсивности кавитации при различных значениях угла α и радиусе входа $r = 3{,}6$ мм показали, что более интенсивная кавитация происходит при давлении на входе в ГДИ, равном 4 кгс/см^2, температуре рабочей жидкости $t = 20$ °С и угле конусной части α = 14°. Было также замечено, что на интенсивность кавитации обратно пропорционально влияет температура жидкости.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить распределение гидродинамического давления в излучателях в зависимости от входного радиуса и угла конусности диффузорного участка. Это дает возможность расширить технологические возможности ГДИ при пуске машины и при низких температурах окружающей среды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Микипорис Ю. А., Воркуев А. И.** Повышение ресурса гидрооборудования машин использованием ГДИ // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 3. С. 102—107.

2. **Микипорис Ю. А., Будагов Ф. К., Русаков Б. А.** Основы теории диспергирования частиц механических примесей в жидкостных системах автомобильной техники. Деп. в ЦСИФ МО РФ. Справка N-9923 Серия В. Выпуск N-45, 1999. 27 с.

3. **Микипорис Ю. А., Антонов А. В.** Совершенствование очистки масел трибоэлектризацией // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 49—52.

4. **Пат. 2077939 РФ:** МПК^5 В 01 5/00: Кавитационный диспергатор.

5. **Боббер Р. Дж.** Гидроакустические измерения: Пер. с англ. М.: Наука, 1974.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2008 г. на третьей странице обложки.

УДК 621.878:620.93

Ю. М. БУЗИН, канд. техн. наук
(Воронежский государственный архитектурно-строительный университет)

Методика расчета энергетического показателя передаточного механизма землеройно-транспортной машины

Рассмотрена работа передаточного механизма землеройно-транспортной машины с учетом волнового характера передачи энергии от двигателя к рабочему органу. Предложен энергетический показатель для учета потерь мощности механической энергии на упругий гистерезис в элементах передаточного механизма.

Землеройно-транспортная машина (ЗТМ) при движении осуществляет разработку грунта. При оценке технического уровня и эффективности ЗТМ важны такие показатели, как скорость движения $v_д(t)$; механическая энергия $E_{м.р.о}(t)$ на рабочем органе; сила тяги $T_р(t)$; тяговая мощность $N_{т.р}(t) = dE_{м.р.о}(t)/dt$ или $N_{т.р}(t) = T_р(t)v_д(t)$.

Передаточный механизм ЗТМ, функция которого — передача механической энергии от источника (двигателя) к рабочему органу $[E_{м.дв}(t) \to E_{м.ро}(t)]$ с учетом отбора части энергии $E_{м.от}(t)$ на привод вспомогательных $[E_{м.в.м}(t)]$ и исполнительных $[E_{м.и.м}(t)]$ механизмов управления рабочим органом, включает в себя: трансмиссию; движитель; тяговую или толкающую раму, соединяющую движитель с рабочим органом.

В трансмиссию входят коробка передач, карданные передачи, главная и бортовые передачи, т. е. дискретные крутильные подсистемы, в которых происходит преобразование механической энергии, а именно, увеличение и распределение крутящего момента с одновременным уменьшением частоты вращения элементов трансмиссии в пределах передаваемой мощности с учетом ее потерь.

В движителе подведенный к ведущему колесу или звездочке крутящий момент $M_к(t)$ преобразуется в силу тяги $T_к(t)$, а вращательное движение с угловой скоростью $\omega_к(t)$ — в поступательное движение со скоростью $v_д(t)$, т. е. мощность движителя $N_к(t) = M_к(t)\omega_к(t)$ трансформируется в тяговую мощность $N_{т.к}(t) = T_к(t)v_д(t)$.

От движителя сила тяги $T_к(t)$ через тяговую или толкающую раму, соединяющую движитель с рабочим органом, передается к рабочему органу в виде силы тяги $T_р(t)$ мощностью $N_{т.р}(t) = T_р(t)v_д(t)$.

Таким образом, работу передаточного механизма ЗТМ можно представить в виде энергетического потока:

$$\left.\begin{aligned} &N_{тр}(t) \to N_к(t) \to N_{т.к}(t) \to N_{т.р}(t); \\ &N_{тр}(t) = N_{дв}(t) - N_{дв.от}(t), \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $N_{дв}(t) = dE_{м.дв}(t)/dt$ — эффективная мощность механической энергии, развиваемая двигателем на выходном валу, при подаче $G_т(t)$ энергоносителя (топлива) (для ДВС — углеводородное топливо); $N_{дв.от}(t) = dE_{м.от}(t)/dt$ — мощность, отбираемая от двигателя на привод вспомогательных механизмов $[N_{в.м}(t) = dE_{м.в.м}(t)/dt]$ и механизмов управления рабочим органом $[N_{и.м}(t) = dE_{м.и.м}(t)/dt]$; $N_{тр}(t)$ — мощность, передаваемая от двигателя в трансмиссию передаточного механизма; $N_к(t)$ — мощность, подведенная через трансмиссию к движителю; $N_{т.к}(t)$ — тяговая мощность, развиваемая движителем и подведенная к раме, соединяющей движитель с рабочим органом; $N_{т.р}(t) = dE_{м.р.о}(t)/dt$ — тяговая мощность, подведенная к рабочему органу и реализуемая непосредственно на разработку (копание) грунта с производительностью $П_{т.к}(t)$.

Входной координатой энергетического потока функционирования ЗТМ является подача $G_т(t)$ энергоносителя в двигатель, а выходной координатой — количество грунта, разработанного в единицу времени, т. е. производительность $П_{т.к}(t)$ ($м^3$/ч или т/ч).

Уровень совершенства механизмов [1, 2] в энергетическом смысле определяется КПД для установившегося режима движения, когда работа сил инерции равна нулю. Мгновенный КПД $\eta(t)$ механизма [2] — взятое с обратным знаком отношение мощности внешних сил на ведомом звене к мощности внешних сил на ведущем звене, определяемых из условий статического равновесия механизма с учетом сил трения в кинематических парах. ЗТМ выполнял разработку грунта в динамическом режиме, статический режим работы является частным случаем, следовательно, использовать КПД для оценки эффективности работы их механизмов не представляется возможным.

Поэтому предлагается новый системный показатель оценки эффективности ЗТМ [3] и ее элементов (подсистем) в отдельности — энергетический показатель, представляющий собой отношение выходной координаты энергетического потока к входной координате. Применительно к передаточному механизму, как подсистемы ЗТМ, энергетический показатель исходя из выражения (1) имеет вид:

$$Э_{п.п.м}(t) = N_{т.р}(t)/N_{тр}(t). \quad (2)$$

Данный показатель учитывает все потери механической энергии при работе передаточного механизма на любом режиме, а не только от сил трения в режиме статического равновесия.

Все диссипативные силы, действующие в передаточном механизме, можно разделить на следующие [4]: демпфирование от трения поверхностей зубьев в зубчатых зацеплениях, в подшипниках, в уплотнениях (силы постоянные); демпфирование от движения зубчатых колес в масле или возникающее при выдавливании масла из зазоров в зацеплении, в подшипниках и других узлах (силы, пропорциональные квадрату скорости); демпфирование из-за недостаточной упругости материала детали, представляющее собой диссипативные силы, пропорциональные ам-

плитуде перемещения в степени 2 или 3 (в зависимости от материала) и имеющие гистерезисный характер.

Таким образом, при передаче механической энергии посредством передаточного механизма ее потери обусловлены не только трением (сухим или вязким), но и потерями в его элементах вследствие недостаточной упругости материала, что в теории машин, как правило, не учитывалось. В 1959 г. Д. И. Беренов [5] писал: "Ведение в динамику машин понятия об упругом теле (в отличие от абсолютно жесткого) и учет превращения кинетической энергии движущихся частей в потенциальную энергию деформации приведет к изменению взглядов на КПД машин...".

При работе ЗТМ крутящий момент на валу двигателя носит переменный характер, так как сопротивление на рабочем органе машины переменно, а также в силу особенностей конструкции ДВС.

При трансформации механической энергии через трансмиссию под действием импульса крутящего момента двигателя на конец входного вала дискретной подсистемы трансмиссии вал закручивается на участке до первого диска (зубчатого колеса или муфты) вследствие его инерционности (с учетом суммарного приведенного момента инерции и сопротивления кинематически связанных с ним элементов). Возникший в результате деформации вала момент упругости постепенно раскручивает диск, его значение при этом уменьшается. Инерционные моменты первого диска деформирует следующий участок вала, так как второй диск тоже медленно изменяет свою скорость в силу инерционности. Так, вследствие деформации вала и движения диска (происходит их чередование) по подсистеме передается волна, переносящая исходное возмущение. Это продолжается некоторое время, в отличие от возмущения при абсолютно жесткой и безынерционной системе, причем продолжительность процесса зависит от инерции дисков и жесткости валов отдельных дискретных упругих крутильных подсистем, т. е. скорость распространения бегущей волны является характеристикой упругой системы. В случае гармонической волны скорость распространения будет фазовой $C_\Phi = \sqrt{G/\rho}$ (здесь G — модуль сдвига материала вала, Па; ρ — плотность материала вала, кг/м^3).

На рабочих режимах ЗТМ по элементам передаточного механизма распространяются бегущие волны упругой деформации [6], перенося энергию, равную мощности $N(t)$ энергетической установки минус потери. Скорость $v(t)$ энергетического потока определяется отношением мощности $N(t)$ к плотности полной энергии $\Phi(t)$ деформированной упругой подсистемы: $v(t) = N(t)/\Phi(t)$, $\Phi(t) = \Pi(t)/l = [K(t) + U(t)]/l$, где $\Pi(t)$, $K(t)$, $U(t)$ — соответственно полная, кинетическая и потенциальная энергии деформированной упругой подсистемы; l — протяженность деформируемой среды.

Для дискретной крутильной подсистемы, включающей в себя упругий вал длиной l и массивное зубчатое колесо или муфту, имеем:

$$\left.\begin{aligned} y_\text{п}(t) &= \frac{N(t)}{[K(t)+U(t)]/l};\\ K(t) &= I\omega^2(t)/2;\\ U(t) &= M(t)\varphi(t)/2;\\ \varphi(t) &= M(t)l/(GI_\text{р}), \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где I — момент инерции деформированной части вала относительно оси вращения, кг · м^2; $\omega(t) = d\varphi/dt$ — скорость поперечного сечения вала, с$^{-1}$; $M(t)$ — крутящий момент, Н · м; $\varphi(t)$ — угол поворота (закрутки) вала в поперечном сечении, рад; $GI_\text{р}$ — жесткость вала при кручении, Н · м^2; $I_\text{р}$ — полярный момент инерции поперечного сечения вала, м^4.

Крутящий момент $M(t)$ вызывает закручивание вала на угол $\varphi(t)$ с скоростью $\omega(t)$. Вначале крутящий момент вызывает закручивание только бесконечно малой части конца вала. Далее происходит деформация следующей части. Так деформация распространяется по валу со скоростью $v(t)$, которая рассчитывается как средняя геометрическая величина двух скоростей — фазовой скорости C_Φ волн и скорости $v_\text{п}(t)$ переноса потока энергии [6]:

$$v(t) = \sqrt{C_\Phi v_\text{п}(t)}\,. \qquad (4)$$

Волновой процесс в крутильных системах, рассматриваемых как дискретные системы, определяется инерционностью масс, установленных на валах, и жесткостью валов.

Касательное напряжение в сечении вала от сдвиговых деформаций, вызванных приложением крутящего момента, имеет вид:

$$\tau(t) = \frac{N(t)l}{v(t)W_\text{р}}\,, \qquad (5)$$

где $W_\text{р}$ — полярный момент сопротивления сечения вала, м^3.

Рассеяние энергии вследствие гистерезисных потерь происходит в материалах, испытывающих переменные деформации, при несоблюдении закона Гука. Реальные материалы, в том числе и конструкционные, не подчиняются закону Гука.

Переменное нагружение единицы объема деформируемого элемента конструкции за цикл показано на рисунке: при растяжении—сжатии — в координатах σ—ε; при сдвиге (кручении) — в координатах τ—γ; $\varepsilon = \Delta l/l$, где Δl — абсолютная деформация при растяжении—сжатии; l — длина деформируемого участка элемента; $\gamma = s/l$, где $s = \varphi r$ — абсолютный сдвиг на контуре круглого сечения элемента — вала диаметром $2r$

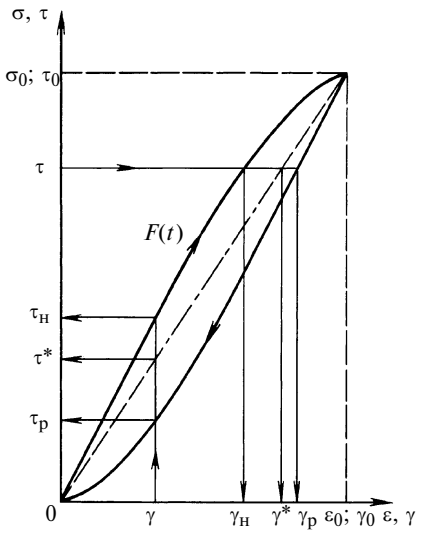


Рис. 1. Петля упругого гистерезиса за цикл нагружения единицы объема деформируемого элемента конструкции в пределах пропорциональности:
σ_0, τ_0 — амплитудные значения соответственно нормальных и касательных напряжений; ε, γ — относительные деформации соответственно при растяжении-сжатии и сдвиге-кручении

при угле φ закручивания в поперечном сечении.

Площадь $F(t)$, ограниченная петлей гистерезиса, характеризует величину рассеяния (диссипации) механической энергии в единице объема нагруженного элемента, которая переходит в тепловую энергию. На ветви нагружения процесс деформирования элемента идет с ускорением $d^2\varphi(t)/dt^2 > 0$ и при напряжении τ его относительная деформация $\gamma_н < \gamma^*$, так как часть приложенного крутящего момента $M(t)$ затрачивается на преодоление инерционного момента $M_и(t) = I\frac{d^2\varphi(t)}{dt^2}$, а другая часть $M_{деф}(t) = M(t) - M_и(t)$ затрачивается непосредственно на его деформирование с углом закручивания $\varphi(t)$. Поэтому $\gamma_н = \frac{M(t) - M_и(t)}{GW_р} < \gamma^* = \frac{M(t)}{GW_р}$. На ветви разгрузки процесс деформирования идет с замедлением $(d^2\varphi(t)/dt^2 < 0)$ и при напряжении τ имеем $\gamma_р > \gamma^*$, так как $\gamma_р = \frac{M(t) + M_и(t)}{GW_р} > \gamma^* = \frac{M(t)}{GW_р}$. Если материал вала обладает вязкостью [7], то имеет место диссипация, пропорциональная скорости деформирования $\omega(t) = d\varphi/dt$, в этом случае имеет место расширение петли гистерезиса.

Аналогичные рассуждения будут справедливы и для напряжений. На ветви нагружения при деформации γ имеет место $\tau_н > \tau^*$, а на ветви разгрузки — $\tau_р < \tau^*$. Таким образом, внутренняя инерция и вязкость деформированного элемента оказывают влияние на его поле напряжений.

Для аналитического описания петли упругого гистерезиса нагружение элемента конструкции следует рассматривать как процесс с соответствующим представлением выражений (3)—(5).

Потери мощности механической энергии на упругий гистерезис нагруженного элемента конструкции определяются выражением

$$N_г(t) = F(t)\Omega/t_ц, \qquad (6)$$

где $F(t)$ — площадь петли упругого гистерезиса для единицы объема нагруженного элемента в координатах τ—γ или σ—ε за время $t_ц$, н/м^2; Ω — объем деформируемого элемента конструкции длиной l, м^3; $t_ц$ — продолжительность цикла нагружения $(0 \to \sigma_0,\ \tau_0 \to 0)$ деформируемого элемента, с.

При работе движителя потери мощности механической энергии происходят в результате буксования и гистерезисных потерь в его элементах — особенно в пневмошинах пневмоколесного движителя.

Подобная картина, аналогичная работе трансмиссии, имеет место и при передаче механической энергии через раму, соединяющую движитель с рабочим органом: $N_{т.к}(t) \to \to N_{т.р}(t)$. Но в отличие от касательных напряжений $\tau(t)$, которые возникают от действия крутящего момента $M(t)$, в соответствии с формулой (5) здесь имеют место нормальные напряжения $\sigma(t)$ от действия силы тяги $T(t)$. Способность металлов поглощать энергию при нагружении называют циклической вязкостью. Показателем циклической вязкости является площадь петли гистерезиса при напряжении, равном пределу усталости.

Таким образом, передачу механической энергии по элементам передаточного механизма необходимо рассматривать с позиций волновой механики, изучающей законы распространения упругих волн деформаций по инженерным конструкциям.

Тогда энергетический показатель $Э_{п.п.м}(t)$ передаточного механизма в развернутом виде

$$\left.\begin{aligned} &Э_{п.пм}(t) = Э_{п.тр}(t)Э_{п.движ}(t)Э_{п.рам}(t);\\ &Э_{п.тр}(t) = N_к(t)/N_{тр}(t);\\ &Э_{п.движ}(t) = N_{т.к}(t)/N_к(t);\\ &Э_{п.рам}(t) = N_{т.р}(t)/N_{т.к}(t), \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

где $Э_{п.тр}(t)$, $Э_{п.движ}(t)$, $Э_{п.рам}(t)$ — энергетические показатели трансмиссии, движителя и рамы.

На установившемся режиме работы передаточного механизма ЗТМ с постоянной силовой загрузкой его энергетический показатель будет равен КПД:

$$Э_{п.пм.о} = N_{т.р}/N_{тр} = \eta_{пм} = \eta_{тр}\eta_{движ}\eta_{рам},$$

где $\eta_{пм}$, $\eta_{тр}$, $\eta_{движ}$, $\eta_{рам}$ — КПД соответственно передаточного механизма, трансмиссии, движителя и рамы, соединяющей движитель с рабочим органом.

В отличие от КПД η_i энергетический показатель $Э_{п.i}(t)$ i-го элемента передаточного механизма наиболее полно характеризует эффективность использования его энергетического потенциала.

Рассмотрим энергетические показатели элементов передаточного механизма ЗТМ [см. выражение (7)] в развернутом виде.

Энергетический показатель трансмиссии:

$$\left.\begin{aligned} &Э_{п.тр}(t) = N_к(t)/N_{тр}(t) = \\ &= 1 - [\Delta N_{тр}(t)/N_{тр}(t)];\\ &\Delta N_{тр}(t) = N_{тр.т}(t) \pm N_{тр.и}(t) + \\ &+ N_{тр.г}(t), \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

где $\Delta N_{тр}(t)$ — изменение мощности механической энергии при прохождении ее через трансмиссию; $N_{тр.т}(t)$ — потери мощности механической энергии на трение (сухое и вязкое) в элементах трансмиссии; $N_{тр.и}(t)$ — инерционная составляющая мощности механической энергии при прохождении ее через трансмиссию; $N_{тр.г}(t)$ — потери мощности механической энергии на упругий гистерезис в элементах трансмиссии.

При определении КПД трансмиссии составляющие $N_{тр.и}(t)$ и $N_{тр.г}(t)$ в $\Delta N_{тр}(t)$ не учитывают, т. е. $\eta_{тр} = 1 - (N_{тр.т}/N_{тр})$.

Энергетический показатель движителя:

$$\left.\begin{aligned} &Э_{п.движ}(t) = N_{т.к}(t)/N_к(t) = \\ &= 1 - [\Delta N_к(t)/N_к(t)];\\ &\Delta N_к(t) = N_{к.т}(t) \pm N_{к.и}(t) + N_{к.б}(t);\\ &N_{к.б}(t) = N_{к.б.с}(t) \pm N_{к.б.д}(t), \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

где $\Delta N_к(t)$ — изменение мощности механической энергии при прохождении ее через движитель; $N_{к.т}(t)$ — потери мощности механической энергии на трение в элементах движителя; $N_{к.и}(t)$ — инерционная составляющая мощности механической энергии при прохождении ее через движитель; $N_{к.б}(t)$ — изменения мощности механической энергии, вызванные буксованием дви-

жителя на статическом $[N_{к.б.с}(t)]$ и динамическом $[N_{к.б.д}(t)]$ режимах работы с учетом потерь на гистерезис в пневматических шинах.

При определении КПД движителя составляющие $N_{к.и}(t)$ и $N_{к.б.д}(t)$ в $\Delta N_к(t)$ не учитывают, т. е. $\eta_{двж} = 1 - [(N_{к.т}(t) + N_{к.б.с})/N_к]$.

Энергетический показатель рамы (толкающей или тяговой), соединяющей движитель с рабочим органом:

$$\left.\begin{aligned} &Э_{п.рам}(t) = N_{т.р}(t)/N_{т.к}(t) = \\ &= 1 - [\Delta N_{т.к}(t)/N_{т.к}(t)]; \\ &\Delta N_{т.к}(t) = \pm N_{т.\ к.и}(t) \pm N_{т.к.у}(t) + \\ &+ N_{т.\ к.вед}(t) + N_{т.\ к.г}(t), \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

где $\Delta N_{т.к}(t)$ — изменение мощности механической энергии при прохождении ее через раму от движителя к рабочему органу; $N_{т.к.и}(t)$ — инерционная составляющая мощности механической энергии при прохождении ее через раму; $N_{т.к.у}$ — мощность механической энергии, затрачиваемая на подъем машины (тогда ставится знак "+") или приобретаемая дополнительно (ставится знак "–") при ее движении под уклон; $N_{т.к.вед}(t)$ — мощность механической энергии, затрачиваемая на передвижение ведомого моста колесной ЗТМ; $N_{т.к.г}(t)$ — потери мощности механической энергии на упругий гистерезис в раме.

КПД рамы не определяют, так как она не является механизмом. Однако в связи с тем, что центр массы ЗТМ расположен на раме, она влияет на прохождение механической энергии от движителя к рабочему органу в процессе разработки грунта. Это и учитывает энергетический показатель $Э_{п.рам}(t)$.

Полученные выражения (8)—(10) подтверждают то, что энергетический показатель является комплексным показателем оценки эффективности использования энергетического потенциала как передаточного механизма в целом, так и его функциональных элементов в отдельности, а КПД — частный случай с ограниченными возможностями оценки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 640 с.
2. **Теория** механизмов и шин. Терминология: Учеб. пособие / Н. И. Левитский, Ю. Я. Гуревич, В. Д. Плахтин и др. Под ред. К. В. Фролова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 80 с.
3. **Бузин Ю. М.** Новый подход к оценке эффективности и оптимизации процесса разработки грунта землеройно-транспортной машины // Изв. вузов. Строительство. 2001. № 1. С. 80—84.
4. **Зябликов В. М., Иванов В. А., Смирнов В. Ф.** Определение количества рассеиваемой энергии колебаний в агрегатах силовых передач // Вестник машиностроения. 1975. № 9. С. 21—24.
5. **Беренов Д. И.** Расчет деталей на прочность. Свердловск: Машгиз, 1959. 216 с.
6. **Порядков В. И.** О влиянии на динамику машин жесткосвязанных элементов и потоков мощности // Вестник машиностроения. 2005. № 3. С. 26—28.
7. **Ландау Л. Д., Лившиц Е. М.** Теоретическая физика. Т. VII. Теория упругости. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. 264 с.

УДК 553.6.01

А. П. ПЕТРОВ, канд. техн. наук (Курганский ГУ)

Определение аэродинамического сопротивления радиатора автомобиля при неравномерном потоке охлаждающего воздуха

Рассматривается факт увеличения аэродинамического сопротивления радиатора из-за неравномерного распределения потока охлаждающего воздуха по его фронтальной поверхности и приводится методика расчета степени увеличения сопротивления. Установлены параметры поля скоростей воздуха, влияющих на изменение коэффициента аэродинамического сопротивления радиатора.

Радиатор системы охлаждения двигателя, установленный на автомобиль, может иметь большее аэродинамическое сопротивление, чем радиатор в идеальных лабораторных условиях. Это возможно, если через радиатор протекает поток воздуха с неравномерным распределением скорости по фронту. В этом случае аэродинамическое сопротивление радиатора будет иным по сравнению с равномерным потоком при том же расходе.

Такое явление обусловлено тем, что аэродинамическая характеристика радиаторов (зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от скорости воздуха) — нелинейная (рис. 1). Предположим, что в одном случае через радиатор проходит поток воздуха с двумя скоростями v_1 и v_2, а в другом — равномерный поток с тем же расходом, скорость которого $v_0 = (v_1 + v_2)/2$. В первом случае для разных частей радиатора имеем коэффициент аэродинамического сопротивления соответственно ζ_1 и ζ_2, а во втором случае для обеих частей радиатора коэффициенты равны ζ_0.

Вследствие нелинейности аэродинамической характеристики те участки радиатора, на которых скорость потока воздуха выше средней, оказывают меньшее аэродинамическое сопротивление и не могут компенсировать повышенное сопротивление участков, на которых скорость потока воздуха ниже средней (см. рис. 1).

Степень изменения аэродинамического сопротивления радиатора зависит от двух факторов: величины неравномерности воздушного потока и аэродинамической характеристики самого радиатора (полученной при равномерном потоке). Чем больше неравномерность распределения потока воздуха по фронту, тем больше увеличится сопротивление радиатора по сравнению с сопротивлением в идеальных условиях. Если бы аэродинамическая характеристика была линейной, т. е. коэффициент аэродинамического сопротивления не зависел от скорости воздуха, то сопротивление ра-

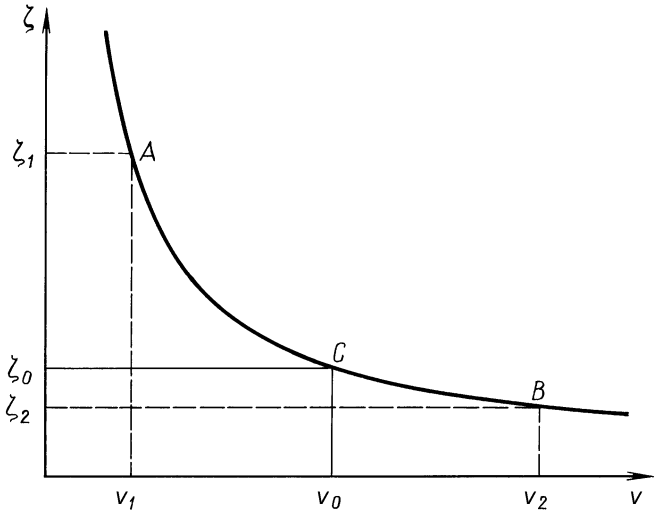


Рис. 1

диатора не зависело бы и от неравномерности скорости потока воздуха.

Для оценки неравномерности скоростей потока воздуха, проходящего через радиатор, больше подходит среднеквадратическое отклонение σ величины локальных скоростей по фронтальной поверхности радиатора.

Коэффициент аэродинамического сопротивления радиатора в реальных условиях может быть определен как $\zeta = \zeta_0 K$, где ζ_0 — коэффициент аэродинамического сопротивления радиатора при равномерном поле скоростей потока воздуха по его фронтальной поверхности; K — коэффициент изменения аэродинамического сопротивления радиатора (для радиаторов всегда $K > 1$).

Для исследования поведения радиатора при неравномерном потоке воздуха была использована специальная методика, суть которой заключается в следующем: предполагается, что поток воздуха, проходящий через радиатор, состоит из множества элементарных струй, идущих параллельно. В соответствии с этим фронтальная поверхность радиатора была разбита на множество равных элементов. Было создано несколько моделей полей скоростей по фронту радиатора, в которых скорость воздуха на каждом элементе радиатора задавалась в соответствии с законом нормального распределения.

Падение давления на радиаторе $\Delta P = z_\Sigma G_2$, где z_Σ — эквивалентное аэродинамическое сопротивление радиатора; G — рас ход воздуха через радиатор. Аэродинамическое сопротивление элементарной ячейки радиатора выражается через расход воздуха: $z_i = \zeta_i \rho/(2 S_i^2)$, где ζ_i — коэффициент аэродинамического сопротивления ячейки радиатора; ρ — плотность воздуха; S_i — фронтальная площадь элементарной ячейки радиатора.

Методика расчета строится так: 1) определяется коэффициент ζ_i аэродинамического сопротивления каждой элементарной ячейки радиатора с учетом скорости потока воздуха по заданному полю; 2) определяется сопротивление z_i каждой ячейки; 3) определяется суммарное эквивалентное сопротивление всего радиатора:

$$z_{\Sigma\text{нер}} = 1/\left(\frac{1}{\sqrt{z_1}} + \frac{1}{\sqrt{z_2}} + \ldots + \frac{1}{\sqrt{z_n}}\right)^2.$$

Сопротивление радиатора при равномерном распределении скорости потока воздуха $z_{\Sigma\text{рав}} = 1/\left(n\frac{1}{\sqrt{z_0}}\right)^2$, где n — число элементарных ячеек на радиаторе. Эквивалентное сопротивление z_0 определяется для средней скорости v_0 по фронту радиатора, такой же, как в первом случае, т. е. при равенстве расходов воздуха при неравномерном и равномерном распределении. Эквивалентное сопротивление при неравномерном потоке всегда больше, чем при равномерном: $z_{\Sigma\text{нер}} > z_{\Sigma\text{рав}}$.

Коэффициент изменения аэродинамического сопротивления радиатора при неравномерной скорости потока воздуха определяется по формуле $K = z_{\Sigma\text{нер}}/z_{\Sigma\text{рав}}$.

В качестве объекта исследования был взят радиатор автомобиля ВАЗ-2108. При создании моделей полей скоростей воздуха по фронту радиатора варьировались средняя скорость v_0 и среднеквадратическое отклонение σ (рис. 1), для чего площадь радиатора была разбита на 500 элементарных участков. Моделировали поля для семи вариантов средней скорости воздуха. В свою очередь при заданной средней скорости варьировалось среднеквадратическое отклонение скорости. Так, при средней скорости 1,0 м/с модели полей имели отклонение σ в диапазоне от 0,1 до 0,56 м/с, при 1,23 м/с — от 0,1 до 0,69 м/с, при 2,45 м/с — от 0,1 до 1,37 м/с, при 3,06 м/с — от 0,1 до 1,5 м/с, при 4,9 м/с — от 0,1 до 1,9 м/с, при 7,97 м/с — от 0,1 до 2,5 м/с, для 10,4 м/с — от 0,1 до 3,4 м/с. Диапазоны варьирования средней скорости и среднеквадратического отклонения задавались с учетом данных, имеющих место в реальных конструкциях системы охлаждения. Как видно из рис. 2, из-за высокой неравномерности при малых расходах аэродинамическое сопротивление радиатора может увеличиться на 7 % и более. При больших расходах эта доля существенно меньше.

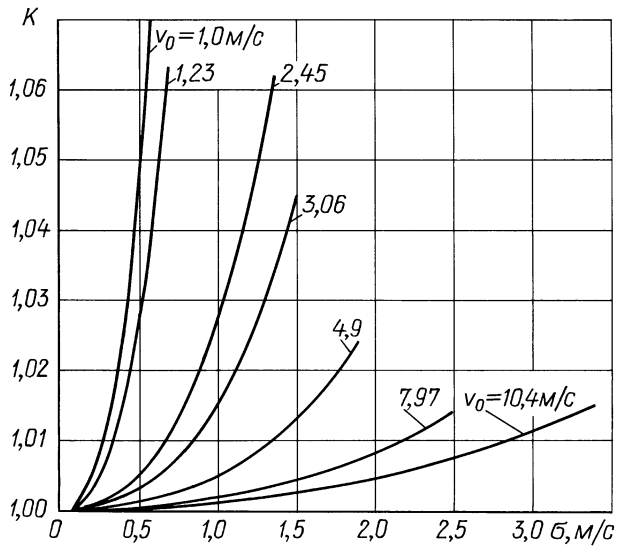


Рис. 2

С помощью представленной методики был проведен анализ параметров радиатора, влияющих на изменение коэффициента аэродинамического сопротивления вследствие неравномерности распределения потока воздуха по его фронту. Для этого моделировали аэродинамические характеристики радиаторов.

Практически все радиаторы имеют аэродинамическую характеристику в виде степенной зависимости $\zeta = av^n$, в которой коэффициент a определяет положение характеристики по высоте, а показатель степени n определяет степень кривизны характеристики.

На рис. 3 зависимости *1* ($\zeta = 35v^{-0,2}$) и *2* ($\zeta = 25v^{-0,2}$) имеют разный коэффициент a и одинаковый показатель степени n. Поэтому они имеют одинаковую кривизну, только зависимость *1* расположена выше зависимости *2*. Зависимость *3* ($\zeta = 25v^{-0,5}$), как видим, имеет бóльшую кривизну.

На рис. 4 представлены зависимости изменения коэффициента аэродинамического сопротивления среднеквадратического отклонения скорости воздуха для двух радиаторов, имеющих характеристики $\zeta = 20v^{-0,4}$ (штриховые линии) и $\zeta = 20v^{-0,1}$ (сплошные линии). Из рис. 4 видно, что радиатор, показатель степени в формуле которого выше, имеет большее аэродинамическое сопротивление при неравномерном распределении скоростей потока воздуха по его фронту. Если бы показатель степени был равен нулю, то аэродинамическая характеристика была бы линейной, т. е. аэродинамическое сопротивление радиатора не зависело бы от неравномерности поля скоростей.

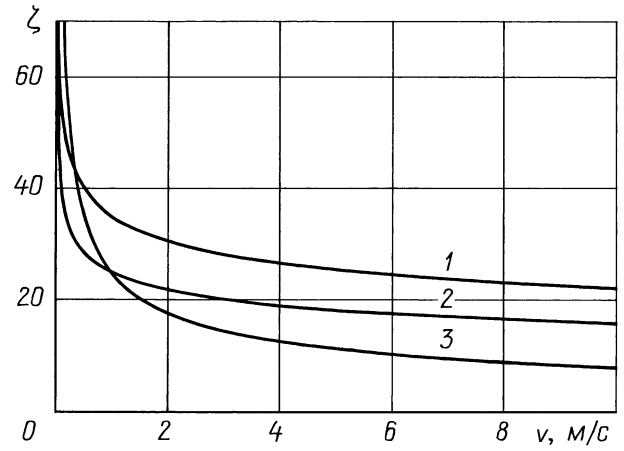


Рис. 3

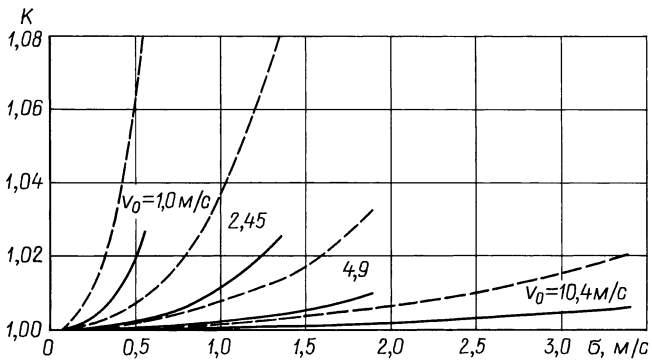


Рис. 4

Радиаторы, аэродинамические зависимости которых имеют разный коэффициент a, но одинаковый показатель степени n, одинаково зависят от неравномерного распределения скорости по фронту. Так, зависимости коэффициента K от отклонения σ для двух радиаторов с $\zeta = 35v^{-0,2}$ и $\zeta = 25v^{-0,2}$ полностью совпадают.

В реальных конструкциях распределение скорости потока воздуха по фронту радиатора не всегда соответствует нормальному закону. Поэтому были исследованы варианты распределения скорости потока воздуха по фронту радиатора, отличающегося от нормального закона. Для этого были смоделированы распределения поля скоростей потока воздуха по фронту радиатора по нормальному закону и по β-распределению.

Целью первого численного эксперимента было определение влияния закона распределения скорости потока воздуха по фронту радиатора на коэффициент K при низкой степени неравномерности поля скоростей. Первое поле скоростей имело нормальный закон распределения, среднюю скорость $v_0 = 1,70$ м/с и среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0,23$ м/с. Гистограмма этого распределения приведена на рис. 5. По оси абсцисс отложены значения скоростей по фронтальной поверхности радиатора, а по оси ординат — частота повторений скорости на заданном интервале. Второе поле имело ярко выраженную асимметрию, что соответствует β-распределению. Это поле имело такую же среднюю скорость и среднеквадратическое отклонение скорости. Для оценки степени асимметрии в данном случае лучше подходит медиана этого распределения $M_e = 1,77$ м/с. Медиана нормального распределения совпадает со средним значением скорости воздуха. Таким образом, величина медианы β-распределения на 3,97 % больше величины медианы нормального закона распределения.

Для нормального закона распределения $K = 1,0043$, а для β-распределения — $K = 1,0049$, т. е. на 0,055 % больше при одинаковых средней скорости и среднеквадратическом отклонении. Видно, что большое отклонение распределения скорости потока воздуха по фронту радиатора от нормального приводит к незначительному увеличению коэффициента K.

Целью второго численного эксперимента было определение влияния закона распределения скорости потока воздуха по фронту радиатора на коэффициент K при более высокой степени неравномерности поля скоростей. При той же средней скорости среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0,54$ м/с. В данном случае величина медианы β-распределения была на 9,8 % больше медианы нормального распределения. При этом для нормального распределения $K = 1,028$, а для β-распределения $K = 1,034$, т. е. коэффициенты отличаются всего на 0,61 %. Отсюда следует, что при достаточно высоких значениях неравномерности поля скоростей даже значительное отклонение от нормального закона распределения скоростей по фронту радиатора не приведет к большому изменению коэффициента K.

В первых двух экспериментах β-распределение имело правую асимметрию (отрицательную).

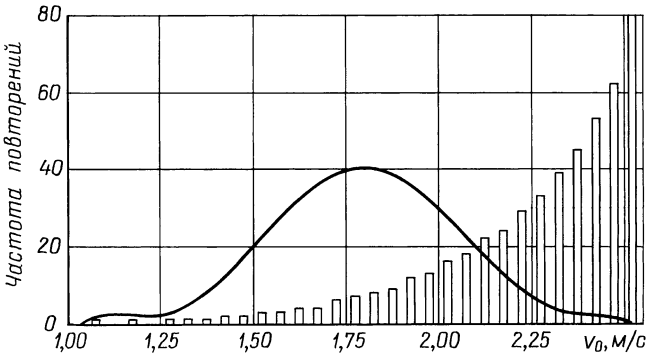


Рис. 5

Третий численный эксперимент имел целью определение влияния левой асимметрии (положительной) на коэффициент K. В данном случае медиана β-распределения была меньше медианы нормального распределения на 6,7 %. Если правая асимметрия приводит к увеличению коэффициента K, то в данном случае левая асимметрия приводит к уменьшению коэффициента K на 0,54 %: при нормальном распределении $K = 1{,}028$, а при β-распределении $K = 1{,}023$.

Четвертый эксперимент отличался от третьего тем, что гистограмма β-распределения была "зеркальным" отражением гистограммы третьего эксперимента. Таким образом, остались прежними средняя скорость и среднеквадратическое отклонение, но изменилось значение медианы: если в первом случае медиана была меньше среднего значения скорости, то здесь она стала равной 1,82 м/с, т. е. больше средней скорости. Нормальное распределение было точно таким же, как в третьем эксперименте. Этот эксперимент показал еще раз, что левая асимметрия распределения скоростей приводит к уменьшению коэффициента K, а правая — к его увеличению. Самое главное то, что хотя "асимметрии" зеркальные, но степень их влияния на коэффициент K разная. Если в первом случае коэффициент K уменьшился на 0,54 %, то во втором случае он увеличился на 0,37 %.

Пятый эксперимент показал, как изменяется коэффициент K в случае асимметричного распределения скорости потока воздуха в зависимости от степени этой асимметрии по сравнению с нормальным распределением. Были проанализированы три поля скоростей с правым асимметричным распределением. Все поля имели $v_0 = 1{,}70$ м/с и $\sigma = 0{,}57$ м/с. Медиана асимметричных полей первого распределения — 1,82 м/с, второго — 1,87 м/с и третьего — 1,92 м/с. При этом коэффициент K увеличивался на 0,37, 0,61 и 0,9.1 % соответственно по сравнению с нормальным распределением, т. е. наблюдалась квадратичная зависимость от степени асимметрии.

Эксперименты показали, что неравномерное распределение скорости потока охлаждающего воздуха по фронтальной поверхности радиатора приводит к заметному увеличению его аэродинамического сопротивления. Закон распределения скорости незначительно влияет на этот эффект.

Обычно экспериментаторы не фиксируют увеличение аэродинамического сопротивления радиатора из-за неравномерного поля скоростей воздуха по фронту. Они ошибочно относят увеличение сопротивления к сопротивлению участка воздушной магистрали, на котором радиатор установлен. На самом деле надо иметь в виду, что плохо организованный поток воздуха перед радиатором может послужить дополнительным источником потерь напора на нем. В некоторых случаях эти потери могут быть значительными, поскольку к сопротивлению участка воздушной магистрали прибавляется дополнительное сопротивление радиатора.

УДК 621.436-192

А. Ф. ДОРОХОВ, д-р техн. наук, П. А. ДОРОХОВ, М. А. МАСУЕВ, канд. техн. наук (Астраханский ГТУ)

Экономическая эффективность производства и эксплуатации тепловых двигателей

Рассматриваются возможные критерии оценки эффективности использования финансовых средств в проектировании, производстве и эксплуатации тепловых двигателей. Предлагается структура экономического КПД тепловых двигателей для оценки эффективности использования вложенных в них на всех стадиях жизненного цикла денежных средств. Рассматриваются примеры расчета экономического КПД для аналогичных двигателей российского и иностранного производств.

Энергетическая эффективность тепловых двигателей, выражающаяся некоторыми видами коэффициентов полезного действия (КПД) (например, эффективным, индикаторным, эксергетическим и др.), характеризует только степень технического совершенства (или несовершенства) двигателя и не учитывает объема затрат (на проектирование, изготовление, эксплуатацию), которые необходимы для его достижения. В практике машиностроения нередки ситуации, когда для достижения высокого технического уровня изделий и его дальнейшего поддержания бывают необходимы настолько большие финансовые вложения, что в дальнейшем их не удается компенсировать, не говоря уже о получении прибыли от эксплуатации. И не новой является оптимизационная задача по взаимной увязке объема инвестиций в проектирование, производство и финансирование эксплуатационного обслуживания с теми показателями технического уровня изделия, которые будут необходимыми и достаточными как для обеспечения

его нормальной рентабельности в эксплуатации, так и для поддержания эксплуатационных показателей в приемлемом диапазоне в течение установленного срока службы. Новыми, обновленными или усовершенствованными могут быть методики оценки затрат и полученного в результате осуществления этих затрат совокупного дохода от эксплуатации изделия или полученной прибыли.

Значение КПД вложенных в производство продукции посредством применения данного двигателя денежных средств (назовем его экономическим КПД — $\eta_э$) может быть принято по аналогии с эффективным КПД: $\eta_e = Q_e/Q_т = (Q_т - Q_п)/Q_т = 1 - Q_п/Q_т$. Здесь Q_e — количество теплоты, эквивалентное эффективной мощности двигателя; $Q_т$ — располагаемая теплота, введенная в двигатель с топливом; $Q_п$ — количество теплоты, эквивалентное всем видам потерь при преобразовании энергии. Тогда значение экономического КПД может быть определено по формуле $\eta_э = (C_e - C_т)/C_e$ или $\eta_э = 1 - C_т/C_е$. Здесь $C_е = C_т + C_{пр}$, где C_e — полная стоимость преобразования химической энергии топлива в механическую работу, снимаемую потребителем с фланца отбора мощности; $C_{пр}$ — стоимость преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела и далее в механическую работу в условиях данной машины; $C_т$ — стоимость топлива. Однако, для того чтобы была возможна сравнительная оценка $\eta_э$ двигателей разных типов и типоразмеров, целесообразно определять стоимостные значения $C_т$ и $C_{пр}$, приводя их к одной временно́й и мощностной единице. Тогда значение $\eta_э$ будет определяться как $(c_e - c_т)/c_e$, где $c_т$ — стоимость топлива, израсходованного двигателем в течение года, приведенная к единице мощности. Удельная стоимость преобразования энергии $c_{пр}$ будет складываться из следующих составляющих:

доли $u_д$ цены двигателя (за нее можно принять цену $Ц_д$ двигателя, отнесенную к единице его номинальной мощности N_e и к одному календарному году работы исходя из назначенного ресурса R до первой переборки, т. е. $u_д = Ц_д/N_eR$);

стоимости обслуживания $C_о$ двигателя в течение года, отнесенной к единице мощности, т. е. $c_о = C_о/N_e$;

доли стоимости $c_{рем}$ всех ремонтов двигателя в течение срока его эксплуатации, отнесенной к единице мощности и сроку службы, т. е. $c_{рем} = C_{рем}/N_eR_к$, где $R_к$ — календарный срок службы двигателя в годах;

доли отчислений $p_д$ на реновацию двигателя в виде начальной цены двигателя, отнесенной к одному году работы исходя из календарного срока $R_к$ службы, и к единице мощности, т. е. $p_д = Ц_д/R_кN_e$;

доли прибыли $c_п$ от эксплуатации двигателя исходя из расчета нормы прибыли (примем 20 % от себестоимости эксплуатации), отнесенной к одному году работы и к единице мощности, т. е. $c_п = 0{,}2(u_д + c_о + c_{рем} + p_д)$.

Исходя из вышеизложенного удельную стоимость преобразования энергии можно представить в виде суммы:

$$c_{пр} = u_д + c_о + c_{рем} + p_д + c_п = 1{,}2(u_д + c_о + c_{рем} + p_д).$$

Тогда экономический КПД будет иметь вид:

$$\eta_э = 1{,}2(u_д + c_о + c_{рем} + p_д)/[c_т + 1{,}2(u_д + c_о + c_{рем} + p_д)]. \quad (1)$$

Данный показатель может служить в качестве оценки эффективности средств, вложенных в проектирование, производство и эксплуатацию тепловых двигателей различных типов, и будет рациональным дополнением к показателям их технической эффективности.

Проанализируем сделанные выкладки на примере анализа экономического КПД двух конкретных двигателей.

Четырехцилиндровый дизель ДС32 производства ОАО "Завод ДАГДИЗЕЛЬ" (Россия):

цена $Ц = 75\ 000$ руб.; номинальная мощность $N_{eном} = 23{,}5$ кВт; частота вращения коленчатого вала $n = 1600$ мин$^{-1}$; ресурс до первой переборки $R_п = 8000$ ч; ресурс до капитального ремонта $R_{кр} = 18\ 000$ ч; срок службы до списания $R = 12$ лет; масса $m = 395$ кг; средняя стоимость дизельного топлива $Ц_т = 7$ руб./л (стоимость топлива на конец 2003 г.).

Трехцилиндровый дизель MD2030 производства AB "VOLVO-PENTA" (Швеция):

$Ц = 11\ 000$ USA; $N_{eном} = 21$ кВт; $n = 3600$ мин$^{-1}$; $R_п = 8000$ ч; $R_{кр} = 18\ 000$ ч; $R = 12$ лет; $m = 152$ кг; $Ц_т = 1$ \$/л (характеристики взяты из заводских формуляров дизелей и прайс-листов заводов-изготовителей).

Если по приведенным выше формулам выполнить все расчеты с подстановкой данных, то получим: для ДС32 $\eta_э = 0{,}68$; для MD2030 $\eta_э = 0{,}88$.

Таким образом, из каждого рубля, затраченного на производство и техническую поддержку дизелей в течение всего срока их эксплуатации, на выработку мощности для ДС32 приходится 68 коп., тогда как 32 коп. составляют прямые и косвенные потери. Для двигателя MD2030 эти показатели составляют 88 и 12 коп. соответственно. Уровень эффективности затрат на выработку мощности при производстве и эксплуатации ДС32 составляет 77 % от уровня эффективности затрат на MD2030.

Все стоимостные показатели рассчитывались в рублях из расчета 1 \$ = 29 руб. По конструкционному исполнению оба двигателя являются дизелями с камерой сгорания, расположенной в поршне, и непосредственным впрыском топлива в цилиндр при минимальных удельных расходах топлива на уровне 245 г/(кВт · ч). Годовой расход топлива для дизелей определялся как для главных судовых в соответствии с методикой ЦНИДИ[1].

По данным расчета результат получается достаточно приемлемым для современного уровня производства в России. Однако следует учесть существенное качественное различие: при примерно одинаковых мощностях обоих двигателей они значительно различаются по массе — 395 кг у ДС32 и 152 кг у MD2030. Это в первую очередь является следствием более высокой частоты вращения коленчатого вала у шведского дизеля

[1] **Отраслевая** инструкция по определению экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений дизелестроения. Л.: ЦНИДИ, 1980. 75 с.

(3000 мин$^{-1}$ против 1600 мин$^{-1}$ у ДС32) и более высокого качественного уровня изготовления элементов остова дизеля, а именно качества материалов и качества изготовления заготовок. Для учета этих факторов в расчетах была сделана следующая корректировка: вместо $N_{e\text{ном}}$ в формулы подставляли удельную мощность $N_{\text{уд}}$, представляющую собой отношение номинальной мощности к массе двигателя. Так, для ДС32 $N_{\text{уд}} = 0{,}059$ кВт/кг, а для MD2030 — 0,128 кВт/кг. После подстановки в расчетные формулы значений удельной мощности получалась размерность руб · кг/кВт. В результате расчетов были получены следующие значения экономического КПД: для ДС32 — 0,32; для MD2030 — 0,43. Здесь уровень эффективности затрат на выработку мощности значительно снизился для обоих двигателей: для ДС32 этот уровень составил уже 74 % от уровня эффективности MD2030.

Конструктивно двигатель MD2030 представляет собой трехцилиндровую машину (что также является следствием более высокого уровня форсирования шведского двигателя), тогда как ДС32 имеет четыре цилиндра. Следовательно, MD2030 имеет комплектов всех элементов, относящихся к одному рабочему цилиндру, на один меньше, чем ДС32, что влечет за собой уменьшение трудоемкости его изготовления. Трудоемкость изготовления дизелей: ДС32 — 89 чел.-ч (по данным завода); MD2030 — 67 чел.-ч (по аналогии). Если учесть и этот параметр введением значений трудоемкости T в знаменатель расчетных формул — $ц_{\text{д}} = Ц_{\text{д}}/m_{\text{уд}}TR$ (руб · кВт)/(кг · чел.-ч), то получим следующие значения экономического КПД: для дизеля ДС32 — 0,27; для дизеля MD2030 — 0,37. Тогда для ДС32 уровень эффективности затрат составит 72 % от уровня эффективности затрат на MD2030.

Теперь рассмотрим задачу в другой постановке: не изменяя конструкцию дизеля ДС32 ОАО "ДАГДИЗЕЛЬ" принципиально, имеем возможность повысить его технический уровень применением умеренной системы наддува (до значений среднего эффективного давления $p_e = 0{,}7$ МПа) и увеличением частоты вращения коленчатого вала до $n = 3000$ мин$^{-1}$. Такие опытные работы уже ведутся. Тогда номинальная мощность дизеля составит $N_e = 54{,}5$ кВт. При этом удельная масса $m = 7{,}24$ кг/кВт. Если 1 кВт мощности дизеля MD2030 стоит 532,8 \$, то, приняв аналогичной стоимость единицы мощности нового дизеля ДС32, получим его цену, равную 827 881 руб. (28 500 \$). Принимая цену топлива, равной 1 \$/л (29 руб./л), получим $\eta_{\text{э}} = 0{,}5$ (по второму варианту расчета).

Отсюда возможен следующий вывод. Переходя на мировые цены на стоимость энергоносителей (что является одним из условий вступления России в ВТО) при одновременном повышении технического уровня выпускаемых машин и приводя их стоимость в соответствие с мировыми аналогами (что повлечет за собой приближение уровня заработной платы к европейскому), мы повышаем эффективность использования денежных средств в промышленном секторе экономики.

Однако есть нечто, что нарушает изложенную выше методику оценки экономической эффективности двигателей. Это — инфляция, инфляционные ожидания и просто возможное и необоснованное желание производителя решить часть собственных экономических проблем за счет потребителя. Так, пока шла работа над данной статьей (примерно с сентября 2003 г.), цена дизеля ДС32 увеличилась до 110 тыс. руб. без каких-либо позитивных изменений в его технических характеристиках. Таким образом, повышение цены как бы влечет за собой и повышение уровня эффективности затраченных средств, хотя для потребителя ситуация не изменилась. В связи с этим в формулу (1) предлагается ввести поправочный коэффициент $k_{\text{п}}$, посредством которого можно будет учесть текущую инфляцию, инфляционные ожидания и другие факторы. Тогда формула (1) примет вид:

$$\eta_{\text{э}} = k_{\text{п}}\{1{,}2(ц_{\text{д}} + c_{\text{о}} + c_{\text{рем}} + p_{\text{д}})/[c_{\text{т}} + 1{,}2(ц_{\text{д}} + c_{\text{о}} + c_{\text{рем}} + p_{\text{д}})]\}.$$

Предлагается следующая структура поправочного коэффициента:

$$k_{\text{п}} = (N'_e / Ц'_{\text{д}})(Ц_{\text{д}}/N_e)И,$$

где N'_e — номинальная эффективная мощность двигателя после повышения цены заводом-изготовителем; N_e — номинальная эффективная мощность двигателя на период начала анализа; $Ц_{\text{д}}$ — цена двигателя на период начала анализа; $Ц'_{\text{д}}$ — новая цена двигателя; $И$ — показатель инфляции (для годового периода оценки экономического КПД при годовом темпе инфляции в 12 % $И = 1{,}12$).

Такая структура поправочного коэффициента будет показывать, что все виды затрат в эксплуатации также будут расти и выражаться через цену. Если на момент повторной оценки экономического КПД не произошло изменений в характеристиках машины, но была повышена цена и это повышение укладывается в официально объявленный (или действительный) темп инфляции, то $k_{\text{п}}$ будет равен 1, и это будет означать, что уровень экономической эффективности данной машины не изменился, т. е. он стабилен (хорошо это или плохо — уже другой вопрос). Если не произошло повышения цены при также неизменных технических характеристиках машины, то $k_{\text{п}}$, а вместе с ним и $\eta_{\text{э}}$ вырастут пропорционально росту инфляции. Это будет означать рост уровня экономической эффективности изготовления и эксплуатации двигателя за счет снижения доли непроизводственных расходов, что является позитивным фактором. Если же произошло повышение цены двигателя на величину, значительно превышающую темп инфляции (как в данном случае: на 46,7 % при официальном темпе инфляции за 8 месяцев $\approx 1{,}08$), то коэффициент $k_{\text{п}}$ будет (75 000/110 000) 1,08 = 0,736. Соответственно $\eta_{\text{э}}$ (по второму варианту расчета 0,32) уменьшится до 0,236, что будет означать в первую очередь снижение уровня организации изготовления и эксплуатации двигателей данного типа и возрастание доли непроизводственных расходов.

УДК 621.81:620.179

С. Г. ТЮТРИН, канд. техн. наук, В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук (Курганский ГУ)

Оценка нагруженности деталей машин с помощью вихретокового контроля металлопокрытий

Предложен метод оценки циклической нагруженности деталей машин с помощью вихретокового контроля состояния металлического покрытия. Приведены результаты лабораторных исследований.

В настоящее время существует немало методов и средств, позволяющих оценить нагруженность и остаточный ресурс деталей машин, однако дальнейшее их совершенствование остается также актуальным. Это обусловливается тем, что из-за сложности, трудоемкости или высокой стоимости многие методы не используются. Кроме того, для обеспечения результатов высокой точности необходимо применять сразу несколько способов.

Поэтому был разработан недорогой, но весьма эффективный метод [1], суть которого состоит в том, что на исследуемую поверхность детали наклеивают полоску фольги. В данном случае фольга работает совместно с деталью и является образцом-свидетелем, в котором под действием циклических деформаций накапливаются усталостные повреждения, так как металлопокрытие (фольга) испытывает те же деформации, что и исследуемая поверхность. Однако возникающие в металлопокрытии напряжения могут существенно отличаться от напряжений, действующих на поверхности детали [2]. Если материал металлопокрытия будет более чувствительным к деформациям, то усталости в нем будут проявляться быстрее, чем в материале детали. В начале исследовательских работ в этом направлении [3] использовали не очень надежный и недостаточно изученный эффект темных пятен, которые, как предполагают, являются результатом окисления поверхности медного гальванопокрытия под действием остатков электролита, вытесняемого из медного слоя растущими вследствие циклической деформации зернами меди.

Цель данной работы — определить возможность применения метода вихревых токов [4] для оценки амплитуды циклических напряжений детали по изменению параметров металлического покрытия. Высокочастотный генератор электромагнитных колебаний (от 15 МГц и выше) работает в резонансном режиме, что обеспечивает высокую чувствительность и точность контроля накопления повреждений в контролируемых образцах и деталях машин [5]. Электропроводность металлопокрытия определяют с помощью точечного индуктивного датчика, имеющего концентратор магнитного поля в виде тонкого ферритового сердечника диаметром 2 мм. Электропроводность металлопокрытий оценивают силой тока I (мкА) с помощью микроамперметра, включенного в электрическую цепь генератора гармонических колебаний.

На исследуемый образец устанавливают датчик, в котором изменяется индуктивность. Микроамперметр фиксирует силу тока. Чем больше накапливается структурных изменений в металлопокрытии, тем интенсивнее изменяются его электропроводность и сила тока, измеряемая микроамперметром.

В качестве металлопокрытия использовали алюминиевую фольгу (без дополнительной обработки) двух видов: твердую (неотожженную) толщиной 12,5 мкм (ГОСТ 745—2003) и мягкую (отожженную) толщиной 16 мкм (ГОСТ 25905—83).

Сначала исследовали влияние размеров датчика на показания прибора. Для этого квадраты из фольги со сторонами 20, 10, 5 и 2,5 мм наклеивали на лист бумаги и испытывали методом вихревых токов. Регистрирующий прибор в квадрате фольги со стороной 2,5 мм зарегистрировал ток в 6 мкА, в датчике со стороной 5 мм — 83 мкА, а со сторонами 10 и 20 мм сила тока превысила 100 мкА. Таким образом, было установлено, что размер фольги существенно влияет на показания. Поэтому в дальнейшем использовали квадраты фольги со стороной 5 мм, которые наклеивали на цилиндрический образец диаметром 9,3 мм из стали 40ХН (45 *HRC*). Исследования проводили на машине МУИ-6000 для усталостных испытаний, которая обеспечивает нагружение типа изгиба с частотой вращения 100 $с^{-1}$.

Испытания проводили следующим образом. На образец наклеивали два датчика: один — из твердой фольги, другой — из мягкой (рис. 1). Затем производили 30 тыс. циклов нагружения. После чего на образец наклеивали еще два датчика и производили еще 30 тыс. циклов нагружения и т. д. Таким образом, когда первая пара датчиков наработала 120 тыс. циклов, то вторая пара датчиков нарабатывала 90 тыс. циклов, третья — 60, а четвертая — 30 тыс. циклов. В конце на образец наклеивали еще одну пару датчиков (фольгу) без наработки, и все датчики проходили контроль с помощью прибора.

Испытания проводили при амплитудах циклических напряжений поверхности образцов: 260, 335 и 400 МПа, с симметричным циклом нагружения. Датчики из мягкой фольги после нагружения стали матовыми, а датчики из твердой фольги остались блестящими. Зависимости

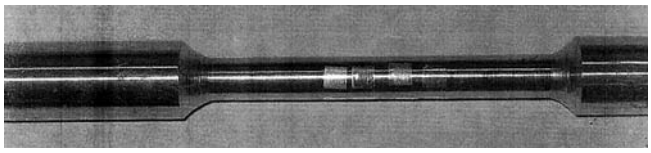


Рис. 1

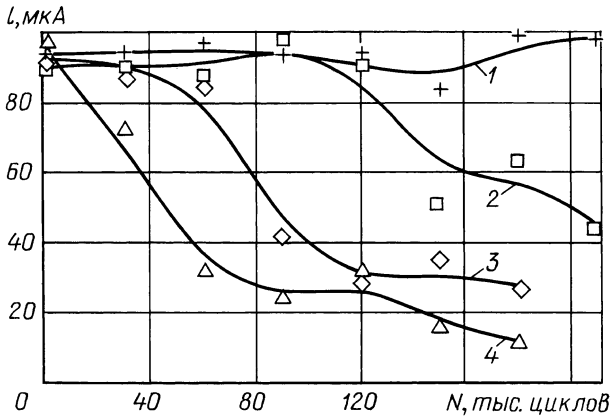


Рис. 2

изменения силы тока *I* от числа *N* циклов нагружения при различных амплитудах циклических напряжений (260, 335 и 400 МПа) для датчиков из твердой (кривые *1—3*) и мягкой фольги (кривая *4*) представлены на рис. 2. Их анализ показал, что в образцах, соответствующих кривым *2—4*, имеет место разупрочнение материала, а в образце, соответствующем кривой *1*, при данном напряжении наблюдается упрочнение материала. Кривые *3* и *4*, полученные при одинаковом нагружении, указывают на то, что датчик из мягкой фольги более чувствителен по сравнению с датчиком из твердой фольги. Одновременное использование датчиков из мягкой и твердой фольги повышает точность исследований.

Приведенные на рис. 2 зависимости можно считать калибровочными, так как они получены при известных циклических напряжениях. Если использовать такие же датчик для деталей, испытывающих циклические напряжения неизвестной величины, то путем сопоставления получаемых результатов с калибровочными зависимостями можно определить величину амплитуды напряжений, возникающих на поверхности испытуемой детали.

Данный метод контроля можно использовать в технической диагностике машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тютрин С. Г.** Метод металлопокрытий для диагностики усталости деталей машин // Сб. статей VIII Межд. науч.-техн. конф. "Проблемы машиностроения и технологии материалов на рубеже веков". Пенза: 2003. С. 370—372.
2. **Тютрин С. Г.** О напряженном состоянии тонких покрытий и датчиков усталости // Изв. вузов. 2001. № 5. С. 15—17.
3. **Окубо Хадзимэ.** Определение напряжений гальваническим меднением. М.: Машиностроение, 1968. 152 с.
4. **Лившиц Б. Г., Крапошин В. С., Линецкий Я. Л.** Физические свойства металлов и сплавов / Под ред. Б. Г. Лившица. М.: Металлургия, 1980. 320 с.
5. **А. с. 1837222 СССР:** МКИ5 G01N 27/90: Устройство для вихретокового контроля.

УДК 620.111.3

Э. Б. КУНОВСКИЙ, канд. техн. наук (РУП "МАЗ", г. Минск, Беларусь)

Метод исследования звукопоглощающих свойств материалов

Рассматриваются метод и измерительная установка для проведения сравнительных испытаний материалов на звукопоглощающие свойства. Проведены сравнения показателей звукопоглощения, полученные стандартными методами и с помощью предложенной экспериментальной установки, которые показали, что использование широкополосного случайного сигнала и спектрального анализа существенно сокращает время исследования.

Для снижения уровня шума силовые агрегаты современных большегрузных автомобилей оснащают капсулами [1], которые представляют собой пластмассовые или металлические экраны с закрепленными на них звукопоглощающими или звукоизолирующими прокладками, обращенными к силовому агрегату.

Акустические показатели прокладок имеют большое значение для снижения уровня шума, возникающего при работе автомобиля. Поэтому определение акустических характеристик материалов, используемых для капсул, является весьма актуальной задачей.

Стандартные методы исследований, связанные с акустическими измерениями, как правило, требуют проведения экспериментов в заглушенных или реверберационных камерах, что не всегда доступно испытателям в заводских условиях. Поэтому используют нестандартные методы, которые не полностью удовлетворяют требованиям стандартов [2], но дают устойчивые сравнительные характеристики и не требуют специальных помещений.

Помещения, используемые для этих целей, должны удовлетворять следующим условиям: отсутствие движения воздуха; двери и окна должны быть закрыты; система кондиционирования должна быть отключена; уровень шумовых помех должен быть не менее чем на 10 дБ ниже уровня шума исследуемого объекта. Уровень шумовой помехи оценивается с помощью шумомера до начала и по окончании проведения измерений.

Для исследования звукопоглощающих свойств материалов нормативная документация [3] рекомендует использовать трубу Кундта, с помощью которой определяют коэффициент звукопоглощения малогабаритных образцов материалов с помощью акустического интерферометра. Кроме того, потребуются: низкочастотный измерительный генератор первого класса; измерительный микрофон первого класса; громкоговоритель с рабочим диапазоном частот 50—8000 Гц, создающий звуковое давление в точке минимума в трубе интерферометра, превышающее уровень помех не менее чем на 10 дБ; шумомер-анализатор.

Из исследуемых материалов, имеющих лицевые и нелицевые стороны, изготовляют три образца цилиндрической формы. Размеры образцов должны быть на 1 мм больше внутренних размеров трубы интерферометра. Образец устанавливают в обойме интерферометра таким образом, чтобы нелицевая поверхность находилась на жестком поршне, а лицевая — на уровне обреза обоймы. Края лицевой стороны образца промазывают пластилином. Испытания проводят последовательно на частотах 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, ..., 5000 и 6300 Гц.

Нормальный коэффициент α_0 звукопоглощения материала вычисляют по формуле $\alpha_0 = \dfrac{4}{n + \dfrac{1}{n} + 2}$, где $n = \dfrac{L_{\max}}{L_{\min}}$ — отношение максимального и минимального уровней звукового давления, зафиксированных приборами.

Для интерферометра требуется специальный громкоговоритель (динамик) с отверстием для акустического зонда, который отечественная промышленность не выпускает. Определение же акустических характеристик материалов на автозаводах стало необходимостью, поэтому потребовались альтернативные решения.

Новый метод определения звукопоглощающих свойств материалов состоит в разделении звукового потока от динамика на две равные части и направлении одной из них на исследуемый материал, а другой — на материал с коэффициентом звукопоглощения, близким к нулю, например на металл. Установив микрофоны на равном расстоянии от образцов, можно провести сравнительную оценку звукопоглощающих свойств этих материалов. На рис. 1 представлена установка для исследования звукопоглощающих свойств материалов.

Установка состоит из источника постоянного звукового давления, внутри которого находятся электродинамический громкоговоритель, устройства разделения звукового потока, выполненного из двух стальных труб с приваренным к ним крепежным фланцем. В качестве стальных труб использовали деталь системы выпуска отработавших газов двигателя ЯМЗ-236БЕ2. Для исключения влияния собственных колебаний стальных труб на результаты измерений их покрыли слоем (не менее 3 мм) резинообразной мастики. Между стальными трубами установили звукоизолирующий экран толщиной 80 мм для уменьшения взаимного влияния сигналов, распространяющихся от разных выходов устройства разделения звукового потока. На равном расстоянии от выходов устройства находятся испытуемый образец и стальной лист, коэффициент звукопоглощения которого близок к нулю.

Отраженные от образца и стального листа звуковые сигналы поступают на конденсаторные микрофоны с предварительными усилителями, расположенные на равном расстоянии от образцов под одинаковыми углами. Сигналы с усилителей могут подаваться или на устройство *10*, или на двухканальный анализатор *8* спектров. В качестве генератора белого шума используют ноутбук.

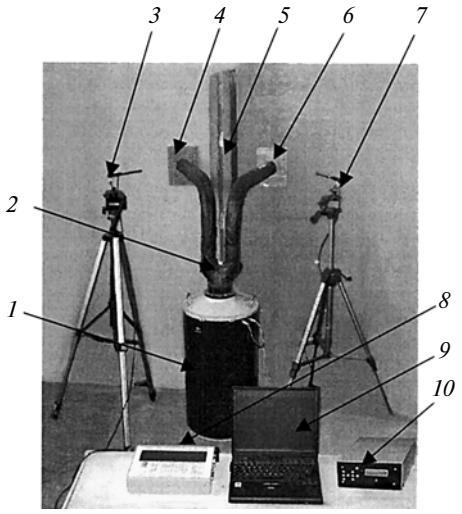


Рис. 1. Установка для исследования звукопоглощающих свойств материалов:
1 — источник постоянного звукового давления; *2* — устройство разделения звукового потока; *3* — первый измерительный микрофон; *4* — образец исследуемого материала; *5* — звукоизолирующий экран; *6* — стальной лист с коэффициентом звукопоглощения, близким к нулю; *7* — второй измерительный микрофон; *8* — двухканальный анализатор спектров; *9* — ноутбук; *10* — устройство связи с объектом испытаний

В цифровых системах для реализаций стационарных случайных процессов с заданной спектральной плотностью мощности (СПМ) $S_{hh}(\nu)$ можно использовать спектральную модель Райса—Пирсона [4]:

$$h(\tau) = \sum_{k=0}^{K} \sqrt{2 S_{hh}(k)} \cos(k\tau + \varphi_k), \qquad (1)$$

где φ_k — случайная фаза, равномерно распределенная на интервале $(0; 2\pi)$; k — число ординат спектра мощности.

Разложение (1) характеризует замену случайного широкополосного процесса на полигармонический (K — число гармоник).

В работе [5] изложен метод вычисления (1) на основе преобразования Фурье, который включает в себя следующие этапы.

1. По заданной СПМ $S_{hh}(\nu)$ находят коэффициенты Фурье:

$$a_\nu = \sqrt{S_{hh}(\nu)} \cos\varphi_\nu;\ b_\nu = \sqrt{S_{hh}(\nu)} \sin\varphi_\nu;\ \nu = \overline{0, k-1}\,, \qquad (2)$$

где φ_ν — случайная фаза, равномерно распределенная на интервале $(0; 2\pi)$.

2. К полученным коэффициентам применяют обратное преобразование Фурье:

$$h_\tau = \sum_{\nu=0}^{N-1} F_\nu e^{j\frac{2\pi\nu\tau}{N}}.$$

Сформированная таким образом временная реализация процесса соответствует нормальному стационарному процессу [6] и в цифровом виде подается на устройство связи с объектом, в котором с помощью цифроаналогового преобразователя трансформируется из цифровой формы сигнала в аналоговую форму и далее подается на электродинамический громкоговоритель.

Перед началом испытаний проводят калибровку измерительного тракта, для чего вместо испытуемого материала устанавливают вторую стальную пластину и на источник постоянного звукового давления подают белый шум. Регулируя местоположение измерительных микрофонов, добиваются того, чтобы суммарные уровни звукового давления, измеряемые по разным каналам, не отличались более чем на 0,5 дБ, а в октавных полосах не более чем на 0,1 дБ. Это позволяет получить адекватные экспериментальные характеристики материалов. После калибровки одну из стальных пластин заменяют испытуемым образцом, проводят измерение октавных спектров отраженных сигналов и вычисляют следующие показатели:

уровень звукопоглощения для каждой октавной полосы:

$$L_{ni} = L_{ci} - L_{mi}, \qquad (3)$$

где L_{ci} — уровень отраженного от стального листа сигнала в данной октавной полосе; L_{mi} — уровень отражен-

ного от исследуемого материала сигнала в данной октавной полосе;

безразмерную частотную характеристику для октавных полос:

$$W(f) = S_{xy}(f)/S_{xx}(f), \quad (4)$$

где $S_{xy}(f)$ — взаимная СПМ; $S_{xx}(f)$ — собственная СПМ отраженного от стального листа сигнала в данной октавной полосе.

Безразмерная передаточная характеристика для октавных полос на основе собственных СПМ:

$$W(f_n) = S_{yy}(f)/S_{xx}(f), \quad (5)$$

где $S_{yy}(f)$ — собственная СПМ отраженного от исследуемого материала сигнала в данной октавной полосе.

Исследовали следующие материалы: Пролин 30М1, Стизол А20И, Термофол РПУ СК 5/10 мм, Термофол Рса 20 мм. Результаты исследования звукопоглощающих материалов представлены на рис. 2.

Первые измерения выявили недостатки в работе измерительной установки: во-первых, экспериментальные данные в октавных полосах 250 и 500 Гц были равны нулю или незначительно отличались от нулевого значения; во-вторых, в области октавной полосы 500 Гц наблюдались отрицательные значения. Кроме того, встал вопрос, насколько полученные данные соответствуют нормальному коэффициенту звукопоглощения, получаемому в соответствии с методикой по ГОСТ 16297—80. Данные по нормальному коэффициенту звукопоглощения для материалов Пролин 30М1 и Стизол А20И приведены на рис. 3. Анализ этих данных показал

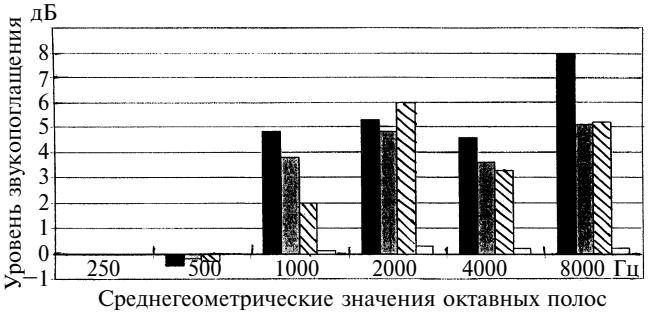


Рис. 2. Уровни звукопоглощения исследуемых материалов: ■ — Пролин 30М1; ■ — Стизол А20И; ▨ — Термофол РПУ СК 5/10 мм; □ — Термофол Рса 20 мм

Рис. 3. Нормальный коэффициент звукопоглощения материалов: ■ — Пролин 30М1; ■ — Стизол А20И

Диапазон частот	Внутренний диаметр трубы, м	Длина L трубы, м
50÷500	0,25	7
125÷2000	0,10	1
1600÷8000	0,025	0,25

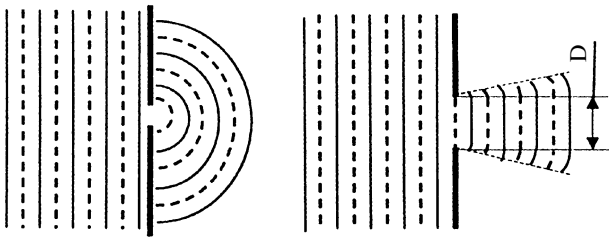


Рис. 4. Дифракции звуковых волн на различных отверстиях: *а* — $D \approx \lambda$; *б* — $D \leqslant \lambda$

уменьшение коэффициента звукопоглощения в октавной полосе 8000 Гц. Дело в том, что ГОСТ 16297—80 предписывает для разных частотных диапазонов использовать различные диаметры труб интерферометра, которые выбираются в соответствии с данными, приведенными в таблице. Измерения проводили на интерферометре с трубой диаметром 100 мм, который предназначен для измерений в частотном диапазоне 125 ÷ 2000 Гц. В результате для частоты выше 2000 Гц данные не соответствуют действительности. В то же время использование в установке трубы диаметром 55 мм обеспечивает более высокочастотный диапазон работы.

Для объяснения отрицательных значений уровня звукопоглощения (см. рис. 2) рассмотрим явление дифракции, возникающее на срезе трубы (рис. 4).

При прохождении звука через отверстие дифракция приводит к тому, что звук распространяется не только по оси отверстия, но и в стороны. При диаметре отверстия, значительно меньшем длины волны ($D \leqslant \lambda$), излучение в полупространство за перегородкой будет ненаправленным (рис. 4, *а*); если диаметр отверстия соизмерим с длиной волны или превышает ее, то излучение за перегородкой локализуется в более или менее узкий пучок (рис. 4, *б*).

В данном случае из-за небольшого диаметра трубы устройства разделения звукового потока звуковые волны, длина которых меньше 1000 Гц, теряют направление. Это приводит к тому, что в точке установки микрофона со стороны металлической пластины уровни сигналов, пришедших от среза тубы и отраженные от пластины, приблизительно одинаковые. Их сумма должна быть меньше каждого из них, так как при отражении фаза сигнала изменяется на 180°. У микрофона, расположенного со стороны исследуемого материала, звуковой сигнал, пришедший от среза трубы, больше сигнала, отраженного и частично поглощенного исследуемым материалом. Поэтому суммарный уровень сигнала у микрофона со стороны исследуемого материала должен быть больше, чем у микрофона со стороны металлической пластины. Именно дифракцией объясня-

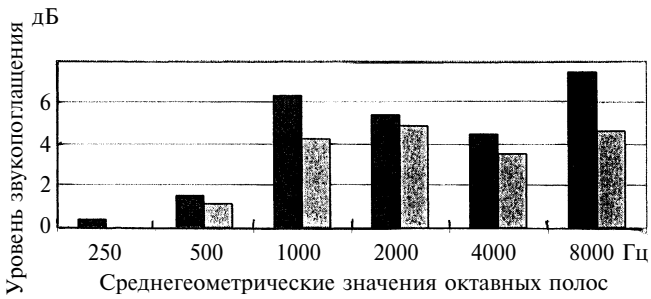


Рис. 5. Уровни звукопоглощения, полученные на экспериментальной установке, для материалов:
■ — Пролин 30М1; ■ — Стизол А20И

ются отрицательные значения звукопоглощения на низких частотах, причем, чем больше уровень звукопоглощения, тем он будет большее иметь по величине отрицательное значение. В дальнейшем будем использовать абсолютные величины уровней звукопоглощения.

Для увеличения сигналов, приходящих от исследуемого материала, и ослабления сигналов, приходящих от среза трубы, внесем конструктивные изменения — придадим микрофонам некоторые свойства направленности, что позволит лучше выявит звукопоглощающие свойства материалов в октавных полосах 500 и 1000 Гц.

Это можно сделать, используя акустические зонды, которые представляют собой трубки различного диаметра и длины. В нашем случае наиболее приемлемым оказался зонд, выполненный из резиновой трубки и обладающий резонансом в октаве со среднегеометрической частотой 16 000 Гц, на которой характеристики материала не оказывают большого влияния, так как уровень шума при работе автомобиля в этой октаве незначителен.

Исследуем звукопоглощающие свойства материалов Пролин 30М1 и Стизол А20И, которые получены с помощью измененной экспериментальной установки с учетом приведенных выше особенностей в области нижних частот (рис. 5).

Сравнивая характеристики звукопоглощения материалов, полученные стандартными методами и с помощью экспериментальной установки, можно сделать следующие выводы:

качественные показатели материалов совпадают;

материал с большим нормальным коэффициентом звукопоглощения имеет более высокие показатели звукопоглощения;

разработанную установку можно использовать для сравнительных испытаний материалов на звукопоглощение;

использование широкополосного случайного сигнала и спектрального анализа существенно сокращает время исследования звукопоглощающих материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Капсулирование** силовых агрегатов автомобилей МАЗ / И. С. Гаухштейн, В. В. Корсаков, Э. Б. Куновский и др. // Автомобильная промышленность. 2003. № 4. С. 10—13.

2. **Борьба** с шумом на производстве: Справочник / Е. Я. Юдин, Л. А. Борисов, И. В. Горенштейн и др. Под ред. Е. Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.

3. **ГОСТ 16297—80.** Материалы звукоизоляционные и звукопоглащающие. Методы испытания. М.: Изд-во стандартов, 1988. 11 с.

4. **Чеголин П. М., Пойда В. Н.** Методы, алгоритмы и программы статистического анализа. Минск: Наука и техника, 1971. 224 с.

5. **Туник А. А., Пойда В. Н., Лобовкин М. И.** Применение ЭВМ для автоматизации виброиспытаний при случайных возмущениях // Механизация и автоматизация производства. 1971. № 10. С. 23—25.

6. **Рабинер Л., Гоулд Б.** Теория и применение цифровой обработки сигналов. М.: Мир, 1978. 848 с.

В помощь конструктору и расчетчику

УДК 539.371

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Касательное смещение в соединении с натягом под действием изгибающего момента

На основе ранее полученных автором зависимостей сближения и смещения в стыке при его повторных нагружениях от параметров, известных на стадии проектирования, предложен расчет предельной величины напряжения изгиба вала, превышение которой вызывает срыв упругого смещения в какой-либо точке контактного слоя соединения "вал — втулка" при повторных нагружениях вала изгибающим моментом.

В работе [1] с использованием результатов исследований И. Г. Горячевой, Н. Б Демкина, Ю. Н. Дроздова, З. М. Левиной, И. В. Крагельского, Д. Н. Решетова, Э. В. Рыжова, А. Г. Суслова расчетно-экспериментальным методом была получена зависимость сближения δ_p контактных поверхностей при повторном нагружении контакта номинальным давлением p, учитывающая деформацию микронеровностей, волн и макроотклонений, от параметров, известных на стадии проектирования:

$$\delta_p/Ra = c_0\varepsilon(p/E)^{0,5}, \qquad (1)$$

где $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, равный 160 для контактирующих поверхностей, полученных торцевым точением или строганием, в случае параллельности сле-

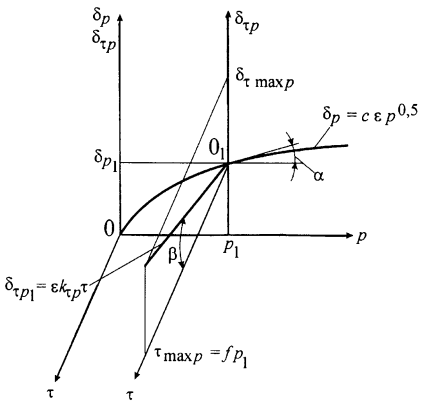


Рис. 1

дов обработки и равный 500 в остальных случаях (для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием независимо от направления следов обработки и полученных торцевым точением или строганием при непараллельности следов обработки); $\varepsilon = f(\Delta - W_{\max})$ — коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером контактной поверхности l, а также наибольшей высотой $W_{\max}$ волны (если контактирующие поверхности шабрили, то значение разности $(\Delta - W_{\max})$ можно принимать равным 0,8 максимальной глубины шабровочных впадин); $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости.

Введя в уравнение (1) обозначение $c = Rac_0/E^{0,5}$, получим зависимость (рис. 1)

$$\delta_p = c\varepsilon p^{0,5}, \qquad (2)$$

где c — коэффициент, отражающий влияние конструктивных и технологических параметров стыка; $\varepsilon = \delta_p/\delta_{p0}$ — коэффициент влияния масштаба (здесь $\delta_{p0} = cp^{0,5}$ — сближение контактных поверхностей, имеющих наибольший размер $l_0 = 50$ мм, принятый за эталон). Принимают: при $l = 50$ мм $\varepsilon = 1$; при $l < 50$ мм $\varepsilon = l/50$; при $l > 50$ мм, если $3a^{1/3} < a$, то $\varepsilon = 3a^{1/3}$, и, если $3a^{1/3} > a$, то $\varepsilon = 0{,}5a + (1 - a^{2/12})^{1/2}$, где $a = (\Delta - W_{\max})/\delta_{p0}$. (3)

Если при $p = p_1$ зависимость (2) линеаризовать в виде $\delta_p = \varepsilon k_p p$, то коэффициент k_p, мм/Н, нормальной контактной податливости можно найти по выражению

$$k_p = 0{,}5Rac_0/(Ep_1)^{0,5}. \qquad (4)$$

В этом случае тангенс угла α (см. рис. 1) наклона касательной к графику зависимости (2) к оси p при давлении p_1 вычисляется как произведение коэффициентов влияния масштаба нормальной контактной податливости, т. е. $\mathrm{tg}\alpha = \varepsilon k_p$.

При нагружении соединения сдвигающей силой F_t возникает [2] касательное смещение одной детали относительно другой, обусловленное касательной контактной податливостью стыка. Такое смещение, по мнению А. В. Верховского [3], можно также называть предварительным.

В статье [4] результаты работы [1] по исследованию контактной жесткости в нормальном к плоскости контакта направлении распространены на касательную контактную жесткость. Получено, что зависимость упругого смещения $\delta_{\tau p}$ от касательного напряжения τ при повторном нагружении давлением p линейна (см. рис. 1):

$$\delta_{\tau p} = \varepsilon k_{\tau p}\tau, \qquad (5)$$

где $k_{\tau p}$ — коэффициент касательной контактной податливости.

Тангенс угла β наклона прямой [зависимость (5)] к оси τ можно вычислить по значениям коэффициентов влияния масштаба и касательной контактной податливости, т. е. $\mathrm{tg}\beta = \varepsilon k_{\tau p}$. Установлено, что

$$k_{\tau p} = k_p. \qquad (6)$$

Предельное касательное напряжение $\tau_{\max p}$ и предельное упругое смещение $\delta_{\tau\max p}$, при которых возникает срыв упругого смещения, определяются значениями коэффициента f трения и нормального давления p:

$$\tau_{\max p} = fp; \qquad (7)$$

$$\delta_{\tau\max p} = \varepsilon k_p fp. \qquad (8)$$

Формулы (2)—(8) позволяют рассматривать контактный слой как третье тело пренебрежимо малой толщины [5] с известными жесткостями в нормальном к поверхности контакта и касательном направлениях.

На основании результатов исследований [4] получим расчетные зависимости для оценки предельного напряжения $\sigma_{\text{пр}}$ изгиба вала, превышение которого вызывает срыв упругого смещения в какой-либо точке контактного слоя соединения "вал—втулка" при повторных нагружениях вала изгибающим моментом, что может повлечь за собой явление фреттинг-коррозии в сопряжении. Введем обозначения: L — длина втулки, D — диаметр вала, D_2 — наружный диаметр втулки, M — приложенный к валу изгибающий момент. Возможны два способа нагружения соединения: 1) втулка передает на другую деталь изгибающий момент (рис. 2, *а*); 2) втулка не передает на другую деталь изгибающий момент (рис. 2, *б*). На рис. 2 приведены расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов $M_{\text{в}}$, $M_{\text{вт}}$

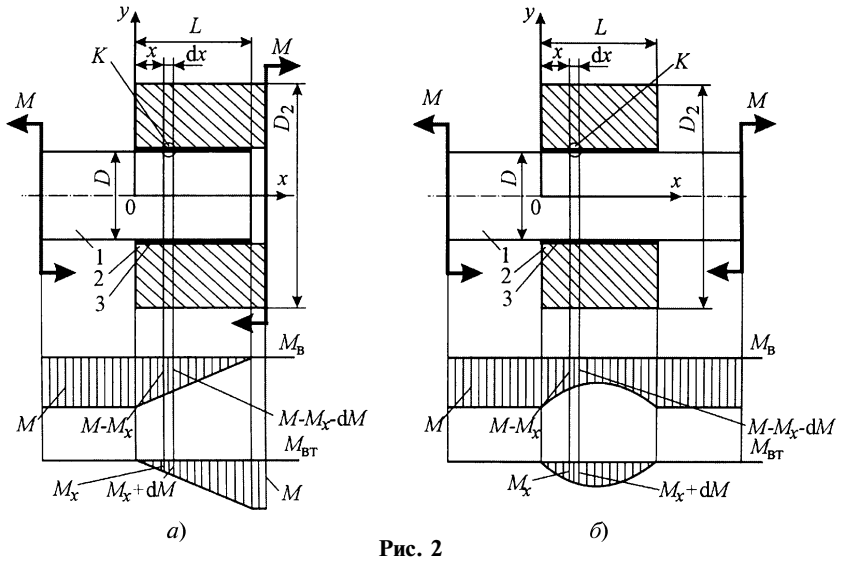


Рис. 2

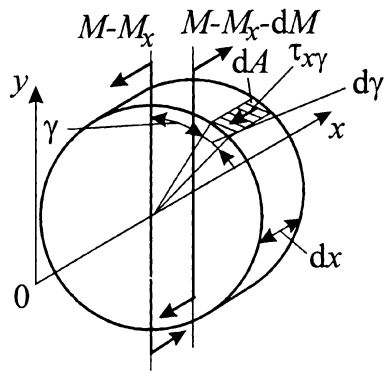


Рис. 3

(в первом приближении соответственно вала *1* и втулки *2* (поз. *3* — контактный слой).

На рис. 3 выделен элемент вала dx на удалении x от левого торца втулки, нагруженный слева моментом $M - M_x$ и справа моментом $M - M_x - \mathrm{d}M$. Элемент вала находится в равновесии: разница моментов слева и справа уравновешивается моментом, создаваемым напряжениями сдвига в контактном слое с треугольным законом их распределения по оси y. Условие равновесия элемента dx вала имеет вид:

$$\mathrm{d}M = -D^2\tau_x \mathrm{d}x \int_0^{\pi/2} \cos^2\gamma \mathrm{d}\gamma = -\frac{\pi D^2}{4}\tau_x \mathrm{d}x. \quad (9)$$

В формуле (9) и на рис. 3 обозначены: τ_x — напряжение сдвига в контактном слое в плоскости $x0y$; $\tau_{x\gamma} = \tau_x \cos\gamma$ — напряжение сдвига в сечении, расположенном под углом γ к вертикальной оси; $\mathrm{d}A = 0{,}5D\mathrm{d}\gamma\mathrm{d}x$ — элементарная площадка; $\mathrm{d}F = \tau_{x\gamma}\mathrm{d}A$ — сила, действующая по элементарной площадке вдоль оси x.

Из формулы (9) следует

$$\frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}x} = M'_x = -\frac{\pi D^2}{4}\tau_x. \quad (10)$$

Рассмотрим часть элементарного объема, сосредоточенную в окрестности точки K (см. рис. 2), включающую в себя вал, втулку и контактный слой. Здесь продольные деформации вала и втулки соответственно равны (рис. 4):

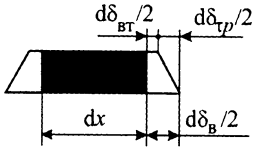


Рис. 4

$$\varepsilon_{\text{в}} = \frac{\mathrm{d}\delta_{\text{в}}}{\mathrm{d}x} = \frac{M - M_x}{W_{\text{в}}E_{\text{в}}} = \frac{M - M_x}{\frac{\pi D^3}{32}E_{\text{в}}}; \quad (11)$$

$$\varepsilon_{\text{вт}} = \frac{\mathrm{d}\delta_{\text{вт}}}{\mathrm{d}x} = \frac{M_x}{W_{\text{вт}}E_{\text{вт}}} = \frac{M_x}{\frac{\pi D_2^3}{32}E_{\text{вт}}\left[1 - \left(\frac{D}{D^2}\right)^4\right]\frac{D}{D_2}}, \quad (12)$$

где $\mathrm{d}\delta_{\text{в}}$ и $\mathrm{d}\delta_{\text{вт}}$ — удлинения вала и втулки на длине dx; $W_{\text{в}}$ и $W_{\text{вт}}$ — осевые моменты сопротивления поперечного сечения вала и втулки; $E_{\text{в}}$ и $E_{\text{вт}}$ — модули упругости материалов вала и втулки.

Условие совместности перемещений контактного слоя в окрестности точки K при его упругих деформациях (см. рис. 4) имеет вид:

$$\mathrm{d}\delta_{\tau p} = \mathrm{d}\delta_{\text{в}} - \mathrm{d}\delta_{\text{вт}} = k_{\tau p}\tau_x. \quad (13)$$

Согласно уравнениям (11)—(13)

$$\frac{\mathrm{d}\delta_{\tau p}}{\mathrm{d}x} = \frac{\mathrm{d}\delta_{\text{в}} - \mathrm{d}\delta_{\text{вт}}}{\mathrm{d}x} = \frac{M - M_x}{\frac{\pi D^3}{32}E_{\text{в}}} - \frac{M_x}{\frac{\pi D_2^3}{32}E_{\text{вт}}\left[1 - \left(\frac{D}{D_2}\right)^4\right]\frac{D}{D_2}} = \frac{M}{B_1} - M_x\left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2}\right), \quad (14)$$

где $B_1 = \frac{\pi D^3}{32}E_{\text{в}}$; $B_2 = \frac{\pi D_2^3}{32}E_{\text{вт}} \times \left[1 - \left(\frac{D}{D_2}\right)^4\right]\frac{D}{D_2}$.

Отсюда:

$$\frac{\mathrm{d}^2\delta_{\tau p}}{\mathrm{d}x^2} = -M'_x\left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2}\right). \quad (15)$$

Выражая в формуле (15) M'_x через параметры, входящие в выражение (10), получаем:

$$k_{\tau p}\frac{\mathrm{d}^2\tau}{\mathrm{d}x^2} - A_1\left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2}\right)\tau_x = 0,$$

где $A_1 = \pi D^2/4$, или

$$\tau''_x - a_0^2\tau_x = 0, \quad (16)$$

где $a_0^2 = \frac{A_1}{k\tau p}\left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2}\right)$.

Граничными условиями для этого уравнения, если втулка передает момент на другую деталь (см. рис. 2, *а*), являются: 1) $M_x = 0$ при $x = 0$; 2) $M_x = M$ при $x = L$. Подставляя сначала первое, а затем второе условие в формулу (14), соответственно получаем:

$$\frac{\mathrm{d}\delta_{\tau p}}{\mathrm{d}x} = k_{\tau p}\tau'(0) = \frac{M}{B_1};$$

$$\frac{\mathrm{d}\delta_{\tau p}}{\mathrm{d}x} = k_{\tau p}\tau'(L) = \frac{M}{B_1} - M\left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2}\right) = -\frac{M}{B_2}.$$

Откуда:

$$\tau'(0) = \frac{M}{B_1 k_{\tau p}}; \ \tau'(L) = -\frac{M}{B_2 k_{\tau p}}. \quad (17)$$

Если же втулка не передает момент на другую деталь (см. рис. 2, *б*), то граничными условиями уравнения (16) будут: 1) $M_x = 0$ при $x = 0$; 2) $M_x = 0$ при $x = L$. Подставляя сначала первое, а затем второе условие в формулу (14), соответственно получаем:

$$\tau'(0) = \frac{M}{B_1 k_{\tau p}}; \ \tau'(L) = -\frac{M}{B_1 k_{\tau p}}. \quad (18)$$

Решение обыкновенного дифференциального однородного уравнения (16) второго порядка имеет вид:

$$\tau_x = C_1\mathrm{sh}(a_0 x) + C_2\mathrm{ch}(a_0 x). \quad (19)$$

Накладывая на решение (19) граничные условия (17), т. е. рассматривая первый случай нагружения, получаем:

$$C_1 = \frac{M}{B_1 k_{\tau p} a_0};$$

$$C_2 = -\frac{\frac{M}{B_1 k_{\tau p}}\mathrm{ch}(a_0 L) + \frac{M}{B_2 k_{\tau p}}}{a_0 \mathrm{sh}(a_0 L)}. \quad (20)$$

Накладывая на решение (19) граничные условия (18), для второго случая нагружения имеем:

$$C_1 = \frac{M}{B_1 k_{\tau p} a_0};$$

$$C_2 = \frac{\frac{M}{B_1 k_{\tau p}}[1 - \mathrm{ch}(a_0 L)]}{a_0 \mathrm{sh}(a_0 L)}. \quad (21)$$

Изменение изгибающего момента M_x по длине втулки характеризуется выражением

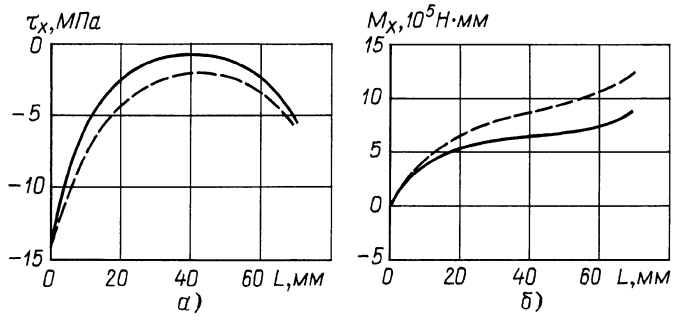


Рис. 5

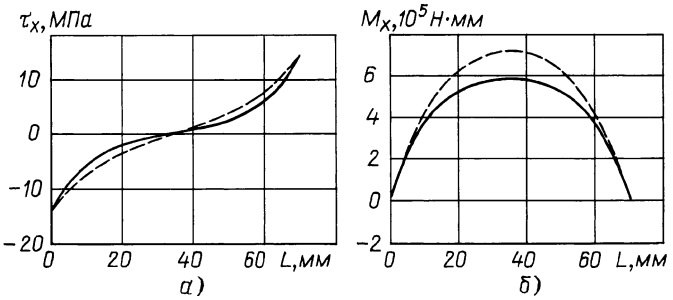


Рис. 6

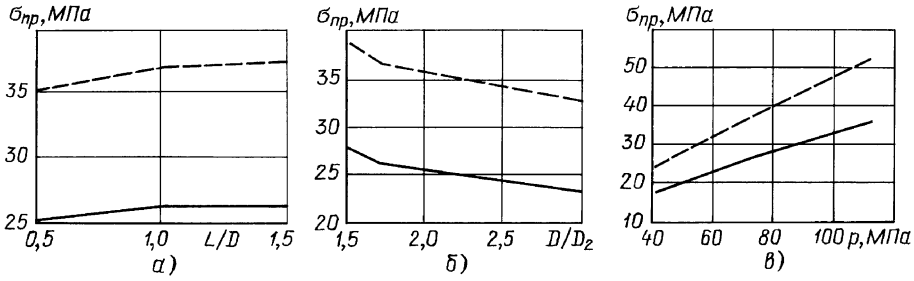


Рис. 7

$$M_x(x) = \frac{\dfrac{M}{B_1} - k_{\tau p}\tau'(x)}{\dfrac{1}{B_1} + \dfrac{1}{B_2}}. \qquad (22)$$

Срыв упругого смещения будет иметь место в случае действия на вал изгибающего момента $M = M_{\text{пр}}$, при котором касательное напряжение в какой-либо точке контактного слоя превысит значение $\tau_{\max p} = fp$. Этому моменту соответствует напряжение изгиба вала:

$$\sigma_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}/W_{\text{в}}. \qquad (23)$$

Ниже приведены результаты расчета $M_{\text{пр}}$ и $\sigma_{\text{пр}}$, а также построены графики изменения по длине втулки касательного напряжения τ_x и изгибающего момента M_x, передаваемого втулкой, при $M = M_{\text{пр}}$. Величина момента $M_{\text{пр}}$ найдена путем повторных расчетов по формулам (19)—(21) значения τ_x для разных x при последовательном повышении величины M и сопоставлении τ_x с $\tau_{\max p}$. Расчеты выполнены для соединений с параметрами $f = 0{,}2$; $E_{\text{в}} = E_{\text{вт}} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа для двух вариантов значений средней арифметической высоты шероховатости вала $Ra_{\text{в}}$ и втулки $Ra_{\text{вт}}$: 1) 0,00063 ÷ 0,00125 и 0,00125 ÷ 0,0025 мм; 2) 0,00125÷0,0025 и 0,0025 ÷ 0,005 мм. Принято, что поверхности сопряжения получены точением. Значения $k_{\tau p}$ рассчитаны формулам (1)—(6), а $\tau_{\max p}$ — по формуле (7).

Для соединения с параметрами $p = 72$ МПа; $D = 70$ мм; $D_2 = 120$ мм; $L = 10$ мм (такое соединение способно передавать крутящий момент величиной $T = 0{,}5fp\pi D^2 L = 7{,}8 \times 10^6$ Н · мм) получим следующие значения $k_{\tau p}$, мм^3/Н: 1) $1 \cdot 10^{-4}$; 2) $2 \cdot 10^{-4}$. В первом случае нагружения (втулка передает изгибающий момент) получено: 1) $M_{\text{пр}} = 8{,}9 \cdot 10^5$ Н · мм, $\sigma_{\text{пр}} = 26{,}4$ МПа; 2) $M_{\text{пр}} = 12{,}5 \times 10^5$ Н · мм, $\sigma_{\text{пр}} = 37{,}1$ МПа. Во втором случае нагружения (втулка не передает изгибающий момент) получено: 1) $M_{\text{пр}} = 8{,}9 \cdot 10^5$ Н · мм, $\sigma_{\text{пр}} = 26{,}4$ МПа; 2) $M_{\text{пр}} = 12{,}9 \times 10^5$ Н · мм, $\sigma_{\text{пр}} = 38{,}3$ МПа. На рис. 5, 6 сплошные линии соответствуют первому варианту чистоты поверхности вала и втулки, а штриховые — второму.

На рис. 5 и 6 представлены графики изменения τ_x и M_x соответственно для двух случаев нагружения.

Для выявления влияния на $\sigma_{\text{пр}}$ длины L втулки, ее наружного диаметра D_2 и давления p проведены расчеты этого параметра при $L/D = 0{,}5$; 1,0; 1,5, при $D_2/D = 1{,}5$; 1,71; 3,0 и при $p = 41$; 72; 113 МПа для первого случая нагружения. Учтено, что с изменением p коэффициент $k_{\tau p}$, мм^3/Н, принимал, соответственно, значения для вариантов чистоты поверхностей: первого — $1{,}43 \cdot 10^{-4}$, $1{,}0 \cdot 10^{-4}$, $0{,}77 \cdot 10^{-4}$; второго — $2{,}8 \cdot 10^{-4}$, $2{,}0 \cdot 10^{-4}$, $1{,}64 \cdot 10^{-4}$. Остальные параметры оставались прежними. Результаты расчетов представлены на рис. 7.

Из анализа результатов расчетов следует:

срыв упругого контакта возникает вблизи торца втулки;

переход от нагруженной втулки к ненагруженной практически не влияет на величину $\sigma_{\text{пр}}$;

величина $\sigma_{\text{пр}}$ с повышением чистоты обработки сопрягаемых поверхностей существенно уменьшается;

увеличение длины втулки и уменьшение ее наружного диаметра в некоторой степени увеличивают значение $\sigma_{\text{пр}}$;

с повышением давления резко увеличивается $\sigma_{\text{пр}}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

2. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

3. **Верховский А. В.** Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места // Журнал прикладной физики. 1926. Т. 3. С. 311—314.

4. **Иванов А. С.** Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 34—37.

5. **Иванов А. С.** Толщина контактного слоя // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 21—23.

УДК 621.961.02

Л. В. НИКОНОРОВ (Норильский индустриальный институт)

Ножницы с редукторно-мультипликаторным приводом силового блока для резки листового проката наклонным ножом

Изложен принцип повышения эффективности простого насосного гидравлического привода металлорежущих ножниц, основанный на введении в систему управления двойного мультипликатора, для увеличения давления, и двойного гидравлического редуктора, для синхронизации движения цилиндров. Представлен разработанный на этой основе маслонасосный редукторно-мультипликаторный привод с сосной конструкцией редуктора и мультипликатора давления.

Повышение требований к качеству резки, увеличение производительности агрегатов и снижение себестоимости готовой продукции обусловливают совершенствование процесса резания, создание высокопроизводительных и малоэнергоемких машин для резки металлических листов. В связи с этим возникает необходимость в разработке высокоэффективного гидравлического привода для металлорежущих ножниц, легкого в управлении, с контролем давления и высоким КПД, без постоянно высокого давления в системе.

Недостатком насосного привода все еще остается не полное использование мощности приводных двигателей при снижении рабочего усилия. Анализ требований к приводам ножниц и технических характеристик, уже существующих, показал необходимость создания привода с промежуточным гидроусилителем (мультипликатором), что позволит использовать сравнительно недорогие высокоскоростные насосы относительно невысокого давления.

Изучение процесса резания листового проката позволило выявить наличие эксцентриситета приложения нагрузки, возникающего вследствие разнотолщинности листа по ширине и наличия дендритов, образующихся в результате колебаний сил трения в уплотнениях и направляющих, что особенно проявляется в случае применения наклонного ножа. Величина данного эксцентриситета не должна быть значительной, но принятая к разработке многоцилиндровая конструкция силового блока, как наиболее эффективная, требует введения в систему управления для элементов синхронизации движения рабочих цилиндров.

При малых эксцентриситетах силовой нагрузки для синхронизации движения цилиндров оправдано применение двойного мультипликатора с одновременным его использованием по прямому назначению, т. е. для повышения давления при рабочем ходе, что целесообразно при насосном приводе. Однако использование двойного мультипликатора снижает скорость движения, что оправдано при рабочем ходе, но нецелесообразен для

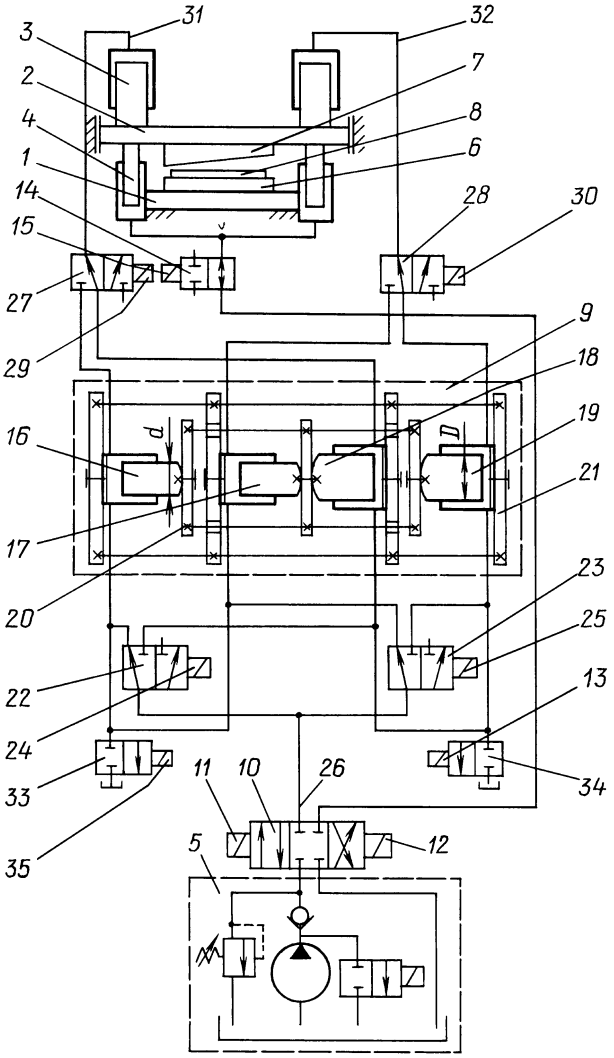


Рис. 1. Схема управления насосным редукторно-мультипликаторным приводом ножниц:
1 — неподвижная траверса; *2* — подвижная траверса; *3* — силовой цилиндр; *4* — возвратный цилиндр; *5* — насосная станция; *6*, *7* — рабочие части инструмента (ножи); *8* — обрабатываемое изделие (лист); *9* — дозатор; *10* — трехпозиционный четырехходовой реверсивный золотник; *11*, *12*, *13*, *15*, *24*, *25*, *29*, *30*, *35*, *36* — электромагниты; *14* — открытый двухпозиционный двухходовой отсечной золотник; *16*, *17* — дозирующие цилиндры высокого давления с диаметром плунжера *d*; *18*, *19* — дозирующие цилиндры низкого давления с диаметром плунжера *D* (*D* > *d*); *20* — блок подвижных элементов, соединяющий между собой плунжеры всех цилиндров дозатора; *21* — блок неподвижных элементов, соединяющий корпусы всех цилиндров дозатора; *22*, *23* — двухпозиционные трехходовые переключающие золотники; *26* — общий трубопровод; *27*, *28* — дополнительные двухпозиционные трехходовые переключающие золотники; *37*, *32* — трубопроводы; *33*, *34* — закрытые двухпозиционные двухходовые отсечные золотники

синхронизации при холостом ходе, поскольку это еще больше усугубляет недостаток насосного привода, связанный с неполным использованием мощности приводных двигателей. Это можно устранить введением в систему управления двойного гидравлического редуктора, используя его для синхронизации движения цилиндров при холостом ходе. При этом уменьшается расход рабочей жидкости, повышается скорость движения, что способствует повышению качества работы насосного привода. Разработанный гидравлический привод (рис. 1) ножниц для резки листового проката включает в себя сдвоенный редуктор и мультипликатор, которые обеспечивают автоматическую работу агрегата и необходимые наладочные режимы. Соосная конструкция редуктора и мультипликатора с подвижными дозирующими цилиндрами обеспечивает благоприятные условия силового нагружения несущих элементов и позволяет легко устанавливать необходимый коэффициент редукции для редуктора и коэффициент мультипликации для мультипликатора (рис. 2).

Силовую раму мультипликатора образуют две резьбовые ступенчатые штанги *1* и три траверсы: нижняя *2*, средняя *3* и верхняя *4*. На нижней траверсе закреплен цилиндр низкого давления, а на средней и верхней — плунжеры *6* и *7* дозирующих подвижных цилиндров *8* и *9*, соединенных между собой упорными штангами *10*. Нижний дозирующий цилиндр *8* одновременно является плунжером цилиндра низкого давления, что уменьшает длину всей конструкции.

Рабочий ход мультипликатора осуществляется подачей рабочей жидкости от насосов в цилиндр *5* низкого давления и перемещением в результате этого дозирующих цилиндров *8* и *9*, которые и вытесняют жидкость в рабочие цилиндры силового блока через осевые отверстия в плунжерах *6* и *7*. При этом среднее расчетное давление $p_р$ в рабочих цилиндрах и давление $p_н$, создаваемое насосом, связаны между собой зависимостью

$$p_р = \frac{(p_1 + p_2)}{2} = p_н K_м \eta_м \eta_с \eta_г, \qquad (1)$$

где p_1 и p_2 — расчетные давления соответственно в первом и втором рабочем цилиндрах; $K_м = D_н^2/(2D_в^2)$ — коэффициент мультипликации; $D_н$ — диаметр плунжера цилиндра низкого давления; $D_в$ — диаметр плунжера дозирующего цилиндра; $\eta_м$, $\eta_с$ — соответственно механический КПД мультипликатора и силового блока; $\eta_г$ — гидравлический КПД, учитывающий потери давления в трубопроводах.

Учитывая, что эксцентриситет нагрузки в силовом блоке невелик, можно записать:

$$p_1 = p_2 = p_р = \frac{R_п - G}{2ZF_ц\eta_с}, \qquad (2)$$

где $R_п$ — полное усилие при резании; G — вес подвижных элементов силового блока; Z — число рабочих цилиндров силового блока, подключенных к одному дозирующему цилиндру мультипликатора; $F_ц$ — площадь плунжера рабочего цилиндра.

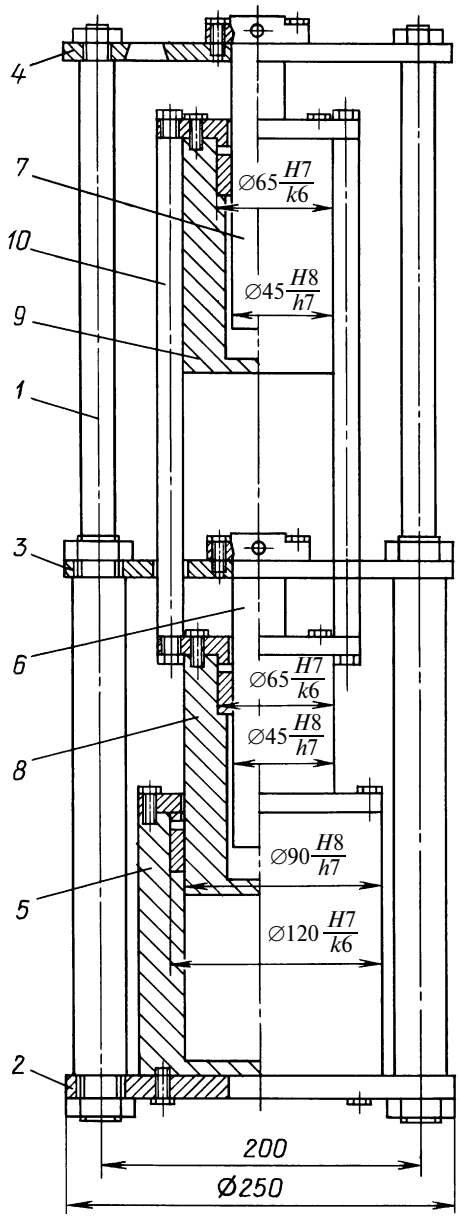


Рис. 2. Мультипликатор

Устанавливая по параметрам аппаратуры расчетное давление в рабочих цилиндрах (это давление является исходной величиной и при расчете силового блока) из зависимости (2), определим суммарную площадь плунжеров рабочих цилиндров: $F = 2ZF_ц = (R_п - G)/p_р\eta_с$, а при известном рабочем давлении $p_н$ насосов из зависимости (1) — коэффициент мультипликации: $K_м = p_р/p_н\eta_м\eta_г$.

Для более точной оценки $K_м$ рассмотрим рабочий ход силового блока. Условием равномерного движения его элементов (рис. 3) является зависимость $Fp_ц\eta_с - R_п - G - 2p_0F_0 = 0$, где $p_ц$ — давление в рабочих цилиндрах силового блока; p_0 — давление в цилиндрах обратного хода; F_0 — площадь плунжера возвратного цилиндра.

При последующем анализе будем использовать коэффициент усиления силового блока: $K_с = ZF_ц/F_0 = F/(2F_0)$.

Тогда: $p_ц K_с \eta_с - p_р K_с - p_0 = 0$.

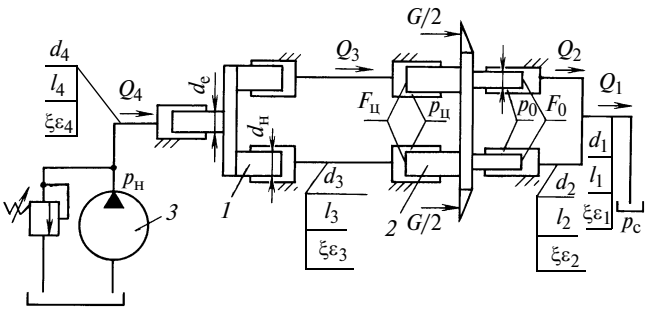


Рис. 3. Расчетная схема рабочего хода силового блока:
1 — мультипликатор; *2* — силовой блок; *3* — насосная станция

Давление в цилиндрах обратного хода связано с давлением на выходе сливной магистрали выражением $p_0 = p_c + \Delta p_1 + \Delta p_2$, где Δp_i — потери давления на конкретном участке трубопровода [здесь и далее индекс в обозначении потерь давления соответствует индексу в обозначениях параметров трубопровода ($\Sigma\varepsilon_i$, I_i, d_i) в соответствии с рис. 3].

Давление в рабочих цилиндрах связано с давлением $p_н$, развиваемым насосом: $p_ц = (p_н - \Delta p_4)K_м\eta_м - \Delta p_3$.

При определении потерь давления на участках трубопроводов будем исходить из условия ламинарного течения рабочей жидкости: $\Delta p_i = K_i l_{pi} Q_i$, где $K_i = 128\nu\rho/(\pi d_i^4)$ — коэффициент пропорциональности; ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости; l_{pi} — расчетная длина трубопровода; ρ — плотность рабочей жидкости; d_i — диаметр трубопровода; Q_i — расход жидкости на i-м участке трубопровода.

Получаем каноническое уравнение относительно коэффициента мультипликации:

$$K_м^3 + \tau K_м^2 + SK_м + t = 0,$$

где $\tau = Z_4/m_4 F\nu_р$; $S = -p_н/m_4 F^2\nu_р^2$;

$$t = \frac{2K_c Z_3\eta_c K_c^2 + Z_2 + 2Z_1 + F\nu_р(m_3 Kc\eta_c + 4m_1 + m_2)}{4\eta_м\eta_c m_4 F\nu_р} +$$

$$+ \frac{p_c + p_р K_c}{K_c\eta_c\eta_м m_4 F^2\nu_р^2}.$$

При заданной подаче $Q_н$ насосов данное уравнение имеет тот же вид, а его коэффициенты определяются как:

$$\tau = \frac{p_р K_c + p_c}{[(p_н - Z_4 Q_н - m_4 Q_н^2)K_c\eta_c\eta_м]};$$

$$S = \frac{Q_н(Z_3\eta_c K_c^2 + Z_2 + 2Z_1)}{2K_c^2\eta_c\eta_м(p_н - Z_4 Q_н - m_4 Q_н^2)};$$

$$t = -\frac{Q_н^2(m_3 K_c^2\eta_c + 4m_1 + m_2)}{4K_c^3\eta_c\eta_м(p_н - Z_4 Q_н - m_4 Q_н^2)}.$$

Решая приведенные выше уравнения, найдем значение коэффициента $K_м$, которое устанавливается в пределах $1 \div 2$.

Силовую раму редуктора (рис. 4) образуют две ступенчатые резьбовые штанги *1* и три траверсы: нижняя *2*, средняя *3* и верхняя *4*. На нижней траверсе закреплен цилиндр высокого давления *5* с плунжером *6*, на средней и верхней — плунжеры *7* и *8* дозирующих подвижных цилиндров *9* и *10*, соединенных между собой упорными штангами *11*. Рабочий ход редуктора создается подачей рабочей жидкости от насосов в цилиндр *5* высокого давления и перемещением дозирующих цилиндров *9* и *10*, которые и вытесняют рабочую жидкость (низкое давление) в рабочие цилиндры силового блока через осевые отверстия в плунжерах *7* и *8*.

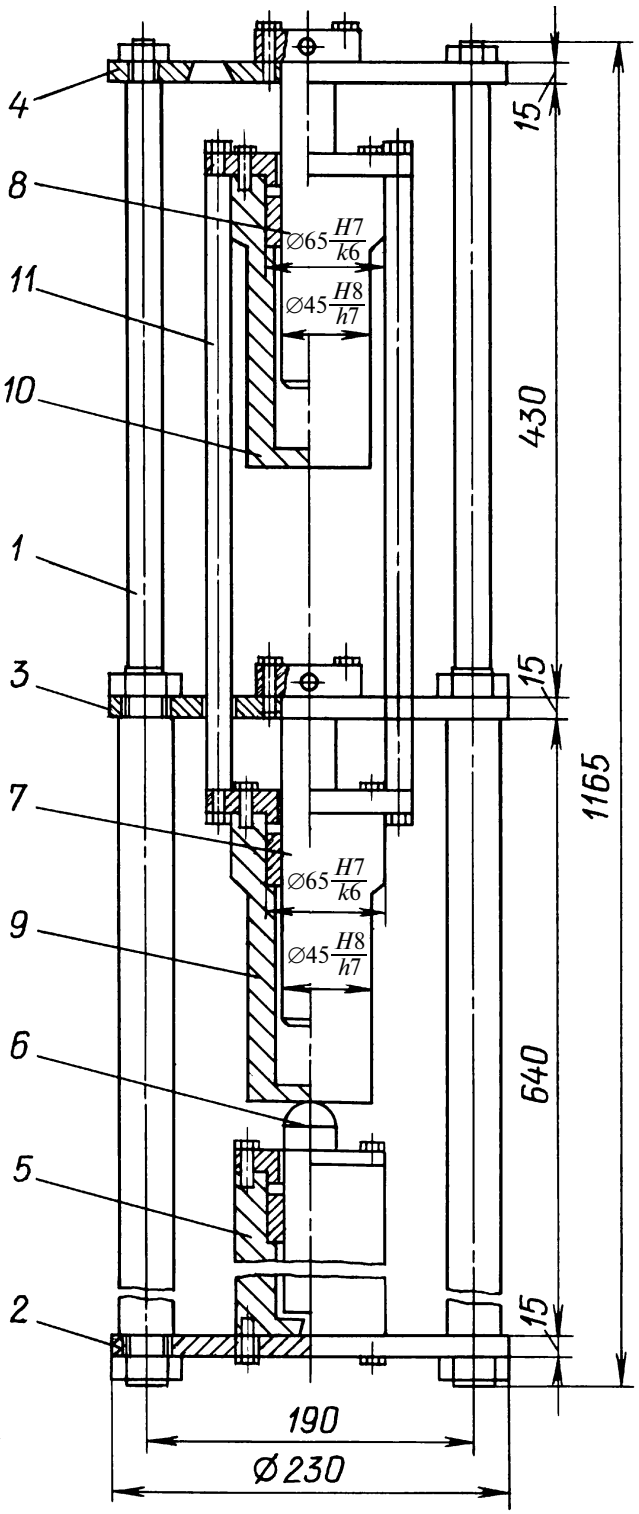


Рис. 4. Редуктор

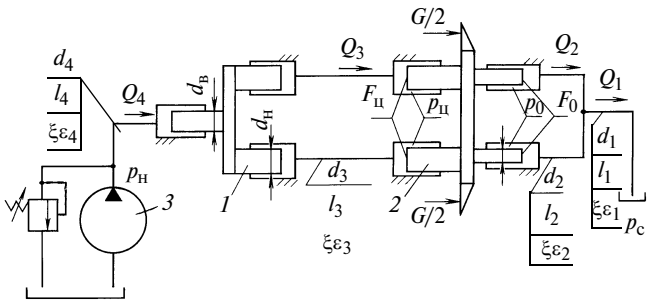


Рис. 5. Расчетная схема холостого хода силового блока: *1* — редуктор; *2* — силовой блок; *3* — насосная станция

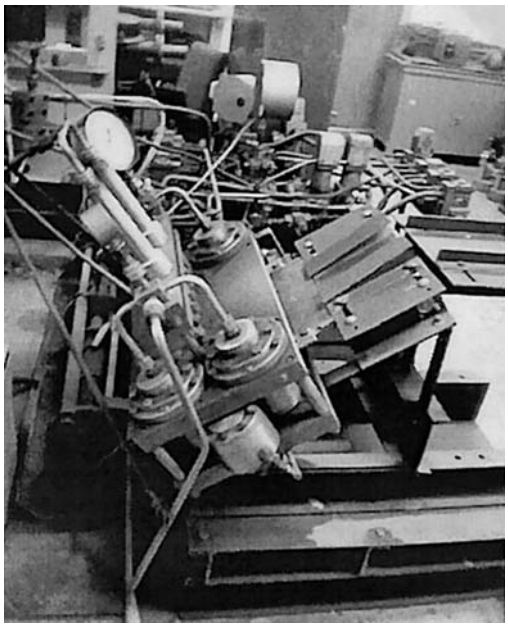


Рис. 6. Опытный образец ножниц

Расчетные и экспериментальные параметры гидропривода установки для резки листового проката с наклонным ножом

Режим работы	Давление насоса при коэффициенте усилия, МПа	
	$K_с = 5$	$K_с = 1{,}43$
Зарядка редуктора	21,7/21,83	2,03/2,3
Зарядка мультипликатора	48,23/49,02	12,21/12,65
Рабочий ход	6,66/7,05	6,68/7,1
Холостой ход	1,5/1,6	6,2/6,05

Примечание. В знаменателе приведены расчетные значения, в числителе — экспериментальные.

При этом давление в рабочих цилиндрах $p_р$ и давление $p_н$, создаваемое насосом, связаны между собой зависимостью

$$p_р = p_н K_р \eta_р \eta_с \eta_г,$$

где $K_р = D_в^2/(2D_н^2)$ — коэффициент редукции; $D_в$ — диаметр плунжера высокого давления; $D_н$ — диаметр плунжера дозирующего цилиндра.

Для оценки коэффициента $K_р$ рассмотрен холостой ход силового блока. Условием равномерного движения его элементов (рис. 5) является зависимость

$$2Fp_ц\eta_с + G - 2p_0F_0 = 0.$$

Используя параметры, полученные при анализе рабочего хода силового блока, устанавливаем скорость v_x холостого хода, получаем каноническое уравнение $K_р^3 + rK_р^2 + SK_р + t = 0$, где $r = -\dfrac{Z_4}{m_4 F v_x}$; $S = -\dfrac{p_н}{m_4 F^2 v_x^2}$;

$$t = \frac{2K_с(Z_3K_с^2\eta_с + 2Z_1 + Z_2)}{4\eta_р\eta_с m_4 F v_x} + \frac{Fv_x(m_3K_с^4\eta_с + 4m_1 + m_2)}{4\eta_р\eta_с m_4 F v_x} +$$

$$+ \frac{p_с + p_р K_с}{K_с\eta_р\eta_с m_4 F^2 v_x^2},$$

(здесь $p_р = G/F$ — условная силовая нагрузка).

При заданной подаче насосов данное уравнение имеет тот же вид, а его коэффициенты определяются как: $r = -\dfrac{p_р K_с + p_с}{A}$; $S = -\dfrac{Q_н(Z_3K_с^2\eta_с + 2Z_1 + Z_2)}{2AK_с}$;

$$t = -\frac{Q_н^2(m_3K_с^3\eta_с + 4m_1 + m_2)}{4AK_с^2};\quad A = \eta_м\eta_с K_с(p_н - 4ZQ_н -$$

$$- m_4 Q_н^2).$$

Найдем коэффициент $K_р$, который позволяет установить необходимую производительность насосной станции для холостого хода, или скорость холостого хода при известной производительности станции и необходимые параметры редуктора.

Опытный образец редуктора-мультипликатора был создан в числе других конструктивных элементов ножниц (рис. 6), разработанных в лаборатории кафедры "Технологические машины и оборудование" ГОУВПО "Норильский индустриальный институт". Там же прошли стендовые испытания в рамках научно-исследовательской работы, позволившие оценить эффективность конструкции гидропривода ножниц для резки листового проката наклонным ножом, в котором была реализована редукторно-мультипликаторная схема управления насосным приводом подвижной траверсы агрегата резки. В результате были созданы ножницы с гидроприводом на основе насосов БГ12-25АМ ($Q_н$ = 102 л/мин, $p_н$ = 12,5 МПа) для резки стальных листов толщиной до 5 мм. Результаты испытаний представлены в таблице.

Анализ полученных результатов подтвердил эффективность разработанных методик для инженерных расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат № 2258609 РФ:** МПК[7] В 30 15/24: Гидравлический пресс.

2. **Никоноров Л. В.** Гидравлический привод машин для резки наклонным ножом листового проката // Сб. науч. ст. "Молодые ученые Норильского промышленного района — Российскому северу" Норильск: Норильский индустриальный ин-т. 2006. С. 159—161.

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

УДК 621.891:531.43

Ю. Н. ЛЕРНЕР, канд. техн. наук (Израиль)

О процессах в адгезионных монослоях при сухом трении

Известно, что трение скольжения меньше трения покоя. Этот факт до сих пор удовлетворительно не объяснен. Автором разработана методика измерения электрического контактного сопротивления как при предварительном смещении, так и при скольжении. Применение этой методики позволило исследовать процессы, происходящие в адгезионных монослоях при трении. На основании результатов исследований объяснено неравенство между трением покоя и трением скольжения.

Введение

Мысленно положим на горизонтальную плиту груз и начнем двигать его вдоль плиты, предварительно разместив между грузом и точкой приложения сдвигающей силы пружину. Груз будет скользить не непрерывно, а с периодическими остановками. Этот легко воспроизводимый эксперимент свидетельствует о том, что при сравнительно небольшой скорости кинетическое трение меньше статического. В работе [1] это явление названо скольжением скачками. Там же высказано предположение: скольжение скачками вызвано ползучестью, в результате которой площадь контакта со временем увеличивается, а также упрочнением поверхности раздела вследствие диффузии. Явление скольжения скачками обнаруживается при контакте самых разных веществ [2]. В статье это явление объяснено на основании исследования процессов, происходящих в адгезионных кислородных монослоях при трении.

Известно, что различные вещества адсорбируют на своей поверхности кислород: на благородных металлах — это физическая адсорбция со сравнительно слабыми связями Ван-дер-Ваальса; на обычных металлах, а также на других веществах — это хемосорбция с более сильными ионными связями. Суммарная толщина двух монослоев кислорода, расположенных между контактирующими телами, равна ≈ 0,5 нм [3]. Адгезионные монослои непосредственно вовлечены в процесс трения.

Методика исследований

Процессы в адгезионных монослоях исследованы на основании измерений электрического контактного сопротивления R, которая складывается из сопротивления стягивания R_c и туннельного сопротивления $R_т$. Сопротивление стягивания вызвано сужением линий тока на фактическом пятне касания. Туннельное сопротивление вызвано прохождением тока через непроводящую адгезионную пленку с помощью туннельного эффекта. Измеренные значения R сравнили с результатами вычислений.

Значения сопротивлений стягивания и туннельного рассчитаны по формулам, приведенным в работе [3]. В частности, в случае круглого пятна касания двух тел

$$R = (\rho_1 + \rho_2)/4a + \sigma/(\pi a^2), \qquad (1)$$

где ρ — удельное электрическое сопротивление; a — радиус пятна касания; σ — удельное туннельное сопротивление.

Величина σ зависит от толщины адгзионной пленки. Для двух монослоев кислорода $\sigma = (0,5 \div 1,2)\ 10^{-6}$ Ом · мм^2 [3]. При увеличении толщины пленки с 0,5 до 1 нм сопротивление σ возрастает в $10^3 \div 10^4$ раз.

Размеры пятна касания (радиус круга или полуоси эллипса) рассчитаны по формулам контактных напряжений при упругом контакте. В случае круглого пятна касания радиус

$$a = 0,8P^{1/3}d^{1/3}E^{-1/3}, \qquad (2)$$

где P — нагрузка; d — диаметр цилиндров; E — модуль Юнга.

Площадь касания при пластическом контакте рассчитывается как частное от деления нагрузки на твердость по Виккерсу. На основании анализа снятых диаграмм $R = f(t)$ (где t — время) и сравнения измеренных значений R с расчетными значениями R_c сделан вывод об изменении туннельного сопротивления при трении. Характер изменения $R_т$ позволил сделать предположения о процессах, происходящих в адгезионных монослоях при трении.

Установки для исследований

Исследования проводили на двух цилиндрических образцах, скрещенных под прямым углом. На рис. 1, *а* показана схема установки для исследования сопротивления R при пред-

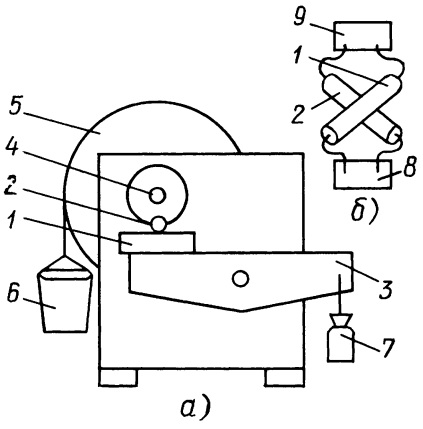


Рис. 1. Схема установки для исследования сопротивления *R* при предварительном смещении (*а*) и ее электрическая схема (*б*)

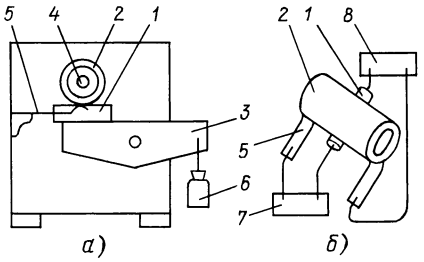


Рис. 2. Схема установки для исследования сопротивления *R* при скольжении (*а*) и ее электрическая схема (*б*)

варительном смещении [4]. Образец *1* закреплен на рычаге *3*, образец *2* — на валу *4*, на другом его конце закреплен шкив *5*. Сосуд *6*, заполненный водой, подвешен на шкиве. Нагрузка создается грузом *7*, подвешенным на рычаге *3*. На рис. 1, *б* дана электрическая схема установки: *8* — источник постоянного стабилизированного тока; *9* — самопишущий милливольтметр.

На рис. 2, *а* показана схема установки для исследования сопротивления *R* при скольжении [5]. Образец *1* закреплен на рычаге *3*, трубчатый образец *2* насажен на вал *4*, приводимый во вращение электродвигателем. Токосъемные пружины *5* контактируют с трубчатым образцом *2*, как показано на электрической схеме (рис. 2, *б*). Нагрузка создается грузом *6*, подвешенным на рычаге *3*. На рис. 2, *б*: *7* — источник постоянного стабилизированного тока; *8* — самопишущий милливольтметр.

В схемах на рис. 1, *б* и 2, *б* измерительная и токовая цепи разделены. Поэтому эти схемы измеряют падение напряжения только контактного сопротивления. Сопротивление элементов схемы, вспомогательных контактов и исследуемых образцов в измеряемую величину *R* не входит.

Материалы для исследований

Очищенные от загрязнений образцы для исследований должны обеспечивать устойчивый электрический контакт при нагрузках 0,01 Н и менее. Этому требованию удовлетворяют благородные металлы. Однако на их поверхности имеет место физическая адсорбция кислорода со сравнительно слабыми связями Ван-дер-Ваальса. Монослои физически адсорбированного кислорода могут разрушаться как при соприкосновении тел, так и при скольжении. Автор некоторое время работал с благородными металлами и их сплавами, применяемыми для скользящих контактов, и заметил, что трение зависит от вида адсорбции кислорода. Если имели место как физическая адсорбция, так и хемосорбция (сплавы благородных металлов с обычными), то величина трения была сравнительно небольшая. Если имела место только физическая адсорбция (благородные металлы и их сплавы), то величина трения была сравнительно большой: $f = 0{,}5 \div 0{,}7$. Большая величина трения между золотом и платиной показана также в работе [1]. Эти факты позволяют предположить, что при трении благородных металлов адгезионная пленка разрушается. Не исключено полное или почти полное исчезновение сопротивления $R_т$. В настоящей работе образцы из благородных металлов не исследуются.

Для исследования изменения туннельного сопротивления при скольжении были использованы сплавы благородных металлов с обычными: высокоомный сплав палладий — вольфрам (80 % Pb) и низкоомный сплав золото — медь (80 % Au). Эти сплавы обеспечивают устойчивый электрический контакт при малых нагрузках. На их поверхности имеют место как физическая адсорбция, так и хемосорбция кислорода. Исследования [7] показали, что у этих сплавов адгезионные монослои при скольжении сохраняются. Трение упомянутых сплавов примерно в 2 раза меньше трения благородных металлов.

В исследованиях изменения туннельного сопротивления при предварительном смещении была сделана попытка использовать образцы из сплавов палладий — вольфрам и золото — медь. Однако сравнительно небольшая доля $R_т$ в величине *R* затруднила исследование $R_т$ на основании полученных диаграмм $R = f(t)$. Были опробованы образцы из разных материалов, у которых имеет место только хемосорбция кислорода. Бериллиевая бронза (2 % Be) показала устойчивый электрический контакт при малых нагрузках в течение одного-двух часов после зачистки образцов и последующей промывки в бензине. Исследования [6, 7] показали, что $R_т$ при одинаковой нагрузке у бериллиевой бронзы значительно больше, чем у сплавов благородных металлов с обычными. По виду снятых диаграмм оказалось возможным исследовать сопротивление $R_т$ при предварительном смещении.

Результаты исследований

Приняты обозначения: R_0 — значение *R* при соприкосновении; R_{min} — минимальные значения *R* при скольжении; R_1 — значение *R* при остановке; R_2 — значение *R* при предварительном смещении перед переходом к скольжению; *HV* — твердость по Виккерсу; *E* — модуль Юнга.

На рис. 3 и в таблице приведены результаты исследований *R* при воз-

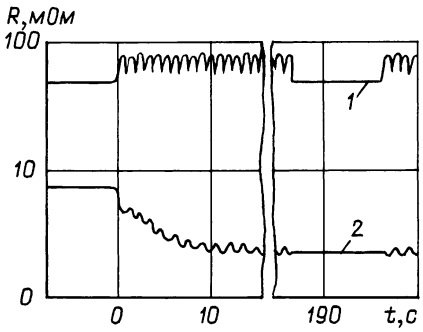


Рис. 3. Диаграммы $R = f(t)$ при возвратно-поступательном скольжении образцов диаметром 0,83 мм с амплитудой 2 мм и частотой 0,5 Гц:
материал: сплав Pd—W (80 % Pd); $HV = 3{,}5$ ГПа; $E = 19$ ГПа; $\rho = 8{,}6 \cdot 10^{-4}$ Ом · мм, деформированный; нагрузка 0,1 (*1*) и 30 Н (*2*)

Нагрузка *P*, Н	Измеренные значения сопротивления, мОм			Рассчитанные значения сопротивления, мОм	
	R_0	R_{min}	R_1	$R_с$	$R_т$
0,1	52	65	51	34	2
0,3	40	48	40	24	1
1,0	27	30	26	16	0,4
3,0	23	9,4	9,5	26	0,9
10	13	4,0	4,2	14	0,3
30	7	2,6	2,7	8	0,1

вратно-поступательном скольжении образцов из высокоомного сплава Pb—W, выполненные на установке, схема которой показана на рис. 1, *а*. Деформации (см. рис. 3): *1* — упругая, *2* — пластическая. Приведенные в таблице значения R_c и $R_т$ рассчитаны по формуле (1). При $P \leqslant 1$ Н радиус пятна касания рассчитан по формуле (2). При $P \geqslant 3$ Н площадь пятна касания рассчитана как частное от деления нагрузки на твердость по Виккерсу. Параметр $R_т$ рассчитан при $\sigma = 10^{-6}$ Ом · мм^2. Из таблицы видно, что доля $R_т$ в R весьма мала, также видно, что в зоне упругих деформаций ($P \leqslant 1$ Н) R_c меньше R, а в зоне пластических деформаций соответствие R_c и R_0 хорошее.

Согласно рис. 3 (кривая *1*) и таблице при $P \leqslant 1$ Н имеем $R_1 \approx R_0$. Это свидетельствует об упругой деформации. Незначительное несоответствие R_1 и R_0 вызвано контактированием при соприкосновении и остановке в разных точках. При $P \geqslant 3$ Н в течение нескольких первых циклов R уменьшается, далее — стабилизируется, это свидетельствует о пластической деформации, сопровождающейся существенным увеличением фактической площади касания. Соответственно, при $P \geqslant 3$ Н имеем $R_1 < R_0$. При $P \leqslant 1$ Н соблюдается неравенство $P_1 < R_{min}$. При остановке значение R уменьшается до R_1, при скольжении — возрастает до прежних значений. Низкая скорость скольжения исключает динамические эффекты. Поэтому возрастание R при скольжении свидетельствует о возрастании туннельного сопротивления, уменьшение R до R_1 при остановках свидетельствует об его уменьшении.

Приведенные в таблице результаты позволяют грубо оценить величину σ при скольжении. Согласно сделанной оценке при скольжении по сравнению с покоем σ возрастает на порядок, достигая 10^{-5} Ом · мм^2. При $P \geqslant 3$ Н неравенство $R_1 < R_{min}$ не соблюдается: R_1 несколько больше R_{min}. Одна из возможных причин этого — низкая доля сопротивления $R_т$ в R. Эксперимент показал, что для более достоверного исследования $R_т$ необходимо проведение аналогичных экспериментов с низкоомными материалами. В этом случае доля $R_т$ в R возрастет.

На рис. 4 приведены результаты исследований R при скольжении образцов из низкоомных материалов. Исследования выполнены при круговом вращении на установке, схема которой представлена на рис. 2, *а*. Как и в экспериментах (см. рис. 3), время от соприкосновения до начала скольжения — 10 с, время остановок — 10 с. Деформации (см. рис. 4): *1* — упругая, *2* — пластическая.

По сравнению с диаграммами на рис. 3 в диаграммах на рис. 4 доля $R_т$ в R существенно больше. Для диаграммы на рис. 4 (линия *1*) $R_0 = 4$ мОм. Согласно расчетам $R_c = 2{,}8$ мОм, $R_т = 1{,}6$ мОм. Из диаграммы видно, что $R_1 \approx R_0$, что свидетельствует об упругой деформации. Соблюдается неравенство $R_{min} > R_1$, что свидетельствует об увеличении сопротивления $R_т$ при скольжении. Из диаграммы на рис. 4 (линия *2*) видно, что величина R в начале скольжения существенно уменьшается, далее стабилизируется, что свидетельствует о пластической деформации в течение нескольких первых циклов. При остановках R уменьшается до R_1, при возобновлении скольжения — увеличивается до прежнего значения, что свидетельствует об увеличении сопротивления $R_т$ при скольжении не только в случае упругой деформации, но и в случае, когда в течение первых циклов имела место пластическая деформация.

Эксперименты (см. рис. 3 и 4) показали, что при скольжении сопротивление $R_т$ увеличивается, а при остановках — уменьшается. Однако по этим экспериментам нельзя судить о процессах в адгезионных монослоях при переходе от покоя к скольжению. На рис. 5 и 6 приведены результаты серии экспериментов при предварительном смещении. Материал для исследований — бериллиевая бронза. Хемосорбция кислорода на ее поверхности и низкое значение ρ повышают долю сопротивления $R_т$ в R по сравнению со сплавом палладий — вольфрам.

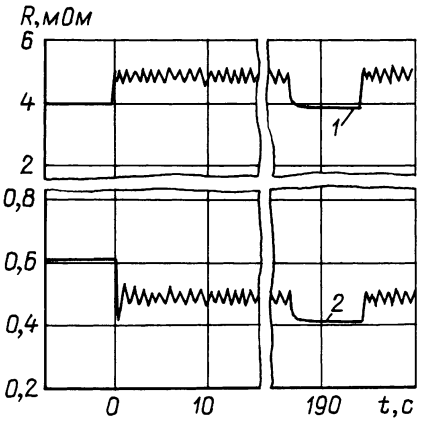


Рис. 4. Диаграммы $R = f(t)$ при скольжении образца диаметром 0,8 мм: материал: сплав Au—Cu, покрытый серебром (80 % Au), $HV = 2{,}4$ ГПа, $E = 10{,}7$ ГПа, $\rho = 0{,}6 \cdot 10^{-4}$ Ом · мм, деформированный; частота вращения 80 об/мин; нагрузка 0,1 (*1*) и 3 Н (*2*)

Результаты исследований сопротивления R образцов из бериллиевой бронзы при равномерном росте тангенциальной силы от нуля до силы трения покоя при упругой (*а*) и пластической (*б*) деформации приведены на рис. 5.

Из рис. 5 видно, что $R = 4{,}5$ мОм и 1,4 мОм, соответственно, для диаграмм *а*) и *б*), а согласно расчетам

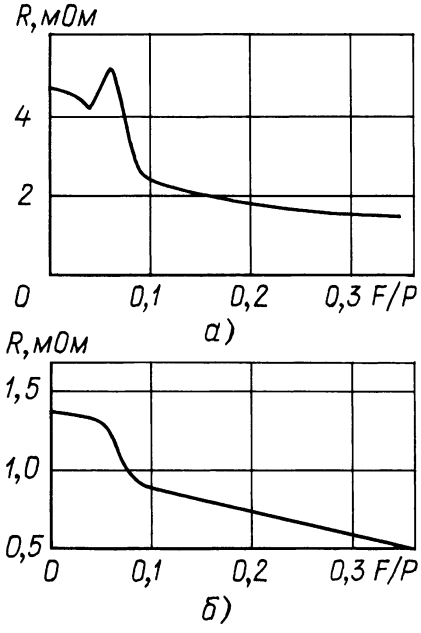


Рис. 5. Диаграммы $R = f(t)$ при предварительном смещении скрещенных образцов диаметром 1 мм из бериллиевой бронзы (2 % Be):
а — состаренные образцы ($HV = 4$ ГПа, $E = 13$ ГПа; $\rho = 0{,}6 \cdot 10^{-4}$ Ом · мм, $P = 1$ Н); *б* — отожженные образцы ($HV = 1{,}3$ ГПа, $\rho = 0{,}95 \cdot 10^{-4}$ Ом · мм, $P = 10$ Н)

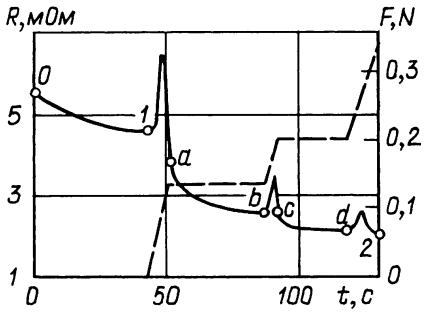


Рис. 6. Диаграмма $R = f(t)$ контакта скрещенных образцов диаметром 1 мм из состаренной бериллиевой бронзы при покое и ступенчатом возрастании тангенциальной силы от нуля до силы трения покоя (штриховая линия):
$P = 1$ Н; точки *0, 1, 2* соответствуют моментам соприкосновения, начала роста тангенциальной силы и перехода к скольжению; на участках *1—a*, *b—c*, *d—2* тангенциальная сила равномерно возрастает; на участках *a—b*, *c—d* она постоянна

$R_0 = 0{,}8$ мОм и 1 мОм соответственно. Из сопоставления R_c и R_0 видно, что в обеих диаграммах туннельное сопротивление соизмеримо с сопротивлением стягивания. Из рис. 5, *а* видно, что R интенсивно уменьшается на начальном участке диаграммы, далее с ростом F почти не меняется. На рис. 5, *б* картина иная: R уменьшается с ростом E на всех участках диаграммы: на начальном участке R уменьшается более интенсивно, чем на среднем и конечном участках диаграммы. С ростом силы F R уменьшается почти в 3 раза. Это больше, чем следует из формулы (1) для пластического контакта при переходе от покоя к скольжению, если $F/P = 0{,}35$. Согласно оценке по этой формуле площадь касания возрастает на 60 %, что вызывает уменьшение R на 30 %. А это значительно меньше, чем следует из диаграммы. Уменьшение R на диаграмме на рис. 5, *б* происходит вследствие наложения двух процессов: уменьшения туннельного сопротивления и роста площади касания, свойственного пластическому контакту при предварительном смещении. Для сплава Pd—W, как видно из таблицы, $R_1 = R_0$ при $P = 1$ Н, что свидетельствует об упругой деформации. Диаметр образцов из бериллиевой бронзы на 20 % больше, чем сплава Pd—W, а их твердость выше. Соответственно, при той же нагрузке деформация на диаграмме рис. 5, *а* — упругая.

Из рис. 5, *а* следует, что в случае хемосорбции кислорода возрастание тангенциальной силы сопровождается уменьшением $R_т$. Уменьшение происходит как при упругой, так и при пластической деформации.

На рис. 6 приведена диаграмма $R = f(t)$ при предварительном смещении образцов из бериллиевой бронзы в процессе ступенчатого роста тангенциальной силы.

Участок *0—1* диаграммы свидетельствует о нестабильности во времени измеряемого значения R при $P = 0$ и $P = \text{const}$. Начиная с момента соприкосновения, R асимптотически уменьшается до своего устойчивого значения.

Сопоставляя диаграммы на рис. 5, *а* и 6, снятые при одинаковой нагрузке, приходим к выводу, что на всех участках диаграммы на рис. 6 имеет место упругая деформация. Поэтому уменьшение сопротивления R на участке *0—1* ($P = \text{const}$, $F = 0$) и на участках *а—в* и *c—d* ($P = \text{const}$, $P = \text{const}$) вызвано асимптотическим уменьшением сопротивления $R_т$. Пиковое возрастание R около точек *1*, *b* и *d* вызвано пиковым возрастанием сопротивления $R_т$ в начальные моменты роста силы F. Из рис. 6 видно, что в случае хемосорбции кислорода туннельное сопротивление уменьшается как при соприкосновении образцов, так и при приложении тангенциальной силы. Сопоставим обнаруженные экспериментально особенности изменения R при соприкосновении образцов в зависимости от вида адсорбции кислорода. При хемосорбции наблюдается существенное уменьшение R в течение длительного времени (участок *0—1* на рис. 6). При сочетании физической адсорбции и хемосорбции (например, сплав Au—Cu) также наблюдается подобное явление. Однако в отличие от рис. 6 время стабилизации R не превышает $2 \div 3$ с после соприкосновения. Поэтому это явление не отражено на рис. 4. При физической адсорбции (сплав палладий — иридий; электролитически осажденный родий) уменьшения R после соприкосновения не обнаружено. Неизменность R во времени свидетельствует в данном случае о практически мгновенном разрушении физически адсорбированных монослоев.

Эксперименты показали хорошую повторяемость тех или иных видов диаграмм. Это значит, что для сплава палладий — вольфрам при упругом контакте наблюдаются только диаграммы вида *1* на рис. 3, а для бериллиевой бронзы при пластическом контакте — только диаграммы вида, показанной на рис. 5, *б*, и т. д. При повторных экспериментах R_0, $R_{\min}$, R_2 могут несколько отличаться. Однако вид диаграмм остается неизменным.

Рассмотрим также такой критерий надежности полученных результатов, как соответствие измеренных значений R результатам вычислений по формуле (1). У высокоомного сплава палладий — вольфрам при пластическом контакте соответствие хорошее: отклонение R_0 от R_c не превышает 10 %. При упругом контакте соответствие хуже. Естественно, что у бериллиевой бронзы, имеющей примерно в 10 раз меньшее значение ρ, соответствие измеренных значений R_0 и вычисленных значений R_c гораздо меньше, чем у сплава палладий — вольфрам. Легко увидеть, что это несоответствие не влияет на надежность полученных результатов. Правильность выбранной методики подтверждает тот факт, что во всех проведеных экспериментах соблюдались соотношения: $R_0 = R_c$ (при пластическом контакте высокоомных материалов) или $R_0 > R_c$; для низкоомных материалов при упругом контакте соблюдалось также соотношение $R_2 > R_c$.

Рассмотрим возможные причины уменьшения туннельного сопротивления при остановках (см. рис. 3, 4) и при предварительном смещении (см. рис. 5, 6). Наиболее простое предложение — частичное или полное разрушение (выдавливание) кислородных монослоев. Оно удовлетворительно объясняет упомянутые явления и было сформулировано

в работе [6]. Однако это предположение не может объяснить пиковое возрастание R в момент начала роста силы F. Можно предположить, что при скольжении зазор заполняется не двумя, а тремя или четырьмя монослоями кислорода, а при остановках остаются только два слоя. Это предположение опровергается значением R при скольжении. Если бы число монослоев было больше, то туннельное сопротивление возросло бы на три-четыре порядка, что привело бы к существенному увеличению R по сравнению с наблюдаемым.

Возможная причина уменьшения туннельного сопротивления при остановках и предварительном смещении — упорядочение кислородных ионов или атомов при соприкосновении двух кислородных монослоев [7]. Упорядочение может происходить под воздействием электростатических сил и напряженного состояния. В результате происходит более компактная упаковка монослоев. Грубая аналогия этому явлению — упорядочение двухрядной системы шаров. Зазор между телами при этом несколько уменьшается, что приводит к уменьшению туннельного сопротивления. Предположение об упорядочении кислородных монослоев удовлетворительно объясняет уменьшение R при остановках, асимптотическое уменьшение R как при соприкосновении, так и при воздействии силы F (см. рис. 6). Это предположение позволяет объяснить пиковое увеличение R в момент начала роста силы F (см. рис. 6) и в моменты перехода к скольжению (см. рис. 3, 4). Возникновение на поверхности раздела тангенциальных напряжений приводит к разупорядочению атомов монослоев и некоторому увеличению зазора, что приводит к увеличению туннельного сопротивления. В процессе роста силы F при предварительном смещении имеют место тенденции как к разупорядочению атомов кислорода, так и к их упорядочению. Как показал эксперимент, в первый момент роста силы P преобладает разупорядочение. В процессе скольжения даже с малой скоростью тенденция к разупорядочению преобладает. Время, необходимое для упорядочения адсорбированных монослоев при соприкосновении тел, зависит от вида адсорбции кислорода. При хемосорбции время упорядочения может достигать $1 \div 2$ мин. При сочетании как физической адсорбции, так и хемосорбции время упорядочения существенно меньше.

С неметаллами выполнение экспериментов, подобных приведенным на рис. 3—6, невозможно. Однако адгезивы, в частности кислород, адсорбируются на самых различных материалах. Поэтому следует ожидать, что при трении неметаллов также имеют место явления упорядочения адгезионных монослоев при остановках и разупорядочения при скольжении.

Сформулированное в статье предположение об упорядочении атомов адгезионных монослоев при покое и разупорядочении их при скольжении позволяет качественно объяснить несоответствие трения покоя трению скольжения. Действительно, химические связи между атомами создают на поверхности твердого тела переменное электростатическое поле. При скольжении какой-либо атом поверхностного слоя множество раз взаимодействует с переменным электростатическим полем. Электроны при этом совершают вынужденные колебания. Работа сил трения затрачивается на поддержание этих колебаний. Адгезионные монослои непосредственно влияют на процесс взаимодействия электрона с электростатическим полем. Уменьшение толщины адгезионных монослоев вызывает увеличение напряженности поля и, как следствие, увеличение электростатического взаимодействия. Соответственно, трение покоя больше трения скольжения: ведь при покое в соответствии с результатами приведенных на рис. 3—6 экспериментов соприкасающиеся тела сближаются. При скольжении происходит увеличение зазора между трущимися телами вследствие разупорядочения атомов адгезионных монослоев. Это приводит к ослаблению электростатического взаимодействия и уменьшению трения.

1. Результаты исследований электрического контактного сопротивления в статике при предварительном смещении и скольжении позволяют сформулировать предположение об упорядочении атомов хемосорбированных кислородных монослоев при соприкосновении и разупорядочении при скольжении. При упорядочении заполненный кислородом зазор несколько уменьшается.

2. Трение покоя больше трения скольжения вследствие уменьшения заполненного адгезионными монослоями зазора и, как следствие, увеличения электростатического взаимодействия между атомами, расположенными на трущихся поверхностях.

3. Процесс упорядочения хемосорбированных атомов наблюдается не только при соприкосновении двух тел, но и при нагружении стыка двух тел неполной силой трения покоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Боуден Ф. П., Тейбор Д.** Трение и смазка твердых тел. М.: Машиностроение, 1968.

2. **Berger T. V., Caroli C., Ronsin O.** Self-Heating slip pulses along a gel/glass interface. Phys. Rev. Lett. 88, 075509. Issue. 7. Feb. 2002.

3. **Хольм П.** Электрические контакты. М.: Изд-во иностр. лит., 1961.

4. **Устройство** для измерения электрического контактного сопротивления: А. с. 455297, МКИ G 01 R 27/00.

5. **Устройство** для измерения электрического контактного сопротивления двух тел.: А. с. 538308, МКИ^2, G 01 R 27/00.

6. **Лернер Ю. Н.** Оценка деформации микровыступов и разрушения поверхностных пленок при предварительном смещении на основе измерений электрического контактного сопротивления // Трение и износ. 1986. Т. 7. № 4. С. 686—694.

7. **Лернер Ю. Н.** О прочности адгезионных непроводящих пленок на поверхности металлов при трении // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 42—45.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 530.145.6:53.06

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук (ГТУ, Комсомольск-на-Амуре)

Синергетическая модель наноструктурных состояний

Рассмотрены существующие модели структурообразования наноматериалов. Изложена синергетическая модель наноструктурирования, основанная на учете эволюционного развития атомов при объединении их в молекулу или кластер. Информация об эволюционном развитии атомов, их энергетическом состоянии передается в виде волновой функции электронов. Межатомное взаимодействие рассматривается как неравновесный фазовый переход, при котором память о квантовом состоянии электронов сохраняется и передается кластеру при перекрытии их волновых функций, которое сопровождается обобществлением валентных электронов. Рассмотрены вопросы устойчивости наноструктур.

Более 40 лет назад Р. Фейнманом была сформулирована новая теория получения материалов, основанная на атомной "сборке". Создание совершенно нового класса рабочей и измерительной аппаратуры (атомный силовой и туннельный микроскоскопы) резко стимулировало разработку таких материалов и технологий их получения.

Понятие "нанотехнологии" пока не имеет исчерпывающего определения, но можно сказать, что это технологии, оперирующие величинами порядка нескольких нанометров, т. е. величинами, в сотни раз меньшими длины волны видимого света и сопоставимыми с размерами атомов. Поэтому переход от "макро" к "нано" это уже не количественный, а качественный переход — от варьирования процентным содержанием химических элементов в материале к варьированию отдельными атомами. По оценкам разных специалистов, использование нанотехнологии может в недалекой перспективе дать возможность резко увеличить валовый внутренний продукт и повысить экономический эффект базовых отраслей промышленности.

В настоящее время издан ряд монографий, посвященных технологиям синтеза, классификации и области применения наноматериалов. Как показывает их анализ, наноматериалы получают экспериментальным путем, так как отсутствует научно обоснованная теория наноструктурирования. Проблема синтеза новых наноматериалов является чрезвычайно сложной и требует междисциплинарного подхода к ее решению.

В ряде работ отмечается, что свойства наноструктур определяются размером, формой и расположением всех атомов. Однако в настоящее время не установлены механизмы формирования таких структур и неясно, какое точно число атомов может составлять определенную молекулярную структуру. Исследования в области синтеза и применения наноструктурных систем в значительной степени сдерживаются тем, что до сих пор неизвестны механизмы межатомного взаимодействия и объединения таких структур друг с другом, что не позволяет выработать стратегию получения новых функциональных характеристик. Можно предположить, что устойчивые размеры наносистем в значительной степени зависят от электронной структуры атомов, структуры их ядер в связи с расположением их в Периодической системе (ПС) Д. И. Менделеева. Следует отметить также, что еще на заре создания квантовой механики был предложен ряд моделей структуры атома. Наиболее признанной и экспериментально подтвержденной на примере атома водорода является квантовая модель, предложенная Н. Бором и развитая А. Зоммерфельдом, Э. Шредингером, М. Паули и др. [1]. Однако она до сих пор также подвергается критике. Можно предположить, что подходы синергетики позволят расширить представление о структуре атомов и их свойствах в ПС, так как особенности электронного строения изолированных атомов, их энергетическое состояние будут определять электронные свойства и устойчивость наноструктур. Проблема стабильности атомов, их ядер близка к проблеме устойчивости наноструктур.

В квантовой механике при наличии большого числа взаимодействующих подсистем — атомов или молекул, имеют дело с состояниями, в которых можно определенно указать лишь вероятность P_i обнаружения того или иного состояния подсистемы, описываемого волновой функцией Ψ_i. Это положение составляет основу квантовой механики. Поэтому оно может быть взято за основу при разработке теории структурообразования наносистем. В связи с этим можно констатировать, что наноматериалы — это особое квантовое состояние вещества. Достаточно указать, что нанометровые размеры структур выявили ряд новых квантовых свойств (магнитные, сверхпроводимость, повышение твердости и т. д.). Как отмечается в ряде работ, все природные материалы и системы построены из наночастиц. Именно в этом интервале наноразмеров на молекулярном уровне Природа "программирует" основные характеристики веществ, явлений и процессов. Однако, несмотря на то, что в настоящее время достигнуты впечатляющие успехи в этом направлении (достаточно указать на открытие фуллеронов, нанотрубок и т. д.), разработка теоретических основ атомной "сборки" таких материалов еще только начинается.

Другим существенным отличием квантовой нанотехнологии от классической является развитие вычислительной нанотехнологи [2]. Это обусловлено тем, что квантовая природа нанотехнологии требует соответственно квантово-механического способа описания свойств веществ и проходящих с их участием процессов и реакций. До последнего времени для атомных систем размером более нескольких ангстрем это было в значительной степени нереально. Сейчас же границы области квантовой теории существенно раздвинулись, прежде всего, в области квантового (волнового) хаоса. Так что сегодня квантово-механическому рассмотрению подвластны нанообъекты размером до нескольких нанометров, состоящие из нескольких тысяч атомов.

Квантово-механические расчеты при объединении атомов можно проводить на основании волнового уравнения Э. Шре-

дингера [1]. В общем случае волновая функция Ψ может иметь сложную зависимость от времени, в частности при сближении атомов или молекул. Поэтому решение уравнения Э. Шредингера оказывается сложным. Следовательно, нужны новые подходы к теории структурообразования наносистем и квантово-механическим расчетам. В связи с этим необходимо указать на чрезвычайно плодотворную идею В. Е. Панина [3] о роли информации при структурообразовании материалов, согласно которой в электронно-энергетическом спектре металлов уже заложен генетический код, определяющий разрешенные структурные превращения при сильновозбужденном состоянии кристаллов и появление новых степеней свободы.

В настоящее время отсутствует общепризнанная теория межатомных взаимодействий при синтезе наносистем. Поэтому рассмотрим ряд подходов к решению этой проблемы.

В работах И. В. Мелихова [4, 5] изложена эволюционная модель структурообразования наносистем. Потребность в эволюционной модели ощущалась давно, но стала насущной в связи с развитием нанотехнологии. В нанотехнологии используются вещества, состоящие из твердых частиц нанометрового размера, т. е. находящиеся в "наносостоянии". Через "наносостояние" вещество проходит на ранней стадии эволюции, когда только что зародившиеся частицы еще не успели укрупниться настолько, чтобы выйти из нанометрового диапазона. Однако стадия наносостояния обычно кратковременна, так что научиться удерживать вещество на данной стадии — значит расширить возможности нанотехнологии. Более того, осмысленно использовать вещество в наносостоянии без понимания того, как вещество входит в это состояние и как выходит из него, практически невозможно. Это обстоятельство дало толчок к расширению исследований ранних стадий эволюции твердого вещества, а затем и эволюционного процесса в целом.

Наносистемы, как правило, неравновесны и нестационарны. Поэтому основой теоретического анализа их поведения является кинетическое уравнение функции распределения наночастиц по состояниям. Состояние каждой наночастицы в любой момент t характеризуют: ее масса, пространственные координаты и скорость движения в лабораторной системе координат; расстояния до каждой из других наночастиц системы; внешние координаты $\{Y_i\}$ наночастиц в фазовом пространстве, а также параметры состояния каждого из составляющих ее атомов внутренние координаты $\{Z_i\}$ наночастицы, т. е. $\{X_i\} = \{Y_i\}, \{Z_i\}$.

Внутренние координаты наночастицы включают массы, скорости движения ядер относительно центра массы наночастицы, расстояния до каждого из соседних ядер и параметры распределения электронной плотности вокруг них.

В процессе эволюции наносистемы каждый из атомов наночастицы дискретно переходит из одних разрешенных состояний в другие. Однако число разрешенных состояний столь велико, что изменение состояния наночастицы можно характеризовать вероятностью ω перехода из состояния $\{X_{i0}\}$ в состояние $\{X_i\}$ за интервал Δt. Частота присоединения атомов (молекул) среды к наночастице, обладающей упорядоченной структурой, немонотонно зависит от числа составляющих ее атомов. Она резко уменьшается, когда число атомов в частице становится равным одному из "магических чисел", набор которых определяется структурой частицы. У кластеров с икосаэдрической укладкой атомов "магические числа" соответствуют количеству атомов в последовательных координационных сферах вокруг центрального атома. У ограненных нанокристаллов вероятность присоединения атома значительно уменьшается, если число атомов, присоединившихся ранее, оказывается достаточным для образования монослоя на его гранях, причем в периоды разрастания кластеров вероятность присоединения новых атомов к наночастице возрастает. Поверхность наночастиц представляется как совокупность ряда структурных элементов с разной вероятностью ω_i присоединения к ним атомов среды, а движущей силой процесса считается превышение свободной энергии среды над равновесной или пересыщение.

При детальном описании движения тела необходимо рассматривать перемещения каждого его атома и суммировать их. Применительно к перемещению в реальном пространстве это делают методом молекулярной динамики, принимая, что атомы перемещаются по законам классической механики при потенциале межатомного взаимодействия Леннарда-Джонса, Морзе, Букингема или других постулативных потенциалах.

Изложенное выше указывает на важность проблемы расчета потенциала межатомного взаимодействия в объеме тела и в среде. При детальном описании тела во множество $\{Z_i\}$ можно ввести параметры внутриатомного распределения электронной плотности. Эти параметры определяются решением уравнения Э. Шредингера. Однако, как указывалось выше, найти точное решение уравнения Э. Шредингера для множества электронов и ядер трудно, так что приходится ограничиваться приближенными кластерными и зонными моделями, использовать методы функционала плотности, Хартри-Фока и т. д. В какой мере приближенные методы позволят понять функции $Z_i(m, \vec{\xi})$, пока неясно. Но тенденция к квантово-химической расшифровке данных функций развивается.

В последнее время изучение наносистем ускорилось в связи с разработкой методов визуализации наночастиц, доступных для широкого круга исследователей. Появились новые направления в химии и физике — это нанохимия и физико-химия.

В работах Г. Б. Сергеева [6] изложены основные проблемы, связанные с размерами наноструктур. Размер получаемых наночастиц металлов трудно регулировать и воспроизводить, зачастую он определяется способом синтеза. Эти сложности ограничивают возможности анализа влияния размера частицы на ее реакционную способность. В последнее время такие реакции наиболее активно исследуются в газовой фазе, где эксперименты обычно сочетаются с теоретическим анализом результатов. Изменение химических и физических свойств наночастиц металлов, образуемых из атомов, свидетельствует об их определенной периодичности в зависимости от числа атомов в частице и способа организации. По аналогии с ПС Д. И. Менделеева предпринимаются попытки создать электронные и геометрические таблицы кластеров и наночастиц металлов. На примере атомов натрия показано, что частицы Na_3, Na_9 и Na_{19} являются одновалентными, а галогеноподобные кластеры Na_7 и Na_{17} обладают повышенной активностью. Наименьшую активность имеют частицы с закрытыми электронными оболочками — Na_2, Na_8, Na_{18}, Na_{20}. Приведенная аналогия для небольших кластеров, когда изменение свойств определяется электронной структурой, позволяет ожидать в реакциях с подобными частицами возникновения новых химических явлений. Так, для кластеров натрия, содержащих несколько тысяч атомов, также обнаружено явление периодичности в стабильности частиц. При наличии в частице более 1500 атомов Na преобладает геометрическая упаковка в закрытые оболочки, подобные инертным газам.

В работе [6] отмечено, что размер частиц, содержащих десятки тысяч атомов, может по-разному влиять на их активность. В одном случае определяющее значение имеет электронная структура каждого кластера, в другом — строение геометрической оболочки частицы. В реальных частицах электронная и геометрическая структуры связаны, и рассматривать их влияние по отдельности не всегда можно. С проблемой установления зависимости химических свойств от размера

участвующих в реакции частиц тесно связано выявление закономерностей образования наномасштабных твердых фаз в процессах кристаллизации. При взаимодействии атомов в газовой и жидкой фазах или при соударении с поверхностью вначале образуются небольшие кластеры, которые могут укрупняться и превращаться в нанокристаллы. В жидкой фазе такие образования сопровождаются кристаллизацией и приводят к формированию твердой фазы. Проведены качественное и количественное исследования особенностей образования наноразмерных фаз при быстрой кристаллизации. В нанохимии частиц металлов, состоящих из небольшого числа атомов, отсутствует четкая граница между фазами и недостаточно развиты представления о том, сколько атомов того или иного элемента необходимо для самопроизвольного возникновения кристаллического зародыша, инициирующего образование наноструктуры.

Все методы синтеза наночастиц можно разделить на две большие группы [6]. Первая объединяет методы, позволяющие получать и изучать наночастицы, но на их основе трудно создавать новые материалы. Сюда можно отнести конденсацию при сверхнизких температурах, некоторые варианты химического, фотохимического и радиационного восстановления, лазерное испарение. Вторая группа включает методы, позволяющие на основе наночастиц получать наноматериалы и нанокомпозиты. В первую очередь это различные варианты механохимического дробления, конденсация из газовой фазы, плазмохимические методы и др. Такое разделение методов является относительно условным, но отражает еще одну их особенность — получение частиц путем укрупнения отдельных атомов, или подход "снизу", и различные варианты диспергирования и агрегации, или подход "сверху". Первый подход характерен в основном для химических методов получения наноразмерных частиц, второй — для физических методов. Получение наночастиц путем укрупнения атомов позволяет рассматривать единичные атомы как нижнюю границу нанохимии. Верхняя граница определяется количеством атомов в кластере, при котором дальнейшее увеличение размера частицы не ведет к качественным изменениям химических свойств и они аналогичны свойствам, например, компактного металла. Количество атомов, определяющих верхнюю границу, индивидуально для каждого элемента ПС. Принципиально важно, что структура наночастиц одних и тех же размеров, получаемых путем диспергирования и построения из атомов, может оказаться идентичной.

В работе [7] изложена концепция наноструктурирования материалов в области материаловедения. В материаловедении строение материалов на мезоуровне также формируется наночастицами. Показано, что кластеры можно рассматривать как макромолекулу с большим количеством атомов. Для многих элементов наночастицы формируются последовательно, путем взаимодействия с первой, второй и третьей координационными сферами. Взаимодействие с первой сферой образует основной кластер, частицы второй и третьей сфер уже взаимодействуют с основным кластером, как с макромолекулой. Межкластерное взаимодействие определяет все свойства твердых тел. Однако если в работе [5] устойчивость наносистемы связывается с магическими числами, то в работе [7] механизм соединения кластеров не указывается.

Изложенные выше подходы к проблеме синтеза и повышения устойчивости наночастиц (наносистем) свидетельствуют, во-первых, о сложности проблемы создания материалов с заданными свойствами на наноуровне, а во-вторых, о необходимости междисциплинарного подхода к решению проблемы. К числу перспективных подходов к решению проблемы создания наноматериалов следует отнести теорию синергетики (теории самоорганизации). Поэтому далее рассмотрим теорию наноструктурообразования В. С. Ивановой, изложенную в ряде ее работ. Наиболее полно она рассмотрена в монографии [8].

Решение проблемы синтеза наноматериалов требует разработки самоуправляемых технологий получения нановеществ, обладающих свойствами адаптивности к внешнему фактору, подобно живым организмам. Поскольку нановещества являются объектами наномира, нанотехнологии должны базироваться на учете квантово-механических свойств наномира, для которого свойственны следующие особенности:

объекты наномира имеют классические и квантовые свойства, а также принципиально новые;

статистические закономерности наномира находятся на стыке квантовой статистики, но обнаруживают новые свойства (фактор времени).

Наномир — это мир множества чередующихся коллапсов волновых функций и вероятностей, мир рождающихся когерентностей, в котором постоянно существует вероятность выбора (бифуркаций) хаотических явлений и которому свойственны [8]:

самоподобное, после перехода через неутойчивое положение, воспроизведение структур на различных пространственно-временных уровнях;

самоорганизация диссипативных структур при неравновесных фазовых переходах системы "стабильность — нестабильность — стабильность", обеспечивающих самовыбор стабильных структур;

самоуправляемый синтез стабильных структур при диссипации энергии путем обмена энергией, веществом и информацией с окружающей средой.

Использование указанных принципов и универсальных свойств среды, потерявшей устойчивость симметрии системы, позволило создать универсальный алгоритм самоуправляемого синтеза структур при эволюции физических систем, рассматривающий эволюцию системы только на основе использования дискретных значений управляющих параметров при переходах от одной точки бифуркаций к другой. Универсальность связана с тем, что удалось установить самоподобие связи между мерой Δ_i устойчивости симметрии системы и двоичным кодом m обратной связи, обеспечивающей сохранение симметрии системы. Показано, что независимо от типа системы переход от локальной адаптации системы к внешнему возмущению к глобальной связи между Δ_i и m определяется функцией самоподобия $F = \Delta_i^{1/m}$.

Функция F определяет взаимосвязь между критическими значениями управляющих параметров, отвечающих потере устойчивости системы в предыдущей (λ_N) и последующей (λ_{N+1}) точках бифуркаций. Алгоритм эволюции системы при переходе от одной точки потери устойчивости к другой можно представить в виде: $A_m = F = \lambda_N/\lambda_{N+1} = \Delta_i^{1/m}$.

Алгоритм будет универсальным только в том случае, если мера Δ_i устойчивости системы отвечает одному из чисел обобщенной золотой пропорции (обратные величины), связанных с оператором действия p золотой пропорции двоичным кодом обратной связи:

$$m = 2^{p-1}. \qquad (1)$$

Иными словами, функция F отражает универсальный закон Природы в виде обобщенного уравнения золотой пропорции: $X^{p+1} - X^{p-1} = 0$. Положительные корни этого уравнения образуют спектр мер d_p устойчивости симметрии системы в виде ряда: 1,618; 1,465; 1,380; 1,324; 1,285; 1,255; 1,232; 1,213; ... или $\Delta_i = d^{p-1}$.

Установленная связь между оператором действия p в обобщенной золотой пропорции и кодом m обратной связи в виде

соотношения (1) позволила использовать геометрическую меру устойчивости системы и для других видов симметрии, придав, таким образом, числам обобщенной золотой пропорции универсальность.

В монографии [8] показано, что табулированные значения функции F самоподобия для иерархического ряда значений Δ_i, связанных с двоичным кодом m, с высокой точностью отвечают мере A_m адаптивности системы к изменению кода m устойчивости при $m = 2, 4, 8, ..., n$, где n — порог адаптивности. Работоспособность алгоритма проверена на различных системах применительно к объектам наномира (атомы, молекулы, нанофазы, нанопорошки). Показано, что и при рассмотрении систем на других масштабных уровнях алгоритм позволяет определить адаптивность системы к внешнему воздействию в условиях подобия.

Свойства наночастиц размером меньше 100 нм находятся в периодической зависимости от их размера (их поверхностной энергии или массы). Следовательно, можно заключить, что универсальность явления самоуправляемого синтеза структур в точках бифуркаций связана с квантовыми свойствами поглощения и выделения энергии частицами, адаптивность структуры которых к внешнему воздействию определяется максимальным радиусом действия электромагнитных сил (до 100 нм). Размер частиц, равный 100 нм, является границей перехода от свойств наномира к свойствам макромира, а эта граница является точками бифуркаций, так как при этом переходе спектр поглощения (или выделения) энергии спонтанно переходит от дискретного к непрерывному [8].

Следует отметить, что согласно работе [8] *переход структуры атома при достижении критической массы в более устойчивую структуру связывается с коллапсом волновой функции. Однако при этом теряется вся информация о прежней структуре.* Согласно Г. Хакену [9] *при неравновесном фазовом переходе система приобретает свойство хранить информацию. Именно этим объясняется, на наш взгляд, воспроизводство самоподобных химических элементов в периодах ПС. Следовательно, структура атома обладает свойством хранить информацию, т. е. памятью. Иначе говоря, структура атома в процессе его эволюции совершенствовалась.*

Анализ состояния проблемы создания наноматериалов с заданными функциональными свойствами показывает, что ее можно решить только с помощью основных положений квантовой механики, квантовой химии и атомной физики. Однако современные методы квантово-механических расчетов строения атомов по Хартри-Фоку на основе одноэлектронных волновых функций Ψ с учетом обобщенного отталкивания электрона от всех остальных электронов, также как расчеты по Слейтеру с использованием констант экранирования заряда ядер остовыми электронами, не привели к строгому обоснованию реальной последовательности заполнения электронных оболочек атомов, а следовательно, и к строгому квантово-механическому выводу ПС Д. И. Менделеева. Поэтому необходимы новые подходы к структурообразованию и оценке устойчивости наноструктур в зависимости от числа атомов в них.

На наш взгляд, необходим глубокий анализ, прежде всего, структуры атома и в целом ПС Д. И. Менделеева на основе подходов синергетики, изучающей эволюцию систем различного происхождения [10]. Как следует из проведенного выше анализа, в основе методов расчета и оценки устойчивости наносистем при их эволюции оказываются свойства изолированных атомов и межатомное взаимодействие. Синергетика позволяет дать более естественный, наглядный подход к описанию квантовых систем. Поэтому следует рассмотреть роль эволюционного пути развития атома как формы организации материи в соответствии с его расположением в ПС Д. И. Менделеева. Следует также отметить, что все квантово-механические расчеты структурообразования кластеров и наносистем не учитывают роли химического взаимодействия атомов, рассматриваемого в квантовой химии [11, 12].

Проведенный синергетический анализ электронного строения атомов, связанный с их расположением в ПС [10], свидетельствует о том, что оно определено эволюцией квантового развития микромира, фундаментальными законами Природы (законы симметрии, сохранения энергии и т. д.): как электроны, так и ядро атома обладают информацией, т. е. памятью. На основе квантового характера взаимодействия атомов при структурных перестройках нами разработана информационная модель структурообразования наноматериалов [10].

Началом современного этапа изучения физики кластеров металлов следует считать открытие оболочной структуры у кластеров щелочных и редкоземельных металлов, во многом напоминает оболочную структуру атомных ядер [13]. Например, у Na были найдены кластеры, обладающие наибольшей устойчивостью. Оказалось, что кластеры с некоторыми магическими числами $N = 8, 18, 20, 34, 40...$ имеют наибольшую энергию связи. Наиболее устойчивыми оказываются те кластеры, определенные уровни (оболочки) которых полностью заполнены. Обнаружен периодический характер изменения свойств кластера с ростом числа частиц. Теория такого подхода основана на свойстве валентных электронов покидать свои атомы (делокализовываться) и образовывать зону проводимости. Оказалось, что эти обобществленные электроны наиболее ответственны за энергетическую структуру кластера. Более того, их поведение определяет большую часть свойств кластеров, т. е. обобществленные электроны принадлежат всему кластеру.

Выше говорилось о том, что энергетическое состояние электронов и изолированного атома определяется набором квантовых чисел. Электроны с одинаковыми значениями n и l имеют одинаковые энергии и образуют оболочку. При сближении двух атомов электронная структура каждого из них преобразуется: дискретные уровни энергии сдвигаются, расщепляются и группируются. Часть электронов, находящихся на верхнем уровне, может обобществляться, при этом они двигаются по общему объему двух атомов. С увеличением числа атомов увеличивается и число обобществленных валентных электронов. Энергетический спектр обобществленных валентных электронов определяется размером и формой кластера и взаимным расположением в нем атомов. Когда все состояния определенного уровня энергии заполнятся электронами, образуется замкнутая электронная оболочка. Кластер представляет собой наиболее компактную систему с наибольшей энергией связи.

Таким образом, положение атома в кластере определяется не только соседними атомами, но и всеми другими атомами, принимающими участие в образовании кластера, т. е. создается единое квантовое состояние при согласованности между отдельными частями (атомами) кластера. Иначе говоря, единое квантовое состояние с чередующимися минимумами и максимумами волновых функций является остовом, определяющим электронную оболочку кластера. Если перекрытие волновых функций мало, то и взаимодействие электронов слабое. Сильнее всего перекрываются волновые функции валентных электронов, в результате их взаимодействие оказывается высоким [14].

Аналогичные представления развиваются в работах [1, 14]. Приближение внешних электронов к положительно заряженному атомному ядру, "своему" или "чужому", вызывает уменьшение энергии системы. Сближение электронов с соседними ядрами также понижает потенциальную энергию, как и сближение со "своим" ядром. Кинетическая энергия электронов при этом не увеличивается, так как область распространения

электронов не сужается. Поэтому полная энергия системы при сближении атомов уменьшается. Уменьшение энергии системы при более плотной "упаковке" атомов означает появление сил притяжения между атомами. При таком сближении атомов потенциальные ямы поверху сливаются. Если в области слияния имеются занятые, электронные уровни, то соответствующие электроны обобществляются, т. е. принадлежат уже всему кристаллу. Так возникает химическая связь. Следовательно, для появления такой связи нужно, чтобы в атоме присутствовали слабосвязанные электроны.

Впервые квантово-механическая трактовка химической связи в молекуле при взаимодействии атомов водорода дана Гайтлером—Лондоном [12]. Согласно их теории понятие обмена отражает перераспределение электронной плотности, получаемое в нулевом приближении теории возмущений по межэлектронному взаимодействию вследствие учета перестановочной симметрии волновой функции молекулы. При сближении атомов суммарное электронное облако усиливается в пространстве между ядрами благодаря "наложению" орбиталей, что оказывает притягивающее действие на ядра атомов и тем самым "цементирует" молекулу. Такова картина в синглетном (основном) состоянии. В "триплете" уже переплетаются орбитали с разными знаками, что ослабляет плотность электронного облака между ядрами и приводит к отталкиванию атомов.

Иными словами, *понятие обмена отражает такие существенные для понимания природы химической связи явления, как коллективизация* (*обобществление*) *электронов и перестройка электронных оболочек взаимодействующих атомов.* Важно отметить, что для объяснения природы химической связи не пришлось вводить никаких новых типов динамических взаимодействий. *Между образующими молекулу частицами действуют только известные из классической физики электростатические (кулоновские) силы притяжения и отталкивания. Новизна, привнесенная квантовой механикой, по сравнению с классическим способом состоит в описании движения частиц* (о чем мы уже писали выше) *и в учете особого вида "несиловых" взаимодействий.*

Однако как в квантовой модели обобществления электронов Гайтлера—Лондона, так и в модели "желе" не указывается механизм образования "слабосвязанных" электронов, а также обобществляются они или отталкиваются. Действительно, в нормальных условиях электроны и молекулы не могут отдавать или получать энергию при столкновении с другими молекулами. Это, в свою очередь, заставляет думать, что минимальная внутренняя энергия, которую может получить молекула, слишком велика, чтобы быть переданной в процессе столкновений при обычных температурах. Это значит, что энергия должна квантоваться [1]. Поэтому энергия, теряемая электроном при столкновениях, может иметь ряд дискретных значений, если только при этом она меньше энергии ионизации молекулы, т. е. меньше кулоновской прочности связи с ядром. Можно считать установленным экспериментальным фактом, что у любого атома (или молекулы) определенного типа существует некоторое наиболее устойчивое состояние ("нормальное состояние"), в котором атом обычно находится. Если же атом поглощает какую-либо энергию (источника света, налетающего электрона либо иную), то он переходит в "возбужденное состояние". При этом поглощенная энергия имеет ряд дискретных значений, достигающих некоторого определенного значения — энергии I ионизации. Поглощение любой энергии, большей I, оказывается возможным, и в результате электрон может "уйти" из атома [1].

За начало отсчета энергии атома в нормальном и возбужденном состояниях [1] обычно принимается энергия системы, состоящей из ионизованного атома и одного удаленного из него электрона, который покоится. Тогда энергия основного состояния и энергии возбужденных состояний получаются отрицательными. Энергия ионизации равна W_0, а энергия перехода в первое возбужденное состояние, т. е. наименьшая энергия, которую способен поглотить атом в нормальном состоянии, равна $(I_0 - I_1)$.

Таким образом, *"самосборка" и устойчивость наносистемы могут быть достигнуты только при взаимодействии "возбужденных" атомов, т. е. находящихся в ридберговском состоянии. При взаимодействии многоэлектронных атомов, их можно "возбудить" с большим квантовым числом, например, воздействуя на атомы сильным магнитным или электрическим полем.* В связи с этим следует отметить, что в настоящее время *при синтезе наноструктур широко используют метод лазерного излучения.*

Ридберговские атомы при большой величине главного квантового числа качественно отличаются от тех же атомов в нормальном состоянии. Они имеют макроскопические размеры, макроскопическое время жизни и экстремально слабую связь электрона в атоме. Слабосвязанный электрон в ридберговском атоме находится далеко от атомного ядра по сравнению с другими электронами, принадлежащими атому. Его поведение слабо зависит от электронного строения атомного остова. По существу, единственным параметром, определяющим такое поведение, является электрический заряд остова, в то время как такие характеристики, как орбитальный и спиновый моменты, практически не влияют на свойства слабосвязанного электрона.

Таким образом, во всех ридберговских атомах с данным квантовым числом слабосвязанный электрон находится в одном и том же состоянии, которое может рассматриваться как водородоподобное, а следовательно, для его описания правомочно использовать модель водородоподобного атома. Уместно отметить, что ридберговскими состояниями обладают практически все существующие в природе атомы и молекулы, если иметь в виду их высоковозбужденную часть спектра [1]. Этот вывод, по-видимому, может быть использован при расчете межатомного взаимодействия в наноструктурах.

В работе [15] показаны допустимые атомные орбитали и всевозможные их гибриды в виде призм и антипризм. Они имеют физическую интерпретацию (ридберговские атомы). Пучности волн де-Бройля соответствующих атомов совпадают с вершинами антипризм (волну де-Бройля также можно рассматривать как кристалл — компактное локально-евклидовое многообразие). Ридберговские состояния могут образовывать нанокристаллы, содержащие на последней оболочке все свои электроны (в виде призмы или антипризмы) и удаленные на любое расстояние. Образование этих компактных многообразий атомов и есть его стремление упорядочиться на микроуровне. В открытых системах материя стремится не к хаосу, а к порядку, к идеальному кристаллу. При объединении атомов в правильную структуру работает только одно правило: атом так окружает себя другими атомами, чтобы все электронные оболочки соответствовали многогранникам.

Метод молекулярных орбит [12] учитывает возбужденные состояния молекул. Он является единственным методом, который практически можно применять к металлам, так как приближение Гайтлера—Лондона оказалось в этом случае слишком сложным для существующих математических методов. Однако этот метод, вероятно, следует считать не таким уж хорошим в качестве отправной точки для детальных математических расчетов.

Математические трудности, возникающие при расчете энергий молекулярных орбит в сложных молекулах, столь велики, что вопросы молекулярной структуры обычно рассмат-

риваются с помощью нового предположения, которое называется принципом максимального перекрывания. В первом приближении считается, что обменная энергия связана с перекрытием электронных облаков, окружающих ядра, и что энергия молекулярных орбит — наименьшая (т. е. энергия связи — наибольшая), когда перекрытие соответствующих атомных орбит максимально [12].

Следует отметить, что в модели [13] обобществление слабосвязанных электронов проведено на примере щелочного металла Na. Однако в работе [1] отмечается, что в Na их состояние уже близко к хаотическому или ридберговскому состоянию. Поэтому, на наш взгляд, кроме наличия слабосвязанных электронов необходимы и другие физические процессы, обусловливающие взаимодействие атомов. Такими являются резонансы, влияющие на отталкивание, либо "связывание" электронов. Поэтому в разработанной нами физической модели структурообразования наносистем явление резонанса взаимодействующих электронов учтено. Резонансы, создающие хаотическое состояние в системе, — движущая сила межатомного взаимодействия, определяющая либо "связывание", либо их отталкивание, а следовательно, электронную конфигурацию новой структуры (кластера). Дело в том, что, как указывалось выше, энергия электрона определяется его частотой. При равенстве частот (энергий) электронов будет нарушаться принцип Паули. Однако в работе Гайтлера—Лондона это не учитывалось, так как она была опубликована до открытия принципа Паули. Кроме того, еще не был открыт спин электрона.

Следует отметить, что метод валентных связей, развитый в работах Слейтера, Фока и Полинга [12], предполагает, что при образовании молекулы спины электронов антипараллельны, а отсутствие химического взаимодействия характеризуется параллельностью электронных спинов. Это также связано с соблюдением принципа Паули. Спин — это волновое свойство, он не обладает массой либо зарядом. Наличие спина у электрона обеспечивает ему свойство нелокальной связи с другими электронами во времени и пространстве [15]. Свойство электрона передавать информацию с высокой скоростью (мгновенно) используется в теории квантовой телепортации [16]. Следовательно, "связывание" либо "обобществление" означает информационное взаимодействие электронов. Таким образом, при межатомном взаимодействии важно как перераспределение энергии между электронами, так и обмен информацией. Без обмена информацией не может быть согласованных действий. Поэтому изменение направления (ориентации) спинов будет означать потерю информации при межатомном взаимодействии. Потеря информации при сборке кластеров и наносистем, на наш взгляд, объясняет существование дискретных квантовых состояний, а также наличие при этом "магических" чисел. Это в равной степени относится и к электрону, и к ядру атома. Ориентация спинов существенно определяет поведение мишени при ее бомбардировке частицами [1].

Согласно работе [17] атомы химических элементов порождались вращающимися как целое. В этой же работе отмечается, что независимо от конкретной "химической" структуры магматического субстрата генезис химических элементов и образование первичной коры на ранней планете сопровождались генерацией завихренности в космической эфирной среде, омывающей и пропитывающей планету. Причина заключается в следующем. Согласно теореме Гельмгольца о сохранении завихренности, вихри формируются в паре, обладающей нулевой суммарной завихренностью. Выделение из мафической магмы атомов (вихревых, спиновых частиц), составляющих вещество, сопровождалось одновременным формированием в непосредственной близости от них компенсационных течений с завихренностью противоположного направления.

Следовательно, частицы, имеющие одинаково ориентированные спины (т. е. вращающиеся в одном направлении вокруг своей оси), притягиваются друг к другу. По этой причине два электрона в молекуле связаны друг с другом химической валентной связью, несмотря на наличие силы электрического отталкивания между ними, обусловленной одноименными электрическими зарядами.

Возникают также вопросы, какими должны быть формы электронных структур атомов, молекул или кластеров и действительно ли законы Природы запрещают те или иные формы структур. По-видимому, важным в динамике атомов и в понимании механизма образования кластеров оказывается фрактальный характер развития микромира.

Основная идея разработанного нами квантового механизма структурообразования молекул, кластеров и т. д. с позиции теории синергетики заключается в том, что указанные структурные (квантовые) переходы связаны с коллективным взаимодействием как отдельных частей атома, так и кластеров, и наносистем в целом в результате передачи информации квантового состояния изолированных и возбужденных атомов при их объединении (сборке) и переходом в новое квантовое состояние. Информация энергетического состояния возбужденного атома, как указывалось выше, передается электронами в виде волн де Бройля. Если частоты ν волн де Бройля совпадают, то электроны отталкиваются, если нет — их волновые функции перекрываются и они взаимодействуют. Подобный механизм, по-видимому, и связан с "магическими числами", обеспечивающими устойчивость кластера как системы атомов.

Таким образом, межатомное взаимодействие сопровождается не только перераспределением электронной плотности, энергии заряда, но и образованием новой формы электронной конфигурации. При этом характер взаимодействия между электронами при перекрытии электронных орбиталей будет определяться соотношением частот, которое в свою очередь будет влиять на степень перекрытия волновых функций электронов. В связи с этим, как указывалось выше, характер взаимодействия, а следовательно, устойчивость наноструктур будет характеризоваться степенью квантовой связанности электронов. Иначе говоря, отталкивание электронов и ядер обусловлено принципом Паули, а "связывание" — обменом информацией между электронами. Для этого электрон взаимодействует не с одним, а сразу со многими электронами. Обмен информацией между электронами обеспечивают их спиновые квантовые числа.

Выше уже указывалось, что решающую роль в формировании электронной структуры молекул и кластеров играет коллективное (когерентное) взаимодействие валентных электронов атомов в результате перекрытия волновых функций. Коллективные эффекты являются характерной чертой поведения синергетических систем [18]. Поэтому кластер следует рассматривать как диссипативную структуру, которая является результатом самоорганизации при структурных переходах и должна обладать фрактальными свойствами. Одним из важнейших свойств фракталов является то, что они обладают информационными свойствами. По определению Б. Мандельброта [19] фрактал — это структура, состоящая из частей, подобных целому.

Как следует из вышеизложенного, квантовое состояние системы — это самосогласованность ее отдельных частей. Следовательно, фракталы — отражение квантовых свойств микромира, его эволюции и самоподобия. Квантовый характер образования кластера — это также проявление коллективных свойств при объединении атомов, поэтому устойчивость и самоподобие кластера можно выразить количественной характеристикой — фрактальной размерностью. Образование дис-

сипативной структуры — это неравновесный фазовый переход. Согласно Г. Хакену [9] система сохраняет память (информацию), которая передается с помощью диссипативных структур в процессе структурных перестроек (эволюции). Выше указывалось, что электронная оболочка и ядро атома хранят информацию о произошедшей эволюции, т. е. квантовое состояние атома обладает памятью (информацией). Поэтому фрактальная размерность кластера несет информацию о его квантовом состоянии при формировании и является как бы мостиком между атомом, молекулой и кластером при структурных перестройках в наносистему.

Синергетический анализ структуры атома позволил сформулировать также гипотезу о физической сущности волновой функции, которая заключается в том, чтобы в волновом виде передавать информацию (память) об эволюции, хранящуюся в электроне в виде энергетического и информационного состояния. Иначе говоря, память об энергетическом состоянии хранится и передается при обмене энергий между электронами в виде волны де Бройля ($E = h\nu$), а об информационном — вследствие нелокальности электронов. Часть энергии может рассеиваться путем излучения фотонов в результате самопроизвольного освобождения от избыточной энергии. Другой формой хранения информации об эволюции атома является его фрактальная размерность. По-видимому, фрактальная размерность, с одной стороны, будет характеризовать информационный потенциал системы атомов при формировании кластера, а с другой — будет определяться числом в нем атомов, т. е. формой электронной конфигурации.

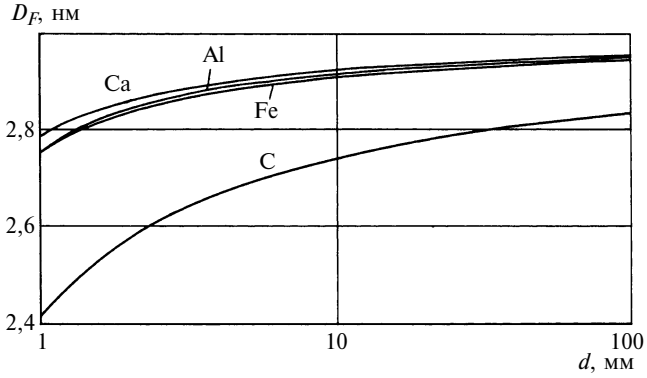
Таким образом, на основании принципов синергетики и квантового характера взаимодействия атомов при структурных перестройках можно сформулировать информационную модель структурообразования наносистем (молекул, кластеров и т. д.). Суть ее заключается в следующем. При объединении атомов и обобществлении валентных электронов происходит перекрытие волновых функций ядра и электронов атомов, в результате они обмениваются информацией и новые структуры (молекула, кластер) сохраняют информацию квантового состояния. Эта информация передается следующей структуре при дальнейших переходах (т. е. при росте кластера), которые осуществляются с уменьшением энергии в наносистеме и переходом ее в новое квантовое состояние, что обеспечивает ее устойчивость. При этом фрактальная размерность образующихся новых структур, а следовательно, и информация в них, возрастают. Параметром порядка выступает электрическое поле ядер и электронов, находящихся на внутренних оболочках; оно же является информатором, подающим сигнал (информацию) для коллективного взаимодействия (обобществления) валентных электронов. Кластер формируется совместными усилиями всех атомов в результате обмена информацией между подсистемами (атомами, молекулами). Следует, однако, отметить, что при объединении атомов с различным квантовым состоянием, а также при редукции (коллапсе) их волновых функций информация может теряться и устойчивость наносистем снижается. Таким образом, в соответствии с квантовой теорией наноструктуры следует рассматривать как спектр связанных квантовых состояний, устойчивость которых характеризуется квантовым механизмом межатомного взаимодействия. В свою очередь, квантовое состояние наноструктуры будет определяться волновой природой электрона. Электрон обладает не только энергией, но и информационными свойствами вследствие наличия спина и его квантовой нелокальности. В результате, как указывалось выше, электроны с антипараллельными спинами в молекуле, по-видимому, и в кластере оказываются в связанном состоянии. Поэтому можно полагать, что при суперпозиции спины электронов в молекуле или кластере образуют наряду с электромагнитным (кулоновским) полем информационное поле в виде взаимодействующих локальных вихрей. Это способствует обмену информацией между электронами и их кооперативному взаимодействию (квантовой связанности).

Известно, что одна из наиболее поразительных особенностей любой биологической системы — необычайно высокая степень координации между ее отдельными частями [9]. В клетке одновременно и согласованно могут происходить тысячи метаболических процессов. У животных от нескольких миллионов до нескольких миллиардов нейронов и мышечных клеток своим согласованным действием обеспечивают координированные движения, сердцебиение, дыхание и кровообращение. Распознавание образов — процесс в высшей степени кооперативный, равно как речь и мышление у людей. Совершенно очевидно, что все эти высококоординированные, когерентные процессы становятся возможными только благодаря обмену информацией, которая должна быть произведена, передана, принята, обработана, преобразована в новые формы информации. Она также должна участвовать в обмене информацией между различными частями системы и вместе с тем — между различными иерархическими уровнями. Таким образом, информация является решающим элементом существования самой жизни.

Подходы синергетики и теория фракталов дают возможность прогнозировать свойства наносистем. В литературе указывается [20], что устойчивость наносистем нарушается при размере $\geqslant 100$ нм. На рисунке приведена зависимость фрактальной размерности наносистем (наночастицы) элементов ПС от ее размера d. Фрактальную размерность D_F определяли из зависимости [19]. $M \approx d^{D_F}$, где d — размер кластера.

Как видно из рисунка, при сборке наносистемы фрактальная размерность D_F вначале (при малом d) быстро растет, затем ее значение стабилизируется и приближается к 3. В целом фрактальная размерность атомов находится в пределах $2 < D_F < 3$. Это свидетельствует о том, что наночастицы являются трехмерными структурами. Фрактальная размерность соответствует числу степеней свободы системы в фазовом пространстве [9]. Следовательно, фрактальная размерность наносистемы $D_F \approx 3$ указывает на то, что создаются условия для структурного (квантового) хаоса. Поэтому с увеличением размера свыше 100 нм вследствие развития резонансов наносистема становится неустойчивой и ее структура переходит в хаотическое состояние. По-видимому, при этом создается сложное квантовое состояние.

Сложное квантовое состояние, формирующееся при образовании сложных молекул либо кластеров, и взаимодействие с внешней средой обусловливают возможность редукции квантового состояния молекулы или кластера. Известно, что кла-



Зависимость фрактальной размерности D_F кластера от его диаметра d

стеры обладают высокой химической активностью и способностью вступать в реакцию без какой-либо дополнительной энергии. Избыточность энергии таких частиц объясняется нескомпенсированностью связей их поверхностных атомов. Доля поверхностных атомов у наночастиц больше, чем у веществ, находящихся в компактном состоянии. Поэтому отдельные атомы могут выпадать из квантового единства с кластером, если они локализуются в отдельных молекулах при взаимодействии с внешней средой и уже не принадлежат кластеру (наносистеме). Такие молекулы, по-видимому, перестают расти, обмениваться электронами (информацией) с другими молекулами и в конце концов они распадаются по мере роста наносистемы. Таков, на наш взгляд, возможный квантовый механизм нарушения устойчивости наноструктуры при ее размерах более 100 нм.

Таким образом, квантовый механизм формирования наноструктуры предполагает, что вместо набора возможных конфигураций составляющих ее атомов, молекул и кластеров существует дискретный спектр связанных устойчивых квантовых состояний.

Следует также еще раз подчеркнуть определяющую роль при синтезе металлических кластеров коллективного взаимодействия валентных (слабосвязанных) электронов. Дело в том, что они влияют не только на электронную структуру кластера, его новое квантовое состояние, но и на характер поведения при взаимодействии с внешними полями (например, электромагнитными). Поэтому степень коллективизации валентных электронов определяет не только квантовое состояние наносистемы, но и ее реакцию на внешнее возмущение.

В связи с изложенным можно предположить, что и новые функциональные свойства наносистем (проводимость, твердость, прочность и т. д.) [21] будут в значительной степени определяться как квантовым состоянием изолированных атомов, так и новым квантовым состоянием наносистемы в целом. Как указывалось выше, квантовое состояние наносистемы будет определять ее реакцию и на внешнее воздействие.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронов В. К., Подоплелов А. В.** Современная физика. Учеб. пособ. М.: КомКнига, 2005. 512 с.
2. **Шека Е. Ф.** Квантовая нанотехнология и квантовая химия // Российский химический журнал. 2002. № 5. С. 15—21.
3. **Панин В. Е., Егорушкин В. Г. и др.** Атомвакансное состояние в кристаллах // Изв. вузов. Физика. 1987. № 1.
4. **Мелихов И. В.** Тенденции развития нанотехнологии // Российский химический журнал. 2002. Т. XLXI. № 5. С. 7—22.
5. **Мелихов И. В.** Физико-химическая эволюция твердого тела. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний.
6. **Сергеев Г. Б.** Нанохимия. Учеб. пособ. М.: КДУ, 2007. 336 с.
7. **Гречихин Л. И.** Компьютерное моделирование нанотехнологии получения конструкционных материалов // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 17—20.
8. **Иванова В. С.** Введение в междисциплинарное материаловедением. М.: Саймс-пресс, 2005.
9. **Хакен Г.** Информация и самоорганизация. Макроскопический подход к сложным системам: Пер. с англ. / Предисл. Ю. Л. Климантовича. М.: КомКнига. 248 с.
10. **Кабалдин Ю. Г., Биленко С. В., Муравьев С. Н.** Информационная модель самоуправляемого синтеза материалов // Вестник машиностроения. 2007. № . С. 21—32.
11. **Грибов В. Д., Муштакова С. П.** Квантовая химия. М.: Гардафики, 1999. 387 с.
12. **Мотт Н., Снедон Н.** Волновая механика и ее приложение: Пер. с англ. М.: КомКнига. 2007. 432 с.
13. **Иванов В. К.** Электронные свойства кластеров // Соровский образовательный журнал. 1999. № 8. С. 97—102.
14. **Вонсовский С. В., Кацнельсон М. И.** Квантовая физика твердого тела. М.: Наука. Главная, ред. физ.-мат. литературы, 1983. 337 с.
15. **Галиулин Р. В., Захаров С. Д., Тверитинова Т. Ю.** Ротация электрона как основа порядка Вселенной // Ротационые процессы в геологии и физике. / Отв. ред. Е. Е. Милановский. М.: КомКнига, 2007. С. 219—224.
16. **Бауместер Д., Экерт А., Цайлингер А.** Физика квантовой информации. М.: Постмаркет, 2008.
17. **Низовцев В. В., Кривицкий В. А.** Вихревые аспекты геодинамики // Ротационные процессы в геологии и физике / Отв. ред. Е. Е. Милановский. М.: КомКнига, 2007. С. 165—177.
18. **Пригожин И. Р.** Введение в термодинамику необратимых процессов. М.: Мир, 1962. 232 с.
19. **Мандельброт Б.** Фрактальная геометрия природы. Сан-Франциско: Фриман, 1982. 490 с.
20. **Смирнов Б. М.** Физика фрактальных кластеров. М.: Наука, 1991. 315 с.
21. **Андриевский Р. А.** Наноматериалы: концепция и современные проблемы // Российский химический журнал. 2002. Т. 46. № 5. С. 50—56.

УДК 621.923.04:621.833.52

Е. И. ФРАДКИН, О. М. ЕФИМОВА (г. Москва)

Шлифование зубчатых колес на станках с коническим кругом при вынужденно неточной настройке гитары деления

Проанализирована возможность исследования зубчатых колес при вынужденно неточной настроенной гитаре деления (например при шлифовании изделий с простым числом зубьев более ста). Показано, что в этом случае на отечественном станке мод. 5843 возможно только предварительное шлифование зубьев, на станке Niles ZSTZ 630 C (Германия) в ряде случаев возможно и окончательное шлифование. С другой стороны, приведены данные 26 изделий, для которых на станке мод. 5843 возможна абсолютно точная настройка гитары деления, невозможная на немецком станке.

Зубошлифовальные станки с коническим кругом уступают по точности станкам с плоским и тарельчатыми кругами, а станкам, работающим методом копирования, значительно уступают по производительности. Однако эти станки более универсальны, что позволяет им успешно конкурировать с названным выше оборудованием. В частности, высокопроизводительные станки, работающие методом копирования, предназначены для шлифования только прямых зубьев, косозубые изделия на них обработать невозможно.

На станках с плоским кругом можно шлифовать изделия, как с прямыми, так и с косыми зубьями, но при небольшой ширине венца (обычно $b \leqslant 50$ мм), так как отсутствует движение заготовки вдоль шлифовального круга.

На станках с тарельчатыми кругами возможно шлифование и прямозубых, и косозубых изделий с большой шириной зубчатого венца. Однако низкая производительность, обусловленная малой жесткостью инструмента и отсутствием охлаж-

дения, а также высокая стоимость перечеркнули заметные достоинства станков с тарельчатыми кругами: примерно с середины девяностых годов прошлого столетия их перестали выпускать сначала за рубежом (швейцарская фирма Maag), а затем и в РФ (Московский завод шлифовальных станков — МСЗ).

Узким местом всех рассмотренных выше станков является особо высокоточный делительный диск механизма деления. Диск необходимой точности, число пазов которого равно (реже кратно) числу зубьев шлифуемого изделия, не под силу изготовить потребителям зубошлифовального оборудования. Поэтому в случае изменения номенклатуры изготовляемых зубчатых колес потребитель вынужден обращаться к изготовителям станков, что при жестком централизованном планировании представляло немалые трудности. Сразу приобретать весь возможный набор делительных дисков дорого и в условиях рыночной экономики неприемлемо.

Иначе обстоит дело с зубошлифовальными станками с коническим кругом, у которых механизм деления состоит из набора сменных зубчатых колес средней точности (6 ÷ 7-й степени по ГОСТ 1643—81 "Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски"). В случае изменения номенклатуры изготовляемых зубчатых колес в гитару деления нужно установить другие сменные зубчатые колеса из имеющегося набора, помощь завода-изготовителя зубошлифовальных станков, конечно, не требуется. Не страшна потеря или поломка одного-двух сменных зубчатых колес гитары деления, так как потребитель сам может изготовить утраченную деталь. Причем иногда можно обойтись даже без изготовления утраченного сменного зубчатого колеса, поскольку в большинстве случаев существуют два-три и более вариантов настройки гитары деления на шлифование потребного изделия. По мнению авторов, предложить другой вариант настройки гитары деления может выпускник машиностроительного вуза средней квалификации.

На станках с коническим кругом как отечественных (мод. 5831, 5М841, 5843), так и зарубежных можно расширить технологические возможности — существенно увеличить максимальное число зубьев шлифуемой заготовки, не прибегая к какой-либо модернизации оборудования, а только благодаря хорошо продуманной наладке гитары деления. В частности, на станке Niles ZSTZ 630 C_2 (Германия) согласно паспортным данным можно шлифовать изделия с максимальным числом зубьев $z_{max} = 140$, причем обычной является наладка гитары, при которой поворот изделия после шлифования впадины происходит на один угловой шаг ($z_1 = 1$). Расчеты показали, что в диапазоне чисел зубьев $z = 141 \div 300$ при традиционном делении на один угловой шаг можно прошлифовать около 75 % изделий, в диапазоне чисел зубьев 301 ÷ 400 — 19 %.

В то же время существенным резервом расширения технологических возможностей станков Niles является нетрадиционная наладка гитары деления, при которой обрабатываемое изделие после шлифования впадины поворачивают не на один, а на два, три и т. д. угловых шага ($z_i = 2$, 3 и т. д.). Путем настройки гитары деления на $z_i = 2$, 3 и 5 в диапазоне чисел зубьев от 301 до 500 можно увеличить число шлифуемых изделий с 19 до 77, что будет подробно описано в дальнейшем.

Однако даже с использованием нестандартной наладки точная настройка гитары деления иногда невозможна. Например, в диапазоне $z = 141 \div 300$ насчитывается 35 таких изделий. К ним относятся зубчатые колеса с простым числом зубьев более 140 (149, 151, 157 и т. д. вплоть до 299), а также с числом зубьев, которое является произведением двух простых чисел более десяти ($143 = 13 \cdot 11$, $169 = 13 \cdot 13$, $187 = 17 \cdot 11$ и т. д. вплоть до $289 = 17 \cdot 17$). В этих случаях шлифование возможно лишь с заведомо неточно настроенной гитарой деления, когда реальный (практический) угловой поворот шлифуемой заготовки будет немного больше или немного меньше номинального (теоретического). Причем от зуба к зубу эта тангенциальная погрешность будет накапливаться и к последней шлифуемой впадине может составить значительную величину. В результате этого одна сторона одного или нескольких зубьев начнет "наваливаться" на шлифовальный круг, а другая — отходить от него.

В частности, если реальный поворот на угловой шаг будет больше теоретического, то с левых сторон зубьев (зубьев, а не впадин!) съем будет больше номинального, а с правых — меньше номинального. Тогда в зоне смыкания, т. е. между первым и последним шлифуемыми зубьями, по этой причине могут появиться отрицательные отклонения окружного шага и шага зацепления, примерно одинаковые для шагов по обеим сторонам от первого и последнего зубьев. Если реальный поворот на угловой шаг меньше теоретического, то с левых сторон зубьев съем будет меньше номинального, а с правых — больше номинального. В результате этого в зоне смыкания будем ожидать появления положительных отклонений окружного шага и шага зацепления.

Теперь проанализируем возникающие отклонения шагов при вынужденно неточной наладке гитары и делении на два угловых шага ($z_i = 2$). Такая настройка возможна только для изделий с нечетным числом зубьев, причем последняя по нумерации впадина будет шлифоваться раньше второй. В случае увеличенного по сравнению с номинальным отклонения передаточного отношения гитары деления левые стороны будут "наваливаться" на шлифовальный круг, а правые — отходить от него. В итоге между первым и вторым зубьями ожидаем появления положительных отклонений шагов, а между первым и последним — отрицательных. По всему зубчатому венцу будет наблюдаться четкое чередование положительных и отрицательных отклонений шагов, примерно одинаковых по абсолютной величине: если между первым и вторым зубьями имеем положительное отклонение шага, то между вторым и третьим — отрицательное, между третьим и четвертым — вновь положительное, а между четвертым и пятым — вновь отрицательное и т. д.

Нужно отметить, что при $z_i = 1$ и неточном делении лимитирующим является только один участок зубчатого венца — зона смыкания, где отклонение шага в z раз больше погрешности одного углового поворота. При $z_i = 2$ (деление через зуб — на два угловых шага) лимитирующего участка нет, а отклонение шага примерно в $0{,}5z$ раз больше, чем погрешность одного углового поворота. Следовательно, при прочих равных условиях деление через зуб лучше, чем традиционное деление в соседнюю впадину.

При $z_i = 3$ лимитирующими являются примерно 33 % шагов зубчатого венца, а максимальное отклонение шага в $0{,}67z$ раз больше погрешности одного углового поворота; при $z_i = 4$ лимитирующими являются около 25 % шагов зубчатого венца, а максимальное отклонение шага в $0{,}75z$ раз больше погрешности одного углового поворота. Таким образом, при прочих равных условиях, т. е. при одинаковой погрешности одного углового поворота, деление на 3 и на 4 угловых шага лучше, чем деление в соседнюю впадину ($z_i = 1$), но хуже, чем деление на 2 угловых шага.

При $z_i = 5$ возможны два варианта погрешностей, возникающих из-за неточно настроенной гитары деления. В первом случае, когда при делении числа z зубьев изделия на 5 в остатке имеем 1 или 4 ($z = 149$, 151, 179 и т. д.), число лимитирующих шагов зубчатого венца составит примерно 20 %, а максимальное отклонение шага будет в $0{,}8z$ раз больше погрешности одного углового поворота. Во втором случае, когда при делении z на 5 в остатке имеем 2 или 3 ($z = 157$, 163, 167 и т. д.), число лимитирующих шагов зубчатого венца составит около 40 %, а максимальное отклонение шага будет в $0{,}6z$ раз больше по-

грешности одного углового поворота, т. е. меньше, чем в предыдущем случае.

При $z_i = 6$ лимитирующими являются около 17 % шагов зубчатого венца, а максимальное отклонение шага в $0{,}83z$ раз больше погрешности одного углового поворота.

Едва ли целесообразно выполнять дальнейший анализ возникающих отклонений шага в зависимости от z_i, поскольку этот вопрос освещен в статьях [1—4], причем в статье [2] описаны эксперименты на станке мод. 5М841, которые показали удовлетворительное совпадение полученных погрешностей с прогнозируемыми. В этих статьях показано, что при вынужденно неточной настройке гитары деления на зубошлифовальных станках мод. 5М841 и 5843 оптимальный выбор z_i при заданном z необходим в первую очередь для того, чтобы обеспечить минимальную погрешность Δu передаточного отношения и, как следствие, наименьшую погрешность $\Delta\varphi$ одного углового поворота.

В табл. 1 объединены результаты расчетов, изложенных в статьях [1, 5], которые для зубошлифовального станка мод. 5843 в диапазоне простых чисел зубьев от 100 до 200 выявили большой спектр лучших вариантов z_i — от 11 до 38.

Данные табл. 1 указывают также на большое колебание погрешностей одного углового поворота по абсолютной величине — от $|\Delta\varphi|_{\min} = 0{,}14''$ до $|\Delta\varphi|_{\max} = 0{,}67''$.

В табл. 2 приведены результаты изложенных в статьях [5, 6] аналогичных расчетов для ранее выпускавшегося МСЗ зубошлифовального станка мод. 5831. Причем были рассмотрены не только традиционные варианты деления в соседнюю впадину ($z_i = 1$), но и деление на 2, 3 и 4 угловых шага. Видно, что 80 % наименьших погрешностей одного углового поворота получили при $z_i = 2$ и 3. Наибольшие отклонения шага f_{pzit} (мкм), вызванные неточной настройкой гитары деления, будут:

$$f_{pzit} = 0{,}5mz^2\Delta\varphi/413, \text{ при } z_i = 2;$$

$$f_{pzit} = 0{,}67mz^2/\Delta\varphi/413, \text{ при } z_i = 3;$$

$$f_{pzit} = mz^2\Delta\varphi/413, \text{ при } z_i = 1,$$

где m — модуль шлифуемого зубчатого колеса мм; z — число зубьев шлифуемого зубчатого колеса; $\Delta\varphi$ — погрешность одного углового поворота, угл. с.

В статьях [1, 2] показано:

$$\Delta\varphi = 1{,}296 \cdot 10^6 \Delta u/c_{\text{зш}}, \qquad (1)$$

где $1{,}296 \cdot 10^6$ — число угловых секунд в одной окружности; Δu — погрешность передаточного отношения настроенной гитары деления; $c_{\text{зш}}$ — постоянная кинематической цепи зубошлифовального станка (у станков мод. 5М841 и 5843 $c_{\text{зш}} = 3$; мод. 5831 $c_{\text{зш}} = 24$; Niles ZSTZ 630 C_2 $c_{\text{зш}} = 64$).

Из формулы (1) следует, что погрешность $\Delta\varphi$ зависит только от Δu и $c_{\text{зш}}$, но не зависит от z и z_i.

Сопоставляя погрешности одного углового поворота $\Delta\varphi$ в табл. 1 и 2, нетрудно заметить, что для станка мод. 5843 они больше. Даже минимальная погрешность в табл. 1 ($\Delta\varphi = 0{,}144''$ при $z = 191$ и $z_i = 31$) по абсолютной величине больше наибольшей погрешности в табл. 2 ($|\Delta\varphi| = 0{,}086''$ при $z = 109$ и $z_i = 3$). Это объясняется в 8 раз большим значением $c_{\text{зш}}$ у станка мод. 5831, чем у станка мод. 5843.

Отметим, что все приведенные выше результаты расчетов получены по методике, изложенной в статье [7]. Аналогичные расчеты авторы выполнили на ПЭВМ для станка Niles ZSTZ 630 C_2. В этих расчетах было принято, что набор состоит из 63 сменных зубчатых колес с модулем $m = 1{,}5$ мм с числом зубьев от $z_{\min} = 34$ до $z_{\max} = 97$ без какого-либо пропуска числа зубьев в этом диапазоне, причем двух одинаковых зубчатых колес в наборе нет. Имеются ограничения по сцепляемости зубчатых колес гитары:

$C + 32 \leqslant A + B$; $94 \leqslant A + B \leqslant 178$; $B + 66 \leqslant C + D$; $139 \leqslant C + D$, где A, В, C, D — числа зубьев подобранных сменных колес гитары деления. Значения z_i варьировали в диапазоне от 1 до 5.

Отличие этого расчета от рассмотренных выше состояло в том, что нужно было определить не четыре, а только три смен-

Таблица 1

Станок мод. 5843

Число зубьев шлифуемого зубчатого колеса z	Число пропускаемых при делении зубьев, z_i (лучшие варианты)	Число зубьев сменных зубчатых колес гитары				Погрешность одного углового поворота, $\Delta\varphi''$	Ожидаемая у изделия диаметром $d \approx 400$ мм погрешность шага $\lvert f_{pzit}\rvert$, мкм
		А	Б	В	Г		
101	11	83	129	65	128	0,26	14,3
103	12	79	132	73	125	−0,23	13,8
	15	73	132	79	100	−0,28	15,4
107	11	89	123	52	122	0,54	36,7
109	12	70	114	71	132	−0,51	51,0
	14	64	97	73	125	0,67	46,7
113	19	73	115	89	112	−0,26	27,8
127	22	67	97	79	105	−0,31	23,2
149	31	94	125	83	100	0,464	58,0
151	16	65	122	71	119	−0,197	16,7
	17	65	122	71	112	−0,209	16,7
157	23	67	128	89	106	0,203	23,5
163	15	52	125	73	110	0,385	33,5
167	29	73	90	79	123	0,234	33,7
179	26	97	125	73	130	0,149	17,4
181	23	65	102	67	112	0,209	24,6
191	31	97	129	79	122	0,144	22,2
193	36	97	111	73	114	−0,177	23,7
	37	97	108	73	114	−0,182	21,8
197	31	64	90	79	119	−0,410	44,3
199	30	67	106	83	116	0,177	22,3
199	38	79	118	83	97	0,190	20,8

Таблица 2

Станок мод. 5831

Число зубьев шлифуемого изделия, z	Число пропускаемых при делении зубьев, z_i (лучшие варианты)	Число зубьев сменных зубчатых колес гитары деления				Погрешность одного углового поворота, $\Delta\varphi''$	Ожидаемая у изделия диаметром $d \approx 400$ мм погрешность шага $\lvert f_{pzit}\rvert$, мкм
		А	Б	В	Г		
101	3	77	83	73	95	0,065	4,4
103	2	37	85	91	85	0,076	3,9
107	2	47	77	61	83	0,081	4,3
109	3	47	63	85	96	−0,086	6,3
113	2	41	77	71	89	−0,070	4,0
127	2	53	91	61	94	−0,049	3,1
131	1	25	83	59	97	−0,050	6,6
137	2	35	97	67	69	−0,060	4,1
139	4	67	96	95	96	0,042	4,8
149	3	49	86	67	79	0,053	5,3
151	2	41	79	49	80	0,056	4,2
157	3	37	91	97	86	−0,043	4,5
163	2	29	79	73	91	0,046	3,8
167	4	49	68	71	89	−0,053	6,6
179	3	37	79	73	85	0,044	5,3
181	2	43	91	55	98	−0,033	3,0
191	4	37	94	83	65	−0,046	6,6
193	3	35	59	61	97	0,048	6,2
197	2	31	73	35	61	−0,061	6,0
199	2	37	68	43	97	−0,040	4,0

ных зубчатых колеса (A, B и C), четвертое колесо постоянно — $D = 105$. Результаты выполненных расчетов приведены в табл. 3.

Для станков мод. 5831 и 5843 вычисления начинали с $z = 101$, а для немецкого станка с $z = 143$. Дело в том, что на станке Niles ZSTZ 630 C_2 помимо основного набора сменных зубчатых колес с модулем $m = 1{,}5$ мм дополнительно изготовлено несколько сменных зубчатых колес меньшего модуля ($m = 1{,}25$ мм) с числами зубьев 101, 103, 107, 109, 113, 121, 127, 131, 137, 139 и зацепляющееся с одним из них колесо с $z = 84$. Благодаря этим дополнительным зубчатым колесам гитару деления можно настроить абсолютно точно для всех изделий с $5 \leqslant z \leqslant 140$. Поэтому сравнивали возникающие из-за неточно настроенной гитары деления погрешности шага в диапазоне чисел зубьев от 149 до 199. В расчетах для станка Niles знак возникающего отклонения не определяли ни при вычислении погрешности Δu передаточного отношения, ни при вычислении погрешности $\Delta\varphi$ одного углового поворота, так как существующие стандарты регламентируют симметричные отклонения окружных шагов и шагов зацепления от номинала. Ожидаемые погрешности $\lvert f_{pzit}\rvert$ шага, которые определяли по модулю, и соответствующие этим погрешностям степени точности по ГОСТ 1643—81 для трех разных зубошлифовальных станков приведены в табл. 4.

По поводу сравниваемых отклонений дадим некоторые пояснения. Во-первых, отклонения шага определяли для изделий диаметром $d \approx 400$ мм, когда погрешность углового поворота, равная 1″, соответствует линейному перемещению 1 мкм. Во-вторых, в отличие от расчетов, описанных в статьях [5, 6], погрешности сравнивали только по одному показателю — отклонению шага. В названных статьях было показано, что при одинаковых требованиях к нормам кинематической точности и нормам плавности лимитируют последние, так как из-за неточно настроенной гитары деления накопленная погрешность шага зубчатого колеса (показатель кинематической точности) не может превышать удвоенного отклонения шага, в то время как допуск на накопленную погрешность обычно в 4 ÷ 6 раз больше допуска на отклонение шага. В-третьих, предполагаемую степень точности по нормам плавности оценивали по удвоенному ожидаемому отклонению шага. Если, например, для изделия с $z = 199$ ожидаем отклонение f_{pzit} шага: на станке мод. 5843 — 20,8 мкм, на станке мод. 5831 — 4,0 мкм, а на станке Niles ZSTZ 630 C_2 — 10,0 мкм, то ожидаемые степени точности соответственно 10-я, 6-я и 8-я, поскольку допуск для этих степеней точности соответственно равен $f_{pt} = \pm 32, \pm 11$ и ± 22 мкм.

В табл. 1 приведены ожидаемые отклонения шага у 17 изделий, шлифуемых на станке мод. 5843 при вынужденно неточно настроенной гитаре деления. У четырех из рассмотренных изделий ожидается получение 9-й степени точности, у шести — 10-й степени и у семи — степень точности грубее 10-й. Такое шлифование можно рекомендовать только как предварительное.

В табл. 2 приведены ожидаемые отклонения шага у 20 изделий, шлифуемых на станке мод. 5831 при вынужденно неточно настроенной гитаре деления. Благодаря намного большему значению постоянной кинематической цепи станка ($c_{зш} = 24$) ожидаемые погрешности гораздо меньше: у четырех из рассмотренных изделий ожидается получение более точной степени, чем 6-я, у десяти — 6-й степени и у шести — 7-й степени точности. На этом станке можно рекомендовать окончательное шлифование при вынужденно неточно настроенной гитаре деления зубчатых колес 7 ÷ 8-й степени точности, так как у всех рассмотренных изделий ожидаемое отклонение шага не превышает 7 мкм.

В табл. 3 приведены ожидаемые отклонения шага у 34 изделий, шлифуемых на станке Niles ZSTZ 630 C_2 при вынужденно неточно настроенной гитаре деления. Колебания ожидаемых отклонений шага на станке Niles значительно больше, чем на станках мод. 5843 и 5831.

Поэтому дать четкие рекомендации по шлифованию с вынужденно неточно настроенной гитарой деления в данном случае сложнее, чем для двух рассмотренных выше отечественных станков. У семи из 34 рассмотренных изделий ожидается получение более точной степени, чем 6-я; у четырех — 6-й степени, у трех — 7-й степени, у семи — 8-й степени, у одного —

Таблица 3

Станок Niles ZSTZ 630 C_2 (ФРГ)

Число зубьев шлифуемого изделия, z	Число пропускаемых при делении зубьев, z_i (лучшие варианты)	Число зубьев сменных зубчатых колес гитары деления				Погрешность одного углового поворота, $\Delta\varphi''$	Ожидаемая у изделия диаметром $d \approx 400$ мм погрешность шага $\lvert f_{pzit}\rvert$, мкм
		А	Б	В	Г		
143	2	77	68	83	105	0,140	9,9
149	3	94	66	95	105	0,196	19,6
151	1	45	91	90	105	0,421	63,6
157	1	41	91	95	105	0,067	10,6
167	4	85	47	89	105	0,123	15,4
169	1	43	93	86	105	0,025	4,1
179	4	72	35	73	105	0,739	99,2
181	2	68	87	95	105	0,245	22,2
187	2	59	55	67	105	0,210	19,3
191	2	55	68	87	105	0,022	2,1
193	1	34	83	85	105	0,141	27,2
197	2	61	76	85	105	0,064	6,3
199	3	68	49	73	105	0,079	10,6
209	2	53	75	91	105	0,086	9,0
211	2	87	56	41	105	0,049	5,2
221	1	39	59	46	105	0,089	19,2
223	2	59	93	95	105	0,047	5,2
227	3	62	37	53	105	0,046	7,0
229	1	37	58	46	105	0,029	6,6
233	2	79	63	46	105	0,026	3,1
239	2	59	64	61	105	0,013	1,5
241	1	37	69	52	105	0,046	11,2
247	3	61	71	95	105	0,055	9,1
251	1	38	88	62	105	0,035	8,7
257	2	47	71	79	105	0,011	1,4
263	1	38	58	39	105	0,076	20,0
269	2	71	54	38	105	0,027	3,6
271	2	58	69	59	105	0,021	2,8
277	2	46	73	77	105	0,133	18,5
281	1	37	82	53	105	0,084	23,5
283	1	34	63	44	105	0,086	24,5
289	2	47	95	94	105	0,014	2,0
293	2	79	62	36	105	0,127	18,7
299	2	58	80	62	105	0,032	4,8

9-й степени, у семи — 10-й степени и у пяти — грубее 10-й степени точности.

Табл. 4 позволяет сопоставить ожидаемую точность обработки на трех зубошлифовальных станках. Видно, что станок Niles ZSTZ 630 C_2 по ожидаемой точности шлифования превосходит станок мод. 5843, но уступает станку мод. 5831. Исходя из сказанного, с осторожностью можно рекомендовать для 40 ÷ 45 % зубчатых колес 7 ÷ 8-й степени точности окончательное шлифование зубьев, а для остальных 55 ÷ 60 % — только предварительное, причем для каждого изделия нужен оптимальный подбор сменных зубчатых колес на ЭВМ.

В статье [6] показано, что с помощью ПЭВМ подбор сменных зубчатых колес гитары деления на станке мод. 5831 при вынужденно неточной настройке обеспечивал погрешность Δu в 2 ÷ 3 раз меньшую, чем подбор этих же колес по справочнику [8]. Аналогичный результат получен при расчете для станка Niles ZSTZ 630 C_2. Выборочный подбор сменных зубчатых колес по таблицам — [8] для изделий с $z = 209$ ($z_i = 2$), $z = 281$ ($z_i = 1$) и $z = 299$ ($z_i = 2$) показал, что погрешность Δu в этом случае получается больше в 3 ÷ 6 раз, чем при расчете на ПЭВМ.

Выше авторы показали, что в диапазоне чисел зубьев $z = 100 \div 140$ благодаря дополнительному набору мелкомодульных сменных колес на станке Niles ZSTZ 630 C_2 нет ограничений в точной настройке гитары деления, а на станках мод. 5831, 5М841 и 5843 такие ограничения есть — все простые чис-

Таблица 4

Результаты расчетов для трех зубошлифовальных станков

Номер п/п	Число зубьев шлифуемого изделия z	Ожидаемая погрешность шага $\lvert f_{pzit}\rvert$ (мкм)/ожидаемая степень точности по нормам плавности согласно ГОСТ 1643—81 при шлифовании на станке		
		5843	5831	Niles ZSTZ 630 C_2
1	149	58,0/груб. 10-й	5,3/6	19,6/10
2	151	16,7/9	4,2/6	63,6/груб. 10-й
3	157	23,5/10	4,5/6	10,6/8
4	163	33,5/груб. 10-й	3,8/5	—
5	167	33,7/груб. 10-й	6,6/7	15,4/9
6	179	17,4/9	5,3/6	99,2/груб. 10-й
7	181	24,6/10	3,0/5	22,2/10
8	191	22,2/10	6,6/7	2,1/5
9	193	21,8/10	6,2/7	27,2/10
10	197	44,3/груб. 10-й	6,0/7	6,3/7
11	199	20,8/10	4,0/6	10,6/8

ла зубьев (101, 103, 107, ... вплоть до $z = 139$). Но при $z > 140$ на немецком станке больше ограничений в точной настройке гитары деления, чем на отечественных станках.

В составленной по результатам расчетов табл. 5 приведены данные для точной наладки гитары деления на станке мод. 5843 для 26 изделий в диапазоне чисел зубьев $z = 140 \div 400$. На станке Niles ZSTZ 630 C_2 для этих изделий точная наладка гитары деления невозможна.

В табл. 5 помимо числа пропускаемых при делении зубьев z_i, чисел зубьев сменных зубчатых колес гитары (А, Б, В, Г) и максимального торцевого модуля m_t для каждого изделия приведены вычисленная величина N_{max} — максимальное число впадин, шлифуемых между двумя соседними, а также отношение N_{max}/z. В статьях [1, 3, 4] показано, что при точной настройке гитары это отношение характеризует процесс шлифования, оно всегда больше 0,5 и меньше 1,0, причем при меньших значениях N_{max}/z ожидаем более высокую точность обработки ввиду меньшего влияния износа шлифовального круга.

В рассмотренных примерах за исключением изделия с $z = 338$ предложенные значения z_i следует считать удачными: в 40 % случаев $N_{max}/z \leqslant 0,6$ (хороший результат), еще в 50 % случаев $N_{max}/z < 0,8$ (удовлетворительный результат) и лишь в трех случаях из тридцати эта величина превышает 0,8 (неудовлетворительный результат).

В статье [6] дана методика и приведены примеры расчета величины N_{max}. Там же сказано о величине N_{min} — минимальном числе впадин, шлифуемых между двумя соседними, причем всегда $N_{max} + N_{min} = z$. Отметим, что N_{max} косвенно характеризует максимальное отклонение шага, а величина N_{min} показывает число шагов с такими отклонениями.

Поясним это на примерах. При шлифовании на станке мод. 5843 изделия с числом зубьев $z = 143$ при $z_i = 10$ между первой и последней (143-й) впадиной будет прошлифовано $N_{max} = 100$ впадин, включая последнюю. Если принять износ круга постоянным в процессе шлифования и равным 0,1 мкм на каждой впадине, то максимальное ожидаемое отклонение шага будет $f_{ptr} = 0,1 \cdot 100 = 10$ мкм. А ожидаемое число шагов с отклонением в 10 мкм будет $N_{min} = z - N_{max} = 143 - 100 = 43$, т. е. примерно 43 шага при такой наладке будут иметь наибольшие отклонения.

Второй пример. Шлифуем изделие с $z = 169$ при делении через $z_i = 20$. В этом случае последняя, т. е. 169-я, впадина будет прошлифована раньше 2-й (объяснения опускаем). Значит максимальное число впадин $N_{max} = 93$ будет прошлифовано между 1-й и 2-й, между 21-й и 22-й, между 41-й и 42-й впадинами и т. д. Ожидаемое число шагов с наибольшими отклонениями $N_{min} = z - N_{max} = 169 - 93 = 76$.

При шлифовании на станках мод. 5843 и 5М841 изделий с большим числом зубьев ($z > 50$ и тем более с $z \geqslant 100$) нужно уделять повышенное внимание выбору z_i, так как от этого зависит величина N_{max}, и, как следствие, погрешность шага, связанная с износом шлифовального круга. В частности, согласно табл. 5 при шлифовании зубчатого колеса с $z = 289$ ожидаем в 1,5 раза меньшие отклонения шага при $z_i = 30$ по сравнению с $z_i = 24$.

Таблица 5

Станок мод. 5843

Номер п/п	Число зубьев шлифуемого изделия, z	Число пропускаемых при делении зубьев, z_i	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары				Максимальный торцевой модуль m_t, мм	Максимальное число впадин, шлифуемых между двумя соседними, N_{max} (N_{max}/z)
			А	Б	В	Г		
1	143	10	50	110	60	130	6,0	100 (0,70)
		14*	48	104	70	110	6,0	92 (0,64)
2	169	20	60	130	80	104	5,0	93 (0,55)
3	187	12	54	102	48	132	4,5	111 (0,59)
		21*	54	102	70	110	4,5	98 (0,52)
4	209	12	48	132	54	114	4,25	122 (0,58)
5	221	18	54	102	60	130	4,0	135 (0,61)
6	247	16	60	130	48	114	3,6	139 (0,56)
7	253	15	60	132	45	115	3,5	135 (0,53)
8	286	25	72	104	50	132	3,1	183 (0,64)
9	289	24	54	102	56	119	3,1	277 (0,96)
		30*	54	102	70	119	3,1	183 (0,66)
10	297	20	60	132	48	108	3,0	193 (0,65)
11	299	27	45	115	72	104	3,0	155 (0,52)
12	319	24	60	110	48	116	2,8	226 (0,71)
13	323	24	56	119	54	114	2,75	175 (0,54)
14	330	49	84	110	70	120	2,0	229 (0,69)
15	333	16	44	132	48	111	2,7	229 (0,69)
16	338	25	50	130	60	104	2,6	311 (0,92)
		33*	44	130	90	104	2,6	297 (0,88)
17	341	30	50	124	72	110	2,6	216 (0,63)
18	342	55	90	108	66	114	1,8	199 (0,58)
19	345	26	48	120	65	115	2,6	199 (0,58)
20	351	40	60	108	64	104	2,5	272 (0,77)
21	357	32	60	105	56	119	2,5	212 (0,59)
22	363	20	48	132	50	110	2,4	236 (0,65)
23	374	45	90	102	45	110	2,25	241 (0,64)
24	377	25	50	130	60	116	2,3	196 (0,52)
25	387	16	48	129	44	132	2,0	266 (0,69)
26	391	40	70	119	60	115	2,0	303 (0,77)

* Значение z_i, наиболее рациональное по точности обработки.

Выводы

1. Зубошлифовальные станки с коническим кругом более универсальны, чем станки с плоским или с тарельчатыми кругами. В случае изменения номенклатуры выпускаемых зубчатых колес нужна лишь новая настройка гитары деления (подбор других сменных зубчатых колес), а не изготовление новых дорогостоящих высокоточных делительных дисков.

2. На отечественных зубошлифовальных станках мод. 5831, 5М841 и 5843 невозможна точная настройка гитары деления при шлифовании изделий с простым числом зубьев более ста (101, 103, 107 и т. д.), а также с числом зубьев, кратным им, т. е. 202, 206, 214, 303, 309 и т. д. На станке Niles ZSTZ 630 C_2 (Германия) невозможна точная настройка гитары деления при шлифовании изделий с простым числом зубьев более 140 (149, 151, 157 и т. д.), с числом зубьев, кратным им (298, 302, 314 и т. д.), а также с числом зубьев, которое является произведением двух простых чисел более десяти ($143 = 13 \cdot 11$, $169 = 13 \cdot 13$, $187 = 17 \cdot 11$).

3. При вынужденно неточной настройке гитары деления оптимальный подбор сменных зубчатых колес гитары деления нужно осуществлять с помощью ЭВМ, так как подбор по справочникам обеспечивает в 3 ÷ 6 раз большую погрешность одного углового поворота. Причем при шлифовании на станке мод. 5831 и Niles ZSTZ 630 C_2 нужно рассматривать не только традиционное деление в соседнюю впадину, но также деление на 2, 3, 4 и 5 угловых шагов.

4. В рассмотренных вариантах наименьшую погрешность шлифования обеспечивала наладка на станке мод. 5831, а наибольшую — на станке мод. 5843. На станке мод. 5831 можно рекомендовать чистовое шлифование зубчатых колес 7 ÷ 8-й степени точности даже при вынужденно неточно настроенной гитаре деления, на станке мод. 5843 — только предварительное шлифование зубьев, а на станке Niles ZSTZ 630 C_2 вопрос о возможности чистового шлифования зубьев рассматривается для каждого изделия отдельно.

5. В диапазоне чисел зубьев $z = 140$—400 имеется 26 изделий, для которых невозможна точная настройка гитары деления на немецком станке, но она осуществима на станке мод. 5843. Это тоже нужно иметь в виду при выборе оборудования для шлифования изделия с таким числом зубьев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Повышение точности зубошлифования плоским кругом с двусторонним коническим профилем // Станки и инструмент. 1992. № 5. С. 13—16.

2. **Фрадкин Е. И., Колобанов М. В., Вереина Л. И.** Зависимость погрешностей шага зубчатого колеса от точности настройки гитары деления зубошлифовального станка // СТИН. 1994. № 5. С. 7—10.

3. **Фрадкин Е. И.** Повышение точности зубошлифования оптимальным делением // Вестник машиностроения. 1995. № 8. С. 22—27.

4. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Уменьшение погрешностей шага при зубо- и шлицешлифовании // СТИН. 1997. № 11. С. 16—21.

5. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Обеспечение требуемой точности шлифования зубьев плоским кругом с двусторонним коническим профилем // СТИН. 2003. № 8. С. 20—25.

6. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Точность шлифования цилиндрических зубчатых колес на станках разных моделей // СТИН. 1999. № 2. С. 13—17.

7. **Вереина Л. И.** Подбор сменных зубчатых колес в кинематических цепях зуборезных станков с помощью ЭВМ // Станки и инструмент. 1989. № 4. С. 27, 28.

8. **Петрик М. И., Шишков В. А.** Таблицы для подбора зубчатых колес. М., Машиностроение, 1973. 528 с.

УДК 620.179.5

Д. Н. КЛАУЧ, М. Е. КУЩЕВА, Н. И. ТАШЛИЦКИЙ, кандидаты технических наук,
Г. Г. ОВУМЯН, д-р техн. наук (ЦНИИТМАШ)

Исследования обрабатываемости стали Cr—Mo—Co—W

При изготовлении деталей из новых комплексно-легированных хромистых сталей, разработанных в ЦНИИТМАШе, значительный объем работ составляет механическая обработка. Поэтому весьма актуальными являются исследования обрабатываемости новых материалов и сопоставление полученных результатов с показателями обрабатываемости таких широко используемых конструкционных сталей, как, например, сталь 45.

Основными операциями механической обработки при изготовлении роторов являются продольное и поперечное точение, резка, сверление и фрезерование пазов. Наиболее сложными считаются операции связанные с прерывистой обработкой — фрезерование и прерывистое точение. Поэтому для оценки обрабатываемости стали Cr—Mo—Co—W были выбраны операции фрезерования и точения.

Фрезерование выполняли на универсальном фрезерном станке. В качестве режущего инструмента использовали торцевую фрезу диаметром 100 мм с одним зубом, оснащенным сменной пятигранной пластиной из твердого сплава Т5К10. Применяли следующие режимы обработки: подача 0,1 мм/зуб.; глубина резания 1 мм; ширина фрезерования 40 мм; скорость резания изменяли от 60 до 500 м/мин.

Износ режущего инструмента определяли с помощью микроскопа МПБ-2 (24-кратное увеличение), по полученным данным строили зависимости изменения параметров износа. Обрабатываемость исследовали путем стойкостных испытаний. Анализ исследований показал, что наибольший износ наблюдался по задней поверхности пластины. За критерий затупления был принят износ 0,8 мм.

На рис. 1 приведены зависимости стойкости фрез до затупления от скорости резания при фрезеровании детали из стали Cr—Mo—Co—W (280 НВ) по корке и по чистому металлу (после снятия корки). При фрезеровании по корке стойкость фрезы в 2 раза ниже, чем при обработке по чистому металлу, а при равной стойкости скорость резания уменьшается в 1,25 раза.

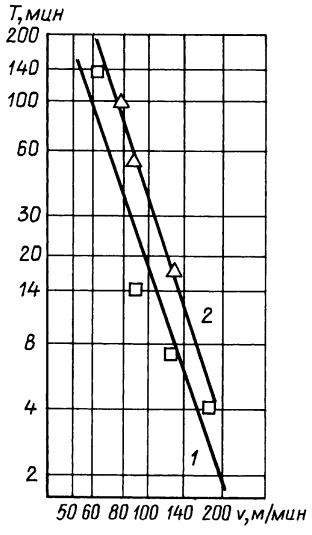


Рис. 1. Зависимости изменения стойкости *T* от скорости резания *v* при фрезеровании стали Cr—Mo—Co—W по корке (*1*) и по чистому металлу (*2*) с резким выходом инструмента ($K = 0{,}5D$)

Результаты исследований влияния условий выхода режущих кромок фрезы из металла представлены на рис. 2. При фрезеровании твердосплавными торцевыми фрезами с резким выходом режущих кромок из металла ($K = 0{,}5D$) скорость резания снижается в 2 раза по сравнению с фрезерованием с плавным выходом кромок ($K = 0$) при равной стойкости инструментов.

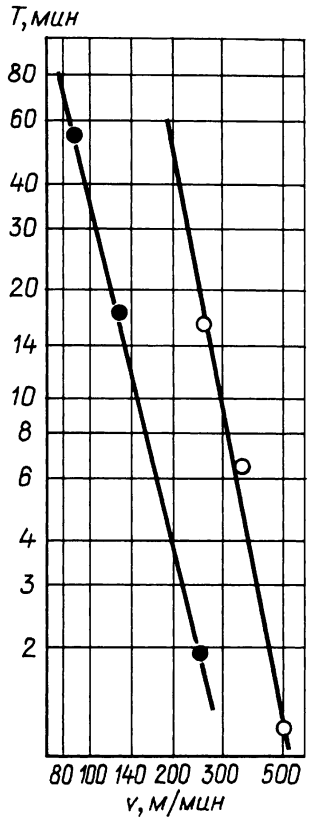


Рис. 2. Влияние скорости v резания на стойкость фрез при фрезеровании стали Cr—Mo—Co—W с резким (● — $K = 0{,}5D$) и плавным (○ — $K = 0$) выходом инструмента

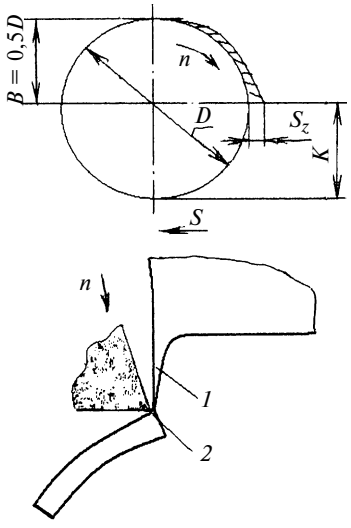


Рис. 3. Схема отделения стружки в момент выхода режущей кромки из пластичных металлов при фрезеровании с резким выходом инструмента ($K = 0{,}5D$)

Проведенные исследования показали, что при торцевом фрезеровании пластичных коррозионно-стойких сталей со смещением $K = 0{,}5D$ (рис. 3) толщина S_z среза в момент выхода режущих кромок из металла достигает максимальной величины. При таком резком выходе на заготовке образуется заусенец *1*, а на конце стружки, которая отгибается и отрывается режущей кромкой, образуется заусенец *2*. В результате адгезионного схватывания к заусенцам прилипают частицы режущей кромки, и вследствие отрыва частиц режущей кромки происходит ее изнашивание.

При торцевом фрезеровании со смещением $K = 0$ (рис. 4) толщина S_z среза в момент выхода режущих кромок из металла уменьшается до минимальной величины. В результате уменьшаются площадка адгезионного схватывания, размеры заусенцев на заготовке и конце отделяемой стружки, а следовательно, и частицы, отрываемые от режущей кромки. Вследствие этого уменьшается износ режущей кромки, увеличивается стойкость инструмента.

На рис. 5 приведены зависимости износа фрезы от времени работы при скорости резания $v = 250$ м/мин с резким и плавным выходом инструмента.

Зависимости изменения показателя стойкости фрез от скорости резания представлены на рис. 6. Фрезерование проводили с резким и плавным выходов инструмента при скорости резания от 300 до 500 м/мин. При фрезеровании стали 45 адгезионное схватывание стружки с передней и задней гранями пластины резко уменьшается в результате образования на контактных поверхностях оксидной пленки. Интенсивность изнашивания режущих кромок при резком и плавном выходе инструмента одинакова. Для сравнения обрабатываемости стали Cr—Mo—Co—W и стали 45 (280 HB) на графике приведены расчетные данные для стали 45 (280 HB) (рис. 6).

В таблице приведены скорости резания и соответствующие им поправочные коэффициенты при фрезеровании стали Cr—Mo—Co—W и стали 45.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

обрабатываемость стали Cr—Mo—Co—W по сравнению с обрабатываемостью стали 45 в зависимости от выполняемых операций в 1,2 ÷ 2,5 раза ниже (по скорости резания);

на обрабатываемость стали Cr—Mo—Co—W значительное влияние оказывает условие выхода режущих кромок из металла. При резком выходе инструмента скорость резания снижается в 2 раза по сравнению с плавным выходом, что связано с интенсивным адгезионным износом;

наличие корки на стали Cr—Mo—Co—W приводит к снижению скорости резания в 1,25 раза;

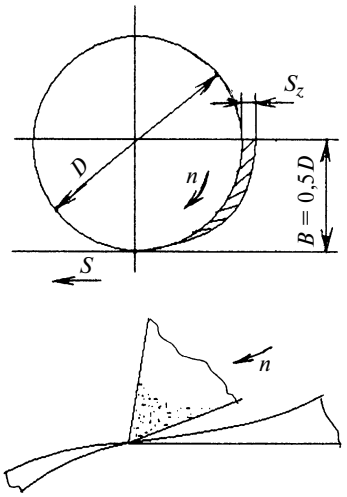


Рис. 4. Схема отделения стружки в момент выхода режущей кромки из пластичных металлов при фрезеровании с плавным выходом инструмента ($K = 0$)

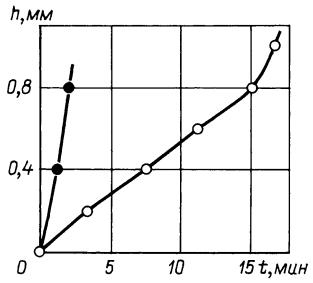


Рис. 5. Влияние времени t фрезерования стали Cr—Mo—Co—W на износ h фрезы при $v = 250$ м/мин:
● — $K = 0{,}5D$; ○ — $K = 0$

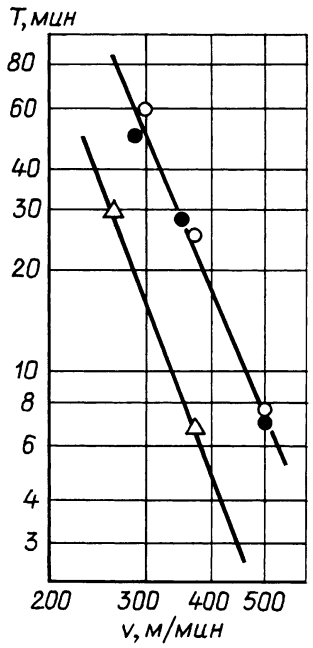


Рис. 6. Влияние скорости резания на стойкость T фрезы при фрезеровании стали 45:
● — $K = 0{,}5D$; ○ — $K = 0$; Δ — расчетный для стали 45 (280 HB)

Поправочные коэффициенты для различных скоростей резания

Сталь	Твердость, НВ	Резкий выход		Плавный выход	
		v_{40}, м/мин	K_v	v_{40}, м/мин	K_v
Сталь 45	209 280	320 240	1 0,75	320 240	1 0,75
Сталь Cr—Mo—Co—W	280	100	0,31	200	0,62

при фрезеровании стали 45 скорость выхода режущей кромки из металла практически не влияет на стойкость фрез, что связано с уменьшением адгезионного износа в результате образования оксидных пленок;

при фрезеровании стали Cr—Mo—Co—W с резким выходом инструмента скорость резания в 2,4 раза меньше по сравнению со скоростью резания при фрезеровании стали 45 такой же твердости, при плавном выходе инструмента — в 1,2 раза.

Дано объяснение механизма изнашивания торцевых фрез при фрезеровании с резким и плавным выходом режущих кромок из металла. Результаты исследований согласуются с ранее опубликованными данными [1—3].

Сталь Cr—Mo—Co—W повышенной твердости (50 ÷ 52 HRC) исследовали также на точение. При обработке использовали резцы, оснащенные пластинами твердого сплава Т5К10. Режим резания: скорость от 20 до 50 м/мин, подача 0,2 мм/об, глубина 0,5 мм. Выполнялось прерывистое точение по корке и непрерывное точение по чистому металлу. Было установлено, что при непрерывном точении по чистому металлу стойкость инструмента повышается в 2 раза по сравнению с точением по корке.

Кроме того, исследовали влияние смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) на стойкость режущего инструмента при точении. В качестве СОЖ использовали СЦМ-1 — полусинтетическую жидкость на водной основе, разработанную в ЦНИИТМАШе совместно с ОАО "Синтез". Было установлено, что при применении СЦМ-1 стойкость твердосплавных резцов повышается в 2 раза.

Экспериментально доказано влияние СОЖ и состояния поверхностного слоя заготовок на обрабатываемость стали Cr—Mo—Co—W и стойкость режущего инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Зорев Н. Н.** Обработка стали твердосплавным инструментом в условиях прерывистого резания с большими сечениями среза // Вестник машиностроения. 1963. № 2. С. 32—35.

2. **Андреев Г. С.** Влияние тепловых и адгезионных явлений на работоспособность твердосплавного инструмента при прерывистом резании // Вестник машиностроения. 1974. № 10. С. 71—74.

3. **Ташлицкий Н. И.** Особенности изнашивания твердосплавного инструмента при прерывистом резании // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 55, 56.

УДК 621.914.5.015:621.9.048.6

С. И. АГАПОВ, канд. техн. наук (ВолгГТУ, г. Волгоград)

Стойкостные исследования процесса зубофрезерования мелкомодульных зубчатых колес с введением в зону резания ультразвуковых колебаний

Исследования, проведенные при зубофрезеровании мелкомодульных зубчатых колес с введением в зону резания ультразвуковых колебаний, показали, что таким способом можно достигнуть более высокой производительности при той же стойкости инструмента или существенно повысить стойкость червячно-модульных фрез при традиционных режимах резания.

Наложение ультразвуковых колебаний на деталь при обработке мелкомодульных зубчатых колес является новым направлением в технологии механической обработки зубчатых колес и служит для повышения качества изготовления деталей.

При введении в зону резания ультразвуковых колебаний (УЗК) изнашивание инструмента в общем случае определяется совместным действием трех основных факторов:

1) изменением напряженно-деформированного состояния в зоне резания;

2) возникновением в локальных объемах материала инструмента высоких усталостных напряжений;

3) увеличением истинной скорости резания.

В зависимости от режимов резания и амплитуды ξ колебаний режущей части инструмента влияние каждого из указанных факторов может быть различно. При малых амплитудах основное значение приобретает улучшение условий резания (уменьшение объема пластической деформации, снижение сил резания и коэффициента трения), которое замедляет абразивное и адгезионное изнашивание и увеличивает работоспособность инструмента по сравнению с таковыми при обычном резании.

Предварительными опытами было установлено, что максимальная стойкость инструмента достигается при 2 мкм $< \xi <$ 6 мкм [1], поэтому все дальнейшие исследования проводились с амплитудой $\xi = 4 \div 6$ мкм.

При амплитуде более 5 ÷ 6 мкм на износ инструмента превалирующее влияние оказывают изменение условий нагружения и увеличение истинной скорости резания, что нарушает межатомные связи, обусловленные необратимыми искажениями кристаллической решетки в процессе массового выхода дислокаций на поверхность. При дальнейшей работе инструмента и увеличении числа циклов нагружения субмикроскопические трещины развиваются до размеров микротрещин — начинается усталостное разрушение рабочей части инструмента.

Поскольку исследования процесса образования монолитных и разрывных стружек показали, что при зубофрезеровании мелкомо-

дульных колес стойкостные закономерности должны быть иными, чем для колес средних модулей, то влияние модулей подачи на износ и стойкость фрез при традиционном резании и введении в зону резания УЗК исследовалось тщательно. Для проведения опытов были взяты фрезы модулей 0,5; 0,9; 1,0; 1,2 мм. Фрезы каждого модуля испытывали при трех подачах. Была принята классическая методика проведения стойкостных испытаний. Через определенное время измеряли износ по задним граням. По данным замеров строили кривые износа, по которым определяли время работы фрезы до определенного износа, принятого в качестве критерия затупления. Затем опытные данные обрабатывали и определяли зависимости стойкости фрезы от различных параметров.

Классический однофакторный эксперимент был принят по следующим причинам. Когда проводили прикидочные опыты по определению влияния модуля на износ, то оказалось, что зависимость $T = f(m)$ имеет не монотонный, а экстремальный характер. Определение экстремума при многофакторном планировании эксперимента более трудоемко, чем при классическом методе, да и нет должной уверенности в том, что зависимость, положенная в основу при проведении опытов, монотонная (на самом деле она может быть с экстремумом). Принятый классический однофакторный метод, безусловно, трудоемок, но он обеспечивает достаточную достоверность результатов.

Зависимость $T = f(m)$ для мелкомодульных фрез принципиально иная, чем для среднемодульных. Если при зубофрезеровании колес средних модулей с увеличением модуля стойкость уменьшается, то при нарезании мелкомодульных колес, наоборот возрастает и довольно значительно [2]. Эксперименты, которые были проведены, подтвердили это. Как видно из рис. 1, при ультразвуковом фрезеровании мелкомодульных колес, начиная с $m =$ $= 1$ мм и менее, стойкость T фрез с уменьшением модуля наоборот понижается. Несмотря на то, что толщина срезаемого слоя также уменьшается, стойкость не растет, а падает. Дело в том, что длина вершинной режущей кромки становится очень малой, что приводит к значительному росту усадки стружки и снижению стойкости.

Результаты исследований объясняются разной формой стружек, разной деформацией срезаемых слоев и их интенсивностью. При образовании монолитных стружек срезаемые слои подвергаются только деформации сдвига, деформации по толщине среза одинаковы. При образовании разрывных стружек срезаемые слои деформируются не только путем сдвига, но и путем смятия смежных торцов. Сдвиговые деформации неравномерны по ширине стружки. Следствием разных форм стружки и их деформации является и разный характер изнашивания зубьев. При образовании монолитных стружек изнашивание зубьев происходит в результате истирания их граней. Когда же образуется разрывная стружка, то изнашивание всегда сопровождается на участке смятия прорывом режущего лезвия [3]. Объясним эти закономерности более подробно.

Рассмотрим условие работы зуба стандартной фрезы. Зуб работает тремя кромками: вершинной и двумя боковыми. Образуется стружка с разрывом. Деформация по ширине неравномерна. Суммарная деформация от сдвига и смятия у смежного внутреннего торца боковой стружки велика. Деформация смятия, наложенная на сдвиговую деформацию, порождает на участке смятия значительное давление на переднюю грань и разрушение (прорыв) режущего лезвия. Чем больше зона смятия, тем сильнее прорыв. С уменьшением модуля толщина слоя, срезаемого зубом стандартной фрезы, становится меньше, что снижает износ и увеличивает стойкость фрез. Но с уменьшением глубины врезания уменьшается и участок смятия, поэтому прорыв режущего лезвия произойдет на меньшую глубину, в результате стойкость и по этой причине будет расти.

Таким образом, с уменьшением модуля стойкость фрезы возрастает не только вследствие уменьшения толщины срезаемого слоя, но и вследствие уменьшения деформации смятия. Поэтому зависимость $T = f(m)$ при традиционном резании поднимается более круто, чем при резании с наложением УЗК (см. рис. 1).

Отрицательное влияние на стойкость оказывают и более плохие условия отвода теплоты от контактных

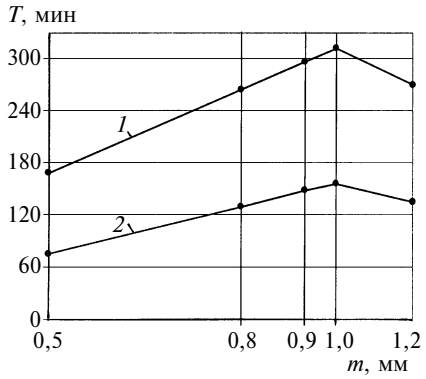


Рис. 1. Зависимости стойкости T фрезы от модуля m:
$v = 0{,}66$ м/с; $S = 0{,}5$ мм/об; $z = 36$; $h = 0{,}2$ мм; *1* — обычное резание; *2* — с введением УЗК

поверхностей зуба фрезы, вызванные малой длиной вершинной кромки. При традиционной работе модуль фрезы будет оказывать большее влияние на стойкость, чем при введении УЗК, что видно из рис. 1. На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы: модуль оказывает неодинаковое влияние на стойкость фрез; зависимость $T = f(m)$ при нарезании колес с разными числами зубьев имеет экстремальный характер как при обычном, так и при ультразвуковом резании; с увеличением модуля до $m = 1$ мм стойкость фрезы возрастает, а затем падает. Линии, отображающие зависимость $T = f(m)$, располагаются сходящимся веером. Это значит, что ультразвуковое резание целесообразно применять при зубофрезеровании колес меньших модулей.

Большой интерес при зубонарезании представляет изучение стойкости червячно-модульных фрез в зависимости от числа зубьев колеса. Были проведены эксперименты по зубонарезанию зубчатых колес с модулями 0,5 и 1,2 мм с числами зубьев $z_к = 36$, 72 и 100.

Зависимости износа h зубьев фрезы с модулем 0,5 мм от числа зубьев нарезаемого колеса представлены на рис. 2. Как видно из графиков, работоспособность инструмента при введении УЗК в зону резания увеличивается, причем при увеличении $z_к$ это выражается более ярко.

Графики, характеризующие зависимости стойкости фрез от модуля и числа зубьев колеса представлены на рис. 3, *а*, *б*. Здесь также видно повышение работоспособности инструмента с увеличением $z_к$. Данные

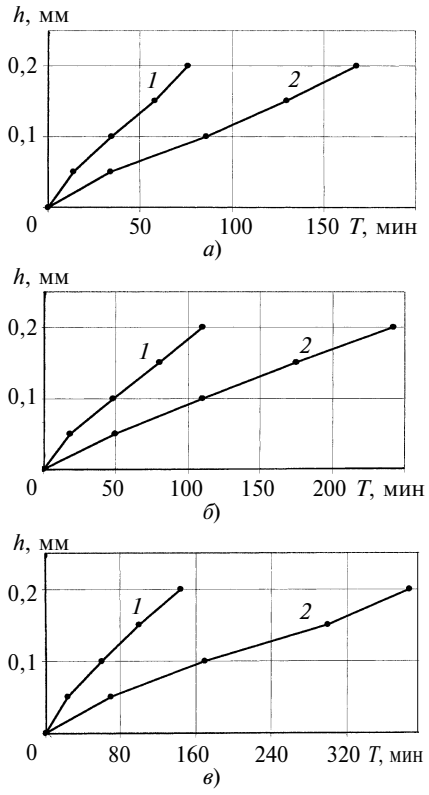


Рис. 2. Зависимости износа h фрезы от стойкости T при числе зубьев колеса $z_к$ = 36 (*а*), 72 (*б*), 100 (*в*):
m = 0,5; v = 0,66 м/с; S = 0,5 мм/об; фреза из Р6М5; заготовка из БрАЖМЦ; *1* — обычное резание; *2* — с введением УЗК

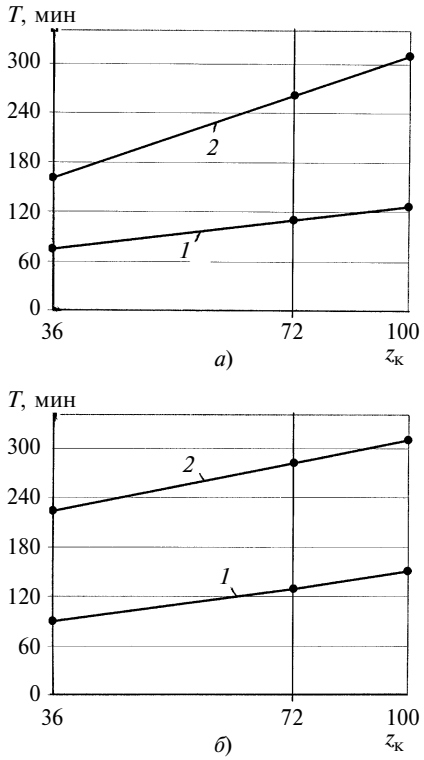


Рис. 3. Зависимости стойкости I фрезы из Р6М5 от числа $z_к$ зубьев колеса:
а) m = 0,5 мм; v = 0,66 м/с; S = 0,5 мм/об; *б*) m = 1,2 мм; v = 0,83 м/с; S = 0,72 мм/об; заготовка из БрАЖМЦ; *1* — обычное резание; *2* — с введением УЗК

рис. 3, *а* хорошо согласуются с рис. 2, т. е. величина износа уменьшается, а стойкость инструмента увеличивается при возрастании $z_к$. Причем при введении УЗК стойкость инструмента больше, чем при обычном резании для $z_к$ = 36 в 2,0 ÷ 2,1 раза, а для $z_к$ = 100 — в 2,2 ÷ 2,3 раза. Данная закономерность действительна и при нарезании зубчатых колес с m = 1,2 мм (см. рис. 3, *б*).

Объяснить это можно таким образом. Изменение числа зубьев колеса сказывается на толщине срезаемого слоя режущими кромками зуба фрезы. С увеличением $z_к$ срезаемый слой становится меньше. Но изменение толщины, как известно, оказывает неодинаковое влияние на стойкость при срезании тонких и толстых слоев: при срезании тонких стружек оно значительно меньше, чем при срезании толстых. При нарезании зубьев колес мелких модулей режущие кромки зубьев фрез срезают стружки толщиной в несколько микрометров, поэтому в этом случае, изменение толщины не может привести к значительному изменению стойкости фрез.

Повышение работоспособности червячно-модульных фрез, технологической производительности и снижение себестоимости обработки достигаются при работе на оптимальных скоростях резания и подачах. При необходимости получения максимальной размерной стойкости инструмента и заданных параметров качества зубчатого колеса нельзя произвольно выбирать скорость резания и подачу.

Оптимальный период стойкости зависит от многих факторов: свойств материалов детали и инструмента, режимов резания, охлаждения и других условий резания и может колебаться в широких пределах. Попытаемся исследовать влияние некоторых факторов на износ и работоспособность мелкомодульных червячных фрез.

Влияние скорости резания на износ и стойкость червячно-модульных фрез значительно. Чем выше скорость резания, тем меньше машинное время и выше производительность труда. Повышение скорости резания по сравнению с оптимальной приводит к значительному повышению интенсивности изнашивания и снижению размерной стойкости инструмента. Выбор той или иной скорости резания в значительной мере определяется требованиями к точности и шероховатости поверхности зубчатых колес.

Выводы

1. Модуль оказывает неодинаковое влияние на стойкость мелкомодульных фрез. С увеличением модуля до m = 1 мм стойкость возрастает, а затем снижается. Кривые, отображающие эту зависимость, располагаются сходящимся веером. Это означает, что наибольший эффект получен при зубофрезеровании мелкомодульных зубчатых колес.

2. При увеличении скорости резания и подачи стойкость инструмента уменьшается при введении в зону резания УЗК. Характер изменения зависимостей такой же, как и при традиционном резании.

3. Введение в зону резания УЗК уменьшает износ мелкомодульных фрез и повышает их стойкость в 1,8 ÷ 2,2 раза по сравнению с традиционной обработкой.

4. С увеличением числа зубьев нарезаемого колеса стойкость инструмента возрастает. С увеличением $z_к$ эффективность введения УЗК повышается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Определение** оптимальной амплитуды ультразвуковых колебаний при обработке труднообрабатываемых материалов / С. И. Агапов, А. С. Ананьев, О. Г. Лукша, Д. Е. Парецкий // Материалы межвуз. сб. науч. тр. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Волгоград: 1999. С. 5—9.

2. **Медведицков С. Н.** Высокопроизводительное зубонарезание фрезами. М.: Машиностроение, 1981. 104 с.

3. **Калашников С. Н., Калашников А. С.** Изготовление зубчатых колес. 2 изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1986. 287 с.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания*. 4. Обоснование и общие положения нового метода теоретического исследования процессов резания

Хотя различных теорий, устанавливающих связь между компонентами напряженного и деформированного состояний, предложено большое количество, в большинстве случаев для решения практически важных задач используют две из них, а именно теорию пластического течения, устанавливающую связь между напряжениями и бесконечно малыми приращениями деформаций, часто заменяемыми для удобства скоростями деформаций, и деформационную теорию пластичности, устанавливающую связь напряжений непосредственно с деформациями. Деформационную теорию пластичности называют также теорией малых упругопластических деформаций.

Теория пластического течения является наиболее обоснованной как теоретически, так и экспериментально. Так как данная теория использует связь между напряжениями и деформациями, выраженную дифференциальными (и притом неинтегрируемыми) зависимостями, то определяемые с ее помощью величины будут зависеть от пути деформирования. Иными словами, получаемые с помощью данной теории результаты будут отражать историю деформирования. Если, например, в пространстве напряжений переход из начальной точки *O* в конечную точку *A* (рис. 36) осуществлялся двумя разными путями (*1* и *2*), то, несмотря на одинаковые конечные напряжения, компоненты деформации в точке *A*, найденные из уравнений теории пластического течения, для этих путей будут различными.

В силу большей математической простоты для решения прикладных задач часто используется деформационная теория пластичности, которая обладает рядом принципиальных недостатков. На некоторых качественных примерах Р. Хилл [33]**, а затем и Л. М. Качанов [14] показали, что деформационная теория во многих случаях может приводить к абсурдным результатам.

По математической форме записи уравнения деформационной теории полностью совпадают с приведенными далее уравнениями теории пластического течения, если в них заменить скорости перемещениями, а скорости деформаций — деформациями.

Простота деформационной теории обусловлена тем, что если известно напряженное состояние в точке, то по уравнениям данной теории можно сразу же определить деформации. Таким образом, данная теория предполагает, что деформации в некоторый момент определяются только мгновенными значениями напряжений и от предшествующей истории не зависят. Как указывает А. А. Ильюшин, "это неверно хотя бы потому, что напряжения можно изменять скачком, но деформации должны изменяться непрерывно". Очевидным недостатком деформационной теории является то, что для рассмотренного выше примера (см. рис. 36) независимо от пути нагружения она даст один и тот же итог. Естественно, что использование этой теории при сложных зигзагообразных путях нагружения может привести к неудовлетворительным результатам. Таким образом, уравнения деформационной теории пластичности в полной мере описывают пластическую деформацию при простом нагружении, когда компоненты напряженного состояния возрастают пропорционально одному параметру. Эта теория дает удовлетворительные результаты и при некоторых нагружениях, близких к простому.

При простом нагружении отношения между напряжениями и деформациями остаются постоянными и путь деформации представляет собой прямую линию.

А. А. Ильюшин доказал, что при простом нагружении деформационная теория совпадает с теорией пластического течения. Это относится к малым деформациям, поскольку Л. И. Седов показал, что при больших (конечных) деформациях тел простое нагружение, как правило, неосуществимо.

Р. Хилл остроумно заметил, что "обычное заблуждение состоит в предположении, что так как деформации предполагаются малыми, то законно заменить $d\varepsilon$ на ε. Это было бы эквивалентно утверждению, что $dy/dx = y/x$, которое, конечно, правильно только, когда y/x постоянно" [33]. Таким образом, замена приращений деформаций деформациями корректна лишь при простом нагружении. Когда путь деформации является криволинейным, деформационная теория и теория течения

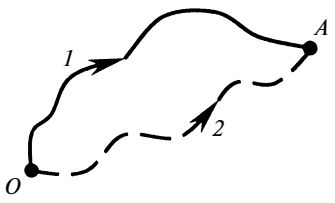


Рис. 36. Схема изменения напряжений разными путями

* Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения". № 1÷3 (далее В. М. 1 ÷ В. М. 3) за 2008 г., продолжение — № 5 за 2008 г.

** Список литературы — см. В. М. 1, с. 67.

предсказывают разные напряженные состояния.

Опыты подтверждают теорию пластического течения значительно полнее, чем деформационную теорию. Однако и для теории пластического течения в опытах наблюдаются некоторые систематические отклонения. Например, согласно экспериментам основная гипотеза о прямой пропорциональности приращений пластической деформации и напряжений может отличаться от наблюдаемой связи на 7 %. Как указал А. А. Ильюшин, "эта неточность не может быть ликвидирована, если оставаться в рамках линейных соотношений между тензорами напряжений и деформаций".

В. Прагер предложил нелинейное соотношение между тензорами напряжений и приращений деформации, которое позволяет достичь согласования с экспериментальными данными. Однако как А. А. Ильюшин, так и Р. Хилл считают использование такого уточнения неоправданным ввиду чрезвычайного усложнения теории, использование которой для решения конкретных задач даже в обычном виде связано с большими математическими трудностями.

В связи с изложенным для разработки новой теории резания мы будем использовать наиболее обоснованную в настоящее время теорию пластического течения, а именно ее хорошо пригодную для практического применения модификацию, разработанную А. Л. Воронцовым и названную им "методом пластического течения" [1]. При исследовании конкретных технологических процессов обработки материалов с наличием пластических деформаций этот метод показал высокие практические достоверность и точность, подтвержденные в трехтомнике [3—5] конкретными числовыми сопоставлениями с результатами 1612 экспериментов.

Метод пластического течения позволит определить в каждой точке очага пластической деформации все компоненты тензора напряжений σ_{ij} (т. е. все компоненты напряженного состояния), все компоненты тензора скоростей деформаций ξ_{ij}, а также величины накопленных деформаций e_i (т. е. все компоненты деформированного состояния).

В свою очередь при необходимости это позволит с помощью выражения (59) (см. В. М. 2, с. 62) определить удельную потенциальную энергию деформации в любой точке очага пластической деформации, а затем вычислить количество выделившейся теплоты и распределение температурных полей в различных точках объема обрабатываемой заготовки.

Метод пластического течения позволит также определить размеры очага пластической деформации и, таким образом, впервые в строгом соответствии с механикой деформируемого твердого тела вывести теоретическое выражение для определения коэффициента утолщения стружки.

Кроме того, метод пластического течения позволит найти и относительное гидростатическое давление, необходимое для расчета возможности разрушения по методике А. Л. Воронцова (см. В. М. 3). И здесь представляются большие перспективы для создания такой новой теории механической обработки, которая позволит с достаточной математической строгостью объяснить различные особенности процессов резания, известные из экспериментов и имеющие лишь различные надуманные объяснения без каких-либо солидных математических обоснований.

Приведем несколько конкретных примеров, ясно показывающих перспективы принципиально нового теоретического подхода.

Допустим, что при точении конкретной стали образуется сливная стружка, вместо которой желательно получить стружку надлома. Для этого имеется несколько возможностей, предпочтительный выбор которых должен осуществляться с учетом имеющегося оборудования, а также других технологических требований и требований к показателям качества получаемого изделия. Остановимся лишь на обеспечении математического расчета возможностей получения стружки надлома при разработке технологического процесса резания.

Так как при обычном процессе резания стружка получается сливной, то это означает, что при соответствующей процессу величине относительного гидростатического давления p накопленная в опасной точке деформация e_{iA} не достигает величины e_p деформации разрушения, т. е. расположена ниже кривой разрушения при данной температуре t_1, что наглядно показано на рис. 37, *а* штриховой линией.

Первым способом получения стружки надлома является увеличение накопленной деформации до необходимой величины. Так как при нулевой толщине срезаемого слоя (полное отсутствие деформации) накопленная деформация также будет равна нулю, ясно, что увеличение глубины резания будет приводить к увеличению накопленной деформации. Имея соответствующую формулу, можно определить, до какого значения следует увеличить глубину резания, чтобы достичь величины накопленной деформации, соответствующей деформации разрушения.

Вторым способом получения стружки надлома является изменение температуры в зоне резания таким образом, чтобы диаграмма пла-

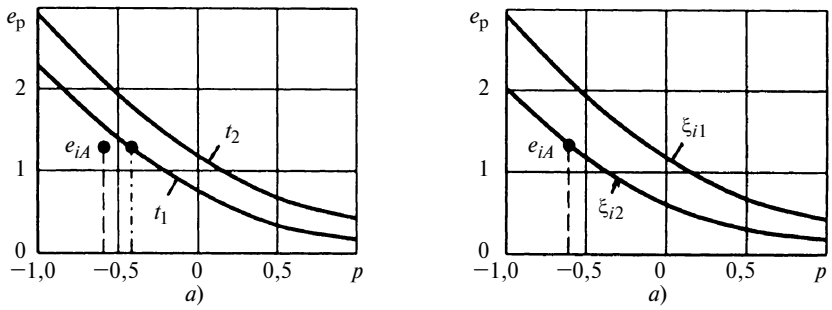


Рис. 37. Диаграммы пластичности материала при температурах $t_2 > t_1$ (*а*) и скоростях деформации $\xi_{i2} > \xi_{i1}$ (*б*)

стичности при данной температуре проходила через точку с имеющейся накопленной деформацией (или же располагалась ниже этой точки). Как правило, с увеличением температуры t пластичность материала также увеличивается, т. е. диаграмма пластичности при $t_2 > t_1$ будет располагаться выше диаграммы пластичности, соответствующей меньшей температуре t_1 (до зоны пережога в области высоких температур — для стали $\approx 1300 \div 1400$ °С). Однако у стали имеются две зоны аномально низкой пластичности с соответствующим низким расположением кривой разрушения: зона синеломкости (около 200 °С) и зона красноломкости (около 800 °С). Пластичность в той и другой зоне будет различной. Достигнуть этих зон можно двумя принципиально разными путями. Например, если температура в зоне резания при исходном процессе составляла 600 °С, то можно или подачей смазывающее охлаждающей жидкости (СОЖ) снизить температуру до 200 °С, или путем внешнего подогрева повысить температуру до 800 °С. Новая теория уже на стадии проектирования технологического процесса позволит оценить возможность достижения требуемого изменения положения диаграммы пластичности в том и другом случае.

Третьим способом получения стружки надлома является изменение скорости резания, поскольку она напрямую влияет на скорость деформации. Эксперименты показывают, что чем больше скорость деформации, тем меньше пластичность материала (рис. 37, *б*). Следовательно, можно определить требуемую скорость деформации, обеспечивающую нужное положение кривой разрушения, и, имея соответствующую формулу новой теории, вычислить нужную скорость резания. Следует, однако, иметь в виду, что увеличение скорости резания приводит к повышению температуры в зоне резания. Последнее, как указано выше, как правило, снижает вероятность разрушения. Поэтому только повышением скорости резания можно и не достичь желаемого эффекта. В этом случае следует устранить негативное влияние повышения температуры путем охлаждения подачей СОЖ. Можно также использовать сверхвысокую скорость резания, повышающую температуру до зоны пережога, которая характеризуется очень низким расположением диаграммы пластичности.

Четвертым способом получения стружки надлома является повышение алгебраической величины относительного гидростатического давления. Впервые укажем на то, что именно эту функцию и выполняет стружколом. На с. 51 книги [35] сделана малоубедительная попытка объяснить эффект от действия стружколома тем, что он вызывает дополнительную пластическую деформацию стружки. Между тем практика показала, что в одном случае деформация стружки может быть только упругой, но стружколом при этом все же выполнит свое назначение, а в другом — деформация стружки может быть пластической, но никакого дробления стружки от этого не произойдет.

На самом деле стружколом, изгибая образующуюся стружку, дополнительно прикладывает к зоне ее образования напряжения $\sigma_{изг}$ изгиба, представленные на рис. 38 эпюрой, условно соответствующей упругому изгибу. При этом на напряженное состояние в опасной точке A дополнительно накладываются растягивающие напряжения изгиба, повышающие алгебраическую величину относительного гидростатического давления, что приводит к смещению неизменной величины накопленной деформации e_{iA} вправо (штрихпунктирная линия на рис. 37, *а*). Если при действии стружколома накопленная деформация достигнет кривой разрушения, то произойдет эффективное дробление стружки.

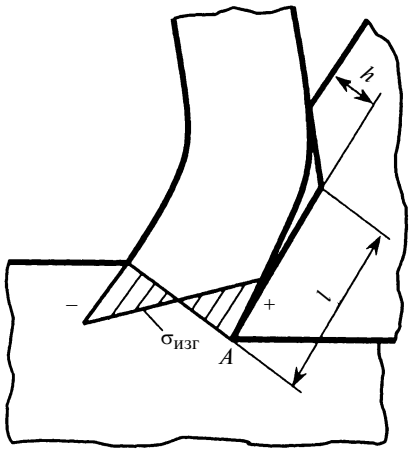


Рис. 38. Схема работы стружколома

Очевидно, что при уменьшении расстояния l (см. рис. 38) или увеличении высоты h изгиб стружки и, соответственно, растягивающее напряжение в опасной точке будут увеличиваться. С учетом этого новая теория позволила создать научно-обоснованное математическое обеспечение проектирования стружколомов, которое будет приведено нами в дальнейшем.

Ясно, что возможный изгиб стружки имеет геометрический предел (когда стружка отгибается назад параллельно исходной поверхности заготовки). Поэтому и возможные дополнительные напряжения от изгиба также имеют предел. Может оказаться, что кривая разрушения высокопластичных материалов так далеко отстоит от величины накопленной деформации, что никакой изгиб не способен создать требующееся повышение алгебраической величины гидростатического давления. В этом случае применение стружколома окажется бесполезным. Кроме того, как указано выше, накопленная деформация и положение кривой разрушения обрабатываемого материала существенно зависят от конкретных параметров процесса резания. Поэтому для одного и того же материала в зависимости от режимов резания геометрические параметры эффективных стружколомов будут различными. Все эти положения, вытекающие из новой теории, хорошо подтверждаются экспериментально [7, с. 103; 35, с. 45—52].

Итак, для разработки новой теории резания целесообразно использовать общий метод, построенный на кинематически возможных скоростях течения обрабатываемого материала, поскольку такой метод дает верхнюю оценку энергосиловых параметров процесса [3, 10, 14, 27—29], т. е. позволяет получить формулы, использование которых приводит к определенному запасу, что очень важно для практического применения.

Кинематически возможными скоростями течения называются скорости, удовлетворяющие условию несжимаемости и всем имеющимся граничным условиям.

Следуя работе [1], введем термин "*поле* подходящих скоростей течения в данном объеме деформируемого тела", которым в отличие от поля кинематически возможных скоростей будем называть поле скоростей, удовлетворяющее условию несжимаемости и граничным условиям на поверхности контакта с инструментом и жесткими (пластически недеформируемыми) областями, но в общем случае имеющее разрыв в нормальных составляющих на границах с другими пластически деформируемыми объемами.

При решении прикладных задач задать поле подходящих скоростей часто бывает значительно легче, чем поле кинематически возможных скоростей. А по теореме А. Л. Воронцова решение, основанное на поле подходящих скоростей течения, также дает верхнюю оценку напряженного состояния и силовых параметров процесса [1] и в прикладном отношении не уступает решению, основанному на поле кинематически возможных скоростей.

Следует указать, что практически во всех классических задачах академической теории пластичности, а также и в прикладных задачах теории обработки металлов давлением (за исключением решений А. Л. Воронцова) использовалась наиболее простая теория бесконечно малых деформаций. Полученные результаты распространялись на случай конечных деформаций в виде допущения. В отличие от этого в создаваемой нами теории резания будут рассматриваться большие (конечные) деформации. Поэтому сначала рассмотрим некоторые общие понятия теории конечных деформаций, после чего подробно изложим предлагаемый новый порядок выполнения теоретического анализа процессов резания.

Для определения местоположения точки деформируемого тела в процессе его обработки удобно ввести систему координат, связанную с рабочим инструментом (в данном случае систему координат x, y, z, связанную с резцом), т. е. с телом, не претерпевающим существенной деформации. Если этот инструмент движется, то для облегчения анализа его обычно считают мгновенно неподвижным и соответственно называют принятую систему координат условно неподвижной.

Существуют два различных подхода к изучению поведения сплошной среды. Согласно первому подходу, предложенному Лагранжем, объектом изучения являются сами материальные частицы среды (в дальнейшем будем называть их просто частицами). В начальный момент деформации выбираются интересующие исследователя частицы, например *1* и *2* (рис. 39). Каждая из этих частиц обладает определенной исходной индивидуальностью, характеризуемой такими показателями, как скорость движения, накопленная деформация, напряжение текучести, температура и т. п. Если, например, обточке подвергается слиток, то накопленные деформации у исходных частиц *1* и *2* будут одинаковы и равны нулю, но начальные напряжения текучести и законы их изменения могут заметно различаться. В этом случае исходная индивидуальность частиц определяется прочностной неоднородностью. Если же, например, заготовка перед точением подвергалась пластической деформации, допустим калибровке, обусловившей исходную индивидуальность разных частиц в виде различной накопленной деформации, то говорят об истории деформирования.

Итак, по Лагранжу фиксируют начальные координаты материальной частицы, называемые также координатами Лагранжа, после чего следят, куда переместится данная частица за определенное время после начала деформации, и определяют изменение характеристик ее индивидуальности, обусловленное этим перемещением. Например, частица *1*, имеющая начальные координаты x_{01}, y_{01}, через время t после начала деформации переместится в точку A, в которой текущие координаты частицы примут значения x, y. Так как при этом частица пройдет конкретный путь в поле пластической деформации, то она накопит определенную деформацию, которая изменит присущую ей начальную накопленную деформацию, а при наличии упрочнения изменит и напряжение текучести этой частицы. Следует учесть, что перемещение, например, частицы *3*, находившейся сначала в пластически недеформируемой жесткой части заготовки, до момента попадания этой частицы в поле пластической деформации не приводит к каким-либо изменениям интересующих нас показателей ее индивидуальности. Поэтому в качестве начальных координат этой частицы следует принимать не ее исходные координаты, а те координаты, которые она будет иметь в момент попадания в очаг пластической деформации. Именно от этого момента следует отсчитывать и интересующее нас время перемещения данной частицы.

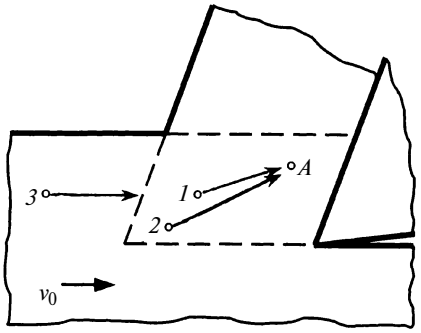


Рис. 39. К объяснению различия координат Лагранжа и Эйлера: штриховые линии — границы очага пластической деформации

Согласно второму подходу, разработанному Эйлером, объектом изучения являются свойства среды, находящейся в данный момент в какой-либо фиксированной геометрической точке пространства, в дальнейшем называемой просто точкой. Итак, по Эйлеру фиксируют координаты определенной геометрической точки пространства, называемые также координатами Эйлера, после чего следят, какая материальная частица в конкретный момент времени попадет в данную точку, и какую индивидуальность она туда принесет. Например, выбирают какую-либо интересующую точку A (см. рис. 39), имеющую фиксированные координаты x, y, после чего устанавливают, что в момент времени t_1 в эту точку попала частица *1*,

имеющая такие-то текущие скорость, накопленную деформацию, напряжение текучести, температуру и т. п., в момент времени t_2 в эту же точку попала частица *2*, имеющая уже другие текущие показатели индивидуальности, затем — точка *3* и т. д.

Очевидно, что если движение сплошной среды определено, то для каждого момента времени существует однозначная функциональная связь координат Эйлера с координатами Лагранжа и наоборот. Заметим, что при использовании этих координат в уравнениях механики сплошной среды их часто называют переменными Эйлера и переменными Лагранжа.

В качестве основного допущения, позволяющего значительно упростить теоретическое решение и получить удобные для практического применения расчетные формулы, принимаем жесткопластическую модель деформируемого материала. В соответствии с этим учитываем упрочнение средней величиной напряжения текучести в очаге пластической деформации.

Теоретический анализ проводим в такой последовательности:

1. Очаг пластической деформации обрабатываемой заготовки разбиваем на области, удобные для задания в них поля подходящих скоростей течения. В задаваемые выражения скоростей течения могут входить как конкретные зависимости, так и функции общего вида:

$$v_x = v_x(x, y, z, t),\ v_y = v_y(x, y, z, t),\ v_z = v_z(x, y, z, t). \qquad (97)$$

На границах между областями условие неразрывности может соблюдаться в смягченной форме, удовлетворяющей условию постоянства расхода в интегральном виде. Некоторые размеры областей в начале решения можно задавать неопределенными буквенными величинами, которые в конце решения следует находить вариационным методом.

2. По скоростям течения (97) находим компоненты скорости деформации, которые в сокращенной тензорной форме имеют вид:

$$\xi_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right). \qquad (98)$$

В декартовых координатах:

$$\left.\begin{aligned} \xi_x &= \partial v_x/\partial x,\\ \xi_y &= \partial v_y/\partial y,\\ \xi_z &= \partial v_z/\partial z,\\ \eta_{xy} &= \partial v_x/\partial y + \partial v_y/\partial x,\\ \eta_{yz} &= \partial v_y/\partial z + \partial v_z/\partial y,\\ \eta_{zx} &= \partial v_z/\partial x + \partial v_x/\partial z. \end{aligned}\right\} \qquad (99)$$

3. В каждой области находим интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_i = \sqrt{\frac{2}{3}\xi_{ij}\xi_{ij}}. \qquad (100)$$

В декартовых координатах

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\xi_x - \xi_y)^2 + (\xi_y - \xi_z)^2 + (\xi_z - \xi_x)^2 + \to} \to \overline{+ \frac{3}{2}(\eta_{xy}^2 + \eta_{yz}^2 + \eta_{zx}^2)}. \qquad (101)$$

При необходимости упрощения решения интенсивность скоростей деформации представляется в виде выражения

$$\xi_i = \beta|\xi|_{\max}, \qquad (102)$$

где β — коэффициент Лоде, при плоском напряженном состоянии равный 1,155.

4. Выражения (98) и (100) подставляем в уравнения связи между напряжениями и скоростями деформации:

$$\sigma_{ij} = \delta_{ij}\sigma + \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_{ij},$$

где δ_{ij} — символ Кронекера; σ_i — интенсивность напряжений, определяемая формулами (86), (87) (см. В. М. 3).

В декартовых координатах:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma + \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_x;\\ \sigma_y &= \sigma + \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_y;\\ \sigma_z &= \sigma + \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_z;\\ \tau_{xy} &= \frac{1}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{xy};\\ \tau_{yz} &= \frac{1}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{yz};\\ \tau_{zx} &= \frac{1}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{zx}, \end{aligned}\right\} \qquad (103)$$

где $\sigma = \dfrac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}$ (104)

— среднее нормальное напряжение (гидростатическое давление).

5. Из совместного решения системы уравнений равновесия $\partial\sigma_{ij}/\partial x_i = 0$, которые в декартовых координатах имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial\sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial z} &= 0;\\ \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial\sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial z} &= 0;\\ \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial\sigma_z}{\partial z} &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (105)$$

с учетом выражений (103) находим напряжения. Произвольные постоянные интегрирования находим из граничных условий. При необходимости для упрощения решения системы используется энергетическое условие пластичности Губера—Мизеса в форме:

$$\sigma_{ii(\max)} - \sigma_{jj(\min)} = \beta\sigma_s. \qquad (106)$$

Применение не учитывающего касательных напряжений упрощенного условия пластичности не является недостатком, так как, с одной стороны, позволяет избежать снижение точности приближенными методами интегрирования, а с другой стороны, проведенный в работах [1—5] анализ показывает, что все основные члены полученных с использованием упрощенного условия формул напряжений совпадают с полученными на основе полного энергетического условия, а второстепенные члены дают небольшое завышение результата. Последнее согласуется с используемым нами общим методом верхней оценки и, кроме того, позволяет компенсировать всегда имеющуюся в граничных условиях при ненулевом трении непарность касательных напряжений, которую невозможно учесть в существующих теориях пластичности [1].

6. По найденным напряжениям на основе уравнений связи (103) и кинематических граничных условий определяем конкретный вид функций скоростей, заданных в начале решения в общем виде.

7. Интегрируем формулу А. А. Ильюшина, связывающую скорость де-

формации с накопленной деформацией,

$$\xi_i = \frac{\mathrm{d}e_i}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial e_i}{\partial t} + v_x\frac{\partial e_i}{\partial x} + v_y\frac{\partial e_i}{\partial y} + v_z\frac{\partial e_i}{\partial z}, \quad (107)$$

в результате чего находим накопленную деформацию

$$e_i = f(x, y, z, t, C), \quad (108)$$

где C — произвольная постоянная.

8. Интегрируем выражения Лагранжа:

$$v_x(x, y, z, t) = \mathrm{d}x/\mathrm{d}t;\ v_y(x, y, z, t) = \mathrm{d}y/\mathrm{d}t;\ v_z(x, y, z, t) = \mathrm{d}z/\mathrm{d}t, \quad (109)$$

в результате чего находим зависимости текущих координат частицы (координат Эйлера) от исходных координат (координат Лагранжа) и времени:

$$x = f_1(x_0, y_0, z_0, t);\ y = f_2(x_0, y_0, z_0, t);\ z = f_3(x_0, y_0, z_0, t). \quad (110)$$

9. По выражениям (110) определяем начальные координаты частицы, и из условия $e_i = e_{i0}$ при $t = 0$, $x = x_0$, $y = y_0$, $z = z_0$ находим произвольную постоянную C. Величина e_{i0} учитывает историю деформирования; $e_{i0} = 0$, если исходная заготовка не имеет накопленной деформации. Для удобства можно заменить время t на ход s деформирующего инструмента относительно заготовки:

$$s = v_0 t, \quad (111)$$

где v_0 — средняя скорость движения инструмента относительно заготовки.

Следует указать, что эта замена является формальной и на самом деле не требует предположения о равномерности движения материала относительно инструмента, т. е. о постоянстве скорости v_0, выражаемом ее средним значением. Дело в том, что время t введено в выражения теории пластического течения для удобства использования, т. е. чисто формально. В основе теории пластического течения лежат не скорости, а приращения деформаций. И вместо переменной t можно было бы ввести любой другой монотонно возрастающий параметр, в частности ход s деформирующего инструмента [14, с. 53]. Такую правомерную замену и отображает выражение (111), в которое скорость v_0 введена для соблюдения необходимой размерности.

10. С помощью выражений (110) определяем размеры зон, в которых материальные точки в процессе деформации проходят один и тот же путь; поле деформаций в таких зонах стационарно.

11. Для определенной величины рабочего хода по формуле (108) рассчитываем среднее значение накопленной деформации в очаге пластической деформации, по которому определяем среднюю величину напряжения текучести заготовки.

12. Для определения размеров очага пластической деформации используем принцип минимума удельной силы деформирования (минимума полной энергии деформации). Для упрочняющегося материала минимизация проводится с учетом зависимости среднего напряжения текучести от накопленной деформации, зависящей, в свою очередь от размеров очага. Форма отдельных границ очага пластической деформации определяется по найденным выражениям скоростей течения.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.983: 539.374

О. В. ПИЛИПЕНКО, канд. техн. наук (Орловский ГТУ)

Технологические параметры ротационной вытяжки с утонением стенки трубных заготовок из анизотропного материала[1]

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований силовых режимов ротационной вытяжки с утонением стенки коническими роликами трубных заготовок из анизотропного материала с учетом локального очага деформации и объемного характера напряженного и деформированного состояний материала в пластической области.

При изготовлении тонкостенных осесимметричных деталей в настоящее время находит все более широкое использование ротационная вытяжка (РВ). Теоретическое изучение процесса РВ с утонением осложняется наличием локальной деформации и объемным характером напряженного и деформированного состояний материала в пластической области [1—4]. Трубный прокат, подвергаемый РВ, обладает анизотропией механических свойств, обусловленной маркой материала и технологическими режимами его получения. Анизотропия механических свойств материала трубной заготовки может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на устойчивое протекание технологических процессов обработки металлов давлением [5].

Рассмотрен процесс ротационной вытяжки тонкостенной трубной заготовки из анизотропного материала коническими роликами с углом конусности $\alpha_р$ и степе-

[1] Работа выполнена по гранту Президента РФ для поддержки ведущих научных школ № 4190.2006.8; гранту РФФИ № 07-01-0001; государственному контакту Федерального агентства по науке и инновациям № 02.513.11.32.

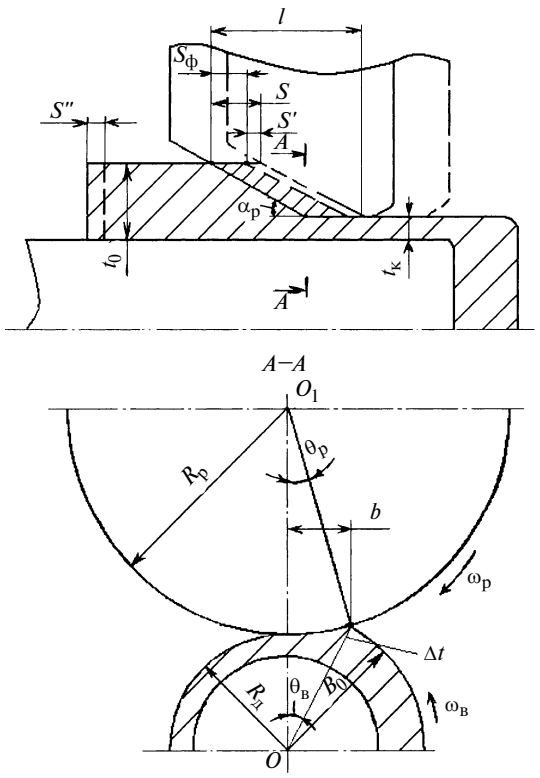


Рис. 1. Схема очага деформации при ротационной вытяжке по прямому способу

нью деформации $\varepsilon = 1 - t_к/t_0$ по прямому способу (рис. 1). За один оборот заготовки ролик переместился на величину S рабочей подачи. При подаче ролика на величину S фактическая подача будет $S_ф = St_к/t_0$. Это справедливо в предположении, что вдоль осевой реализуется плоская деформация.

Из геометрических соображений нетрудно определить максимальный угол контакта $\theta_в$ ролика с заготовкой [4]:

$$\theta_в = \left[\frac{2S_ф R_р \mathrm{tg}\alpha_р}{R_в(R_в + R_р)}\right]^{1/2}, \text{ если } S_ф\mathrm{tg}\alpha_р \leqslant \Delta t; \qquad (1)$$

$$\theta_в = \left[\frac{2R_р \Delta t}{R_в(R_в + R_р)}\right]^{1/2}, \text{ если } S_ф\mathrm{tg}\alpha_р \geqslant \Delta t. \qquad (2)$$

Заметим, что выражения (1) и (2) получены с учетом того, что величины Δt и $S_ф$ малы по сравнению с величиной радиуса $R_р$ ролика. Угол $\theta_в$ зависит от фактической подачи $S_ф$, изменения толщины Δt стенки детали, радиусов $R_р$ ролика и $R_в$ заготовки, а также формы ролика (угла $\alpha_р$ конусности ролика). Максимальная протяженность контакта ролика с заготовкой в осевом направлении $l = \Delta t\mathrm{ctg}\alpha_р + S_ф$. Ширина зоны контакта в каждом сечении может быть определена по формуле $b = R_в\sin\theta_в$.

Пластическая деформация под роликом проходит в сравнительно короткий промежуток времени $\Delta t_в$, необходимый для прохождения зоны контакта материала заготовки с роликом. В этот промежуток времени материал течет под роликом в осевом направлении. Заметим, что угол контакта материала заготовки с роликом в основном постоянен, переменен на начальном и конечном участках очага деформации.

Следуя работе [4], рассмотрим вопрос о распределении скоростей течения материала в очаге деформации при установившемся деформировании. Скорость вдавливания ролика в заготовку определяется в сечении заготовки, проходящем под углом θ к линии центров:

$$V_R = R_в\theta(\omega_р + \omega_в),$$

где $\omega_р = \omega_в R_в/R_р$ — угловая скорость ролика; $\omega_в = 2\pi n$ — угловая скорость заготовки (n — частота вращения шпинделя).

В цилиндрической системе координат r, θ, z, связанной с заготовкой, в зоне контакта ролика с металлом в каждом сечении z = const в очаге деформации радиальная скорость $V_{rк} = -V_R\cos\theta$.

Запишем радиальную скорость в пластической области очага деформации в виде

$$V_r = -R_в\theta(\omega_р + \omega_в)\frac{r - r_0}{r_к - r_0}\cos\theta,$$

где $r_к$ — радиус контактной поверхности в цилиндрической системе координат в плоскости z = const.

Примем, что в пластической области в цилиндрической системе координат реализуется квазиплоская деформация, т. е. $\xi_\theta = 0$; $\xi_{\theta r} \neq 0$; $\xi_{\theta z} \neq 0$. Уравнение линии контакта в цилиндрической системе координат в сечении z = const имеет вид: $r_к = (R_д + z\mathrm{tg}\alpha_р)/\cos\theta$.

Приведем окончательные выражения для определения радиальной V_r, тангенциальной V_θ и осевой V_z скоростей течения материала:

$$\left.\begin{aligned}
V_r &= -(R_д + S_ф\mathrm{tg}\alpha_р + z\mathrm{tg}\alpha_р)\theta(\omega_р + \omega_в)\frac{r - r_0}{R_д + z\mathrm{tg}\alpha_р - r_0};\\
V_\theta &= -\omega_в r + (\omega_р + \omega_в)\frac{R_д + S_ф\mathrm{tg}\alpha_р + z\mathrm{tg}\alpha_p}{R_д + z\mathrm{tg}\alpha_p - r_0}(r - r_0)\frac{\theta^2}{2};\\
V_z &= \theta(\omega_р + \omega_в)\left[z + (S_ф + r_0\mathrm{ctg}\alpha_р)\ln\frac{z\mathrm{tg}\alpha_р + R_д - r_0}{R_д - r_0}\right] -\\
&- (R_д + S_ф\mathrm{tg}\alpha_р)\mathrm{ctg}\alpha_р\left[\frac{t_0(t_к + S_ф)}{\left(t_к + S_ф\mathrm{tg}\alpha_р\dfrac{\theta}{\theta_в}\right)^2} - 1\right].
\end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Заметим, что выражения (8) получены с учетом малости угла θ.

Компоненты скоростей деформаций вычисляются в цилиндрической системе координат по известным скоростям течения материала:

$$\left.\begin{aligned}
&\xi_r = \frac{\partial V_r}{\partial r};\ \xi_\theta = \frac{1}{r}\frac{\partial V_0}{\partial\theta} + \frac{V_r}{r};\ \xi_z = \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\xi_r - \xi_\theta;\\
&\xi_{\theta r} = \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r} + \frac{1}{r}\frac{\partial V_r}{\partial\theta};\ \xi_{\theta z} = \frac{1}{r}\frac{\partial V_z}{\partial\theta} + \frac{\partial V_\theta}{\partial z};\\
&\xi_{rz} = \frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r}.
\end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Будем считать материал трубной заготовки жесткопластическим, несжимаемым, цилиндрически ортотропным, подчиняющимся условию пластичности Мизеса—Хилла и ассоциированному закону пластического течения [5]. Принимаем, что в очаге пластической деформации реализуется квазиплоское течение материала, т. е.

$$\xi_\theta = 0;\ \xi_{\theta r} \neq 0;\ \xi_{\theta z} \neq 0;\ \sigma_\theta = \frac{F\sigma_r + H\sigma_z}{F+H};\ \xi_r = -\xi_z.$$

Введя в условиях плоского деформированного состояния следующие характеристики анизотропии:

$$c_{rz} = 1 - \frac{M(H+F)}{2(FG+GH+HF)};$$

$$c_{\theta r} = 1 - \frac{L(H+G)}{2(FG+GH+HF)};\ c_{\theta z} = 1 - \frac{N(F+G)}{2(FG+GH+HF)},$$

а также учитывая, что

$$F = \frac{1}{\sigma_{s\theta}^2(1+R_\theta)};\ R_\theta = \frac{H}{F};\ R_z = \frac{H}{G};\ \frac{G}{F} = \frac{R_\theta}{R_z};$$

$$2M = \frac{1}{S^2} = \frac{1}{\tau_{szr}^2};\ 2N = \frac{1}{T^2} = \frac{1}{\tau_{sz\theta}^2};\ 2L = \frac{1}{R^2} = \frac{1}{\tau_{s\theta r}^2},$$

получим выражение для определения скорости деформации ξ_i в виде:

$$\xi_i = \sqrt{\frac{2}{3}\frac{(R_z+R_\theta+R_zR_\theta)(1+R_\theta)}{R_\theta(R_\theta+R_z+1)(1-c_{rz})}}\left[(1-c_{zr})\xi_z^2 + \frac{1}{4}\xi_{rz}^2 + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{4}\frac{R_\theta(R_z+1)(1-c_{rz})}{R_z(R_\theta+1)(1-c_{\theta r})}\xi_{\theta r}^2 + \frac{1}{4}\frac{(R_z+R_\theta)(1-c_{rz})}{R_z(R_\theta+1)(1-c_{\theta z})}\xi_{\theta z}^2\right]^{1/2}.$$

Здесь и далее введены следующие обозначения: F, G, H, L, M, N — параметры анизотропии; σ_z, σ_θ, σ_r, $\tau_{\theta z}$, $\tau_{\theta r}$, τ_{rz} — осевые, окружные, радиальные и сдвиговые напряжения соответственно; ξ_z, ξ_θ, ξ_r, $\xi_{\theta z}$, $\xi_{\theta r}$, ξ_{rz} — скорости деформации в соответствующих направлениях.

Можно показать, что в принятых условиях деформирования уравнения пластического течения, устанавливающие связи между напряжениями и скоростями деформаций, для анизотропного тела запишутся в виде:

$$\left.\begin{array}{l}\sigma_z - \sigma = 2\mu_z\xi_z;\ \sigma_r - \sigma = -2\mu_r\xi_z;\ \sigma_\theta - \sigma = -2\mu_\theta\xi_z;\\ \tau_{\theta z} = \mu_{\theta z}\xi_{\theta z};\ \tau_{\theta r} = \mu_{\theta r}\xi_{\theta r};\ \tau_{rz} = \mu_{rz}\xi_{rz},\end{array}\right\} \quad (5)$$

где σ — среднее напряжение;

$$\mu_{\theta z} = \frac{\tau_{sz\theta}^2}{2\tau_{szr}}\frac{1}{\dot\psi};\ \mu_{\theta r} = \frac{\tau_{s\theta r}^2}{2\tau_{szr}}\frac{1}{\dot\psi};\ \mu_{rz} = \frac{\tau_{srz}}{2\dot\psi};$$

$$\mu_z = \frac{1}{3}\frac{(2+R_\theta)(1-c_{rz})\tau_{szr}}{1+R_\theta}\frac{1}{\dot\psi};$$

$$\mu_r = -\frac{1}{3}\frac{(2R_\theta+1)(1-c_{rz})\tau_{szr}}{1+R_\theta}\frac{1}{\dot\psi};$$

$$\mu_\theta = -\frac{1}{3}\frac{(1-R_\theta)(1-c_{rz})\tau_{szr}}{1+R_\theta}\frac{1}{\dot\psi};\ \dot\psi = \frac{\dot\lambda}{2\tau_{szr}};$$

$$\frac{\tau_{s\theta r}}{\tau_{szr}} = \sqrt{\frac{R_\theta(R_z+1)(1-c_{rz})}{R_z(R_\theta+1)(1-c_{\theta z})}};\ \frac{\tau_{sz\theta}}{\tau_{szr}} = \sqrt{\frac{(R_z+R_\theta)(1-c_{rz})}{R_z(R_\theta+1)(1-c_{\theta z})}};$$

$$\dot\lambda = 2\tau_{szr}\left[(1-c_{rz})\xi_z^2 + \frac{1}{4}\xi_{rz}^2 + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{4}\left(\frac{\tau_{s\theta r}}{\tau_{szr}}\right)^2\xi_{\theta r}^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{\tau_{sz\theta}}{\tau_{szr}}\right)^2\xi_{\theta z}^2\right]^{1/2}.$$

Разрешив выражения (5) относительно компонент тензора напряжений, получим:

$$\left.\begin{array}{l}\sigma_z = \sigma + 2\mu_z\xi_z;\ \sigma_r = \sigma + 2\mu_r\xi_z;\ \sigma_\theta = \sigma + 2\mu_\theta\xi_z;\\ \tau_{\theta z} = \mu_{\theta z}\xi_{\theta z};\ \tau_{\theta r} = \mu_{\theta r}\xi_{\theta r};\ \tau_{rz} = \mu_{rz}\xi_{rz}.\end{array}\right\} \quad (6)$$

Подставив уравнения (6) пластического течения, устанавливающие связи между напряжениями и скоростями деформаций, в уравнения равновесия в цилиндрической системе координат [6], получим систему уравнений для определения среднего напряжения:

$$\left.\begin{array}{l}\dfrac{\partial\sigma}{\partial r} + 2\dfrac{\partial(\mu_r\xi_z)}{\partial r} + \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial(\mu_{\theta r}\xi_{\theta r})}{\partial\theta} + \dfrac{\partial(\mu_{rz}\xi_{rz})}{\partial z} + \\ + \dfrac{2\xi_z}{r}(\mu_r - \mu_\theta) = 0;\\ \dfrac{\partial(\mu_{\theta r}\xi_{\theta r})}{\partial r} + \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial\sigma}{\partial\theta} + 2\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial(\mu_\theta\xi_{\theta z})}{\partial\theta} + \\ + \dfrac{\partial(\mu_{\theta z}\xi_{\theta z})}{\partial z} + 2\mu_{\theta r}\dfrac{\xi_{\theta r}}{r} = 0;\\ \dfrac{\partial(\mu_{rz}\xi_{rz})}{\partial r} + \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial(\mu_{\theta z}\xi_{\theta z})}{\partial\theta} + \dfrac{\partial\sigma}{\partial z} + \\ + 2\dfrac{\partial(\mu_z\xi_z)}{\partial z} + \mu_{rz}\dfrac{1}{r}\xi_{rz} = 0.\end{array}\right\} \quad (7)$$

Записав систему (7) уравнений в виде конечных разностей и разрешив каждое из них относительно среднего напряжения, получим выражения для определения величины среднего напряжения $\sigma(m, n)$.

Известно, что на границе входа материала в очаг пластической деформации при $r = R_в$, $\theta = 0$ величина осевого напряжения $\sigma_z = 0$. Это условие позволяет определить распределение величин среднего напряжения $\sigma(m, n)$ на входе материала в очаг пластической деформации и напряжений σ_r, σ_θ, σ_z и $\tau_{\theta r}$, $\tau_{\theta z}$, τ_{rz}, предварительно вычислив компоненты скоростей деформации по выражениям (6) и среднюю величину накопленной интенсивности деформации в очаге пластической деформации:

$$\varepsilon_{i\text{ср}} = \frac{1}{N_z}\sum_1^{N_z}\xi_{iz}\Delta t_{\text{об}i},$$

где $\Delta t_{\text{об}i}$ — время обработки материальной точки в очаге деформации на i-м обороте шпинделя; N_z — число обо-

ротов шпинделя, необходимое для прохождения материальной точки от входа в локальный очаг пластической деформации до выхода из него.

Уравнение траектории для материальной точки при стационарном течении в локальном очаге пластической деформации при ротационной вытяжке коническим роликом запишется следующем образом: $dr/V_r = rd\theta/V_\theta = dz/V_z$.

Время обработки материальной точки в очаге деформации на i-м обороте шпинделя вычисляется по формуле

$$\Delta t_{\text{об}i} = S_\phi \text{tg}\alpha_\text{р}/V_{R\text{ср}},$$

где $V_{R\text{ср}} = \frac{1}{\theta_\text{в}} \int\limits_0^{\theta_\text{в}} V_{Ri} d\theta$ — средняя величина скорости вдавливания ролика в заготовку (V_{Ri} — скорость вдавливания ролика в заготовку в i-м сечении).

Имея в своем распоряжении кривую упрочнения материала, можно найти среднее напряжение

$$\sigma_{s\theta\text{ср}} = \sigma_{0,2\theta} + Q(\varepsilon_{i\text{ср}})^n,$$

среднюю интенсивность напряжения

$$\sigma_{i\text{ср}} = \sigma_{s\theta\text{ср}} \sqrt{\frac{3}{2} \frac{R_z(1+R_\theta)}{(R_z + R_\theta + R_z R_\theta)}},$$

а также величины сопротивления материала пластическому деформированию при сдвиге:

$$\tau_{srz\text{ср}} = \frac{\sigma_{s\theta\text{ср}}}{2}(1 + R_\theta)\sqrt{\frac{R_z}{R_\theta(R_\theta + R_z + 1)(1 - c_{rz})}};$$

$$\tau_{sz\theta\text{ср}} = \frac{\sigma_{s\theta\text{ср}}}{2}\sqrt{\frac{(1+R_\theta)(R_z + R_\theta)}{R_\theta(R_\theta + R_z + 1)(1 - c_{\theta z})}};$$

$$\tau_{sr\theta\text{ср}} = \frac{\sigma_{s\theta\text{ср}}}{2}\sqrt{\frac{(1+R_\theta)(R_z + 1)}{(R_\theta + R_z + 1)(1 - c_{\theta r})}},$$

где $\sigma_{0,2\theta}$ и Q, n — условный предел текучести и константы кривой упрочнения исследуемого материала.

Накопленная интенсивность деформации рассматриваемой точки на выходе из локального очага пластической деформации определяется по выражению

$$\varepsilon_i = \sum_1^{N_z} \xi_{iz} \Delta t_{\text{об}i}.$$

Информация о среднем напряжении и скоростях деформации вместе с кривой упрочнения материала позволяет рассчитать напряженное состояние в каждой точке очага деформации. Все перечисленные выше характеристики напряженного и деформированного состояний вычисляются численно с использованием метода конечных разностей.

Составляющие сил ротационной вытяжки определяются по формулам:

радиальная

$$P_R = \int\int \sigma_R r_\text{к} d\theta \sin\theta dz, \qquad (8)$$

тангенциальная

$$P_\tau = \int\int \sigma_\tau|_{\theta = \theta_\text{в}} dr \cos\theta_\text{в} dz, \qquad (9)$$

осевая

$$P'_z = \int\limits_{R_\text{д}}^{r_\text{к}} \int\limits_0^{\theta_\text{в}} \sigma_z(r, \theta) r dr d\theta, \qquad (10)$$

где $\sigma_\tau = \sigma_r \sin^2\theta + \sigma_\theta \cos^2\theta + \tau_{\theta r} \sin 2\theta;$

$\sigma_R = \sigma_r \cos^2\theta + \sigma_\theta \sin^2\theta - \tau_{\theta r} \sin 2\theta;\ \sigma'_z = \sigma_z.$

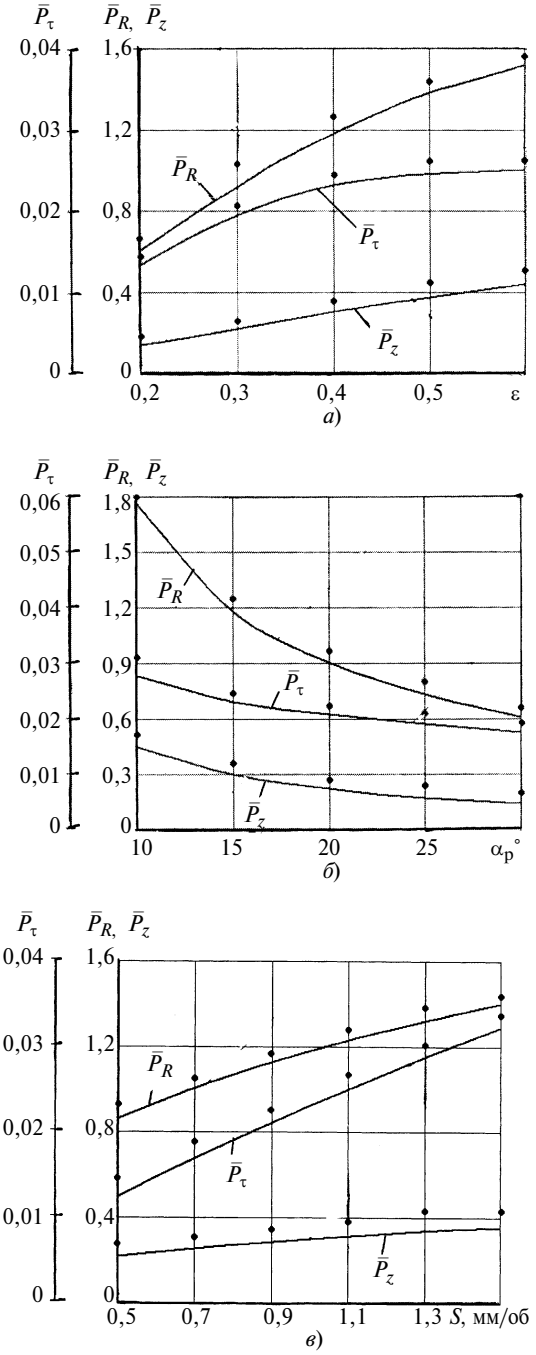


Рис. 2. Зависимости $\bar{P}_R$, $\bar{P}_\tau$, $\bar{P}_z$ от ε (*а*), $\alpha_\text{р}$ (*б*) и S (*в*): *а* — $\alpha_\text{р} = 15°$; $S = 1$ мм/об; *б* — $\varepsilon = 0,4$; $S = 1$ мм/об; *в* — $\alpha_\text{р} = 15°$; $\varepsilon = 0,4$

С учетом составляющей силы трения осевая сила

$$P_z = P'_z + \mu_o P_R, \qquad (11)$$

где μ_o — коэффициент трения между поверхностями заготовки и оправки.

На рис. 2 представлены графические зависимости изменения относительных величин радиальной $\bar{P}_R$, тангенциальной $\bar{P}_\tau$ и осевой $\bar{P}_z$ составляющих сил от степени деформации ε, угла α_p конусности ролика и рабочей подачи S соответственно при ротационной вытяжке цилиндрических деталей из стали 12Х3ГНМФБА одним роликом. Здесь введены обозначения: $\bar{P}_R = P_R/[(R_в - 0{,}5t_0)t_0\theta_в\sigma_{0,2\theta}]$; $\bar{P}_\tau = P_\tau/[(R_в - 0{,}5t_0) \times \times t_0\theta_в\sigma_{0,2\theta}]$; $\bar{P}_z = P_z/[(R_в - 0{,}5t_0)t_0\theta_в\sigma_{0,2\theta}]$.

Расчеты выполнены для трубной заготовки из стали 12Х3ГНМФБА с наружным радиусом трубной заготовки $R_в = 114{,}4$ мм, толщиной стенки $t_0 = 9$ мм, при диаметре ролика $D_p = 280$ мм, частоте вращения шпинделя $n = 60$ мин$^{-1}$, $\mu_o = 0{,}15$. Механические характеристики исследуемого материала: $\sigma_{0,2\theta} = 522$ МПа; $Q = 451$ МПа; константа кривой упрочнения $n = 0{,}435$; $R_\theta = 0{,}85$; $R_z = 1{,}05$; $R_{45} = 1{,}1$; $c_{rz} = c_{\theta r} = -0{,}12$. Величины радиальной P_R, тангенциальной P_τ и осевой P_z составляющих сил определяли по выражениям (8), (9) и (11) соответственно.

Анализ графиков и результатов расчета показывает, что с увеличением степени деформации относительные величины радиальных $\bar{P}_R$, осевых $\bar{P}_z$ и тангенциальных $\bar{P}_\tau$ составляющих сил "интенсивно растут. Интенсивности возрастания исследуемых составляющих сил существенно зависят от угла α_p конусности ролика. Так, при угле конусности ролика $\alpha_p = 15^\circ$ увеличение степени деформации от 0,2 до 0,6 ($S = 1$ мм/об) приводит к росту относительных радиальной составляющей силы более чем в 2,5 раза; осевой — в 3 раза, тангенциальной в 2 раза. Установлено, что с увеличением рабочей подачи S и уменьшением угла α_p конусности ролика все три относительные составляющие силы возрастают. Расчеты силовых режимов показали, что изменение условий трения на контактной поверхности оправки и заготовки существенно влияет на относительную величину осевой силы $\bar{P}_z$. С ростом коэффициента μ_o трения на оправке величина относительной силы $\bar{P}_z$ возрастает. Показано, что учет анизотропии механических свойств исходной трубной заготовки уточняет величины радиальных $\bar{P}_R$, осевых $\bar{P}_z$ и тангенциальных $\bar{P}_\tau$ составляющих сил ротационной вытяжки с утонением стенки более чем на 25 %.

Экспериментальные исследования силовых параметров ротационной вытяжки осуществлялись на установке, смонтированной на базе токарного станка модели 165. В процессе обработки деталей проводили замеры, необходимые для определения трех составляющих сил ротационной вытяжки: радиальной P_R, осевой P_z и тангенциальной P_τ. Тангенциальную силу P_τ определяли косвенным путем по замерам разности мощностей, потребляемых электроприводом при обработке детали и при холостом вращении оправки с деталью. Экспериментальные значения осевой P_z и радиальной P_R составляющих сил были получены с помощью тензодатчиков, размещенных на чувствительных элементах — кольцах, установленных в узле крепления роликов.

Сравнение результатов теоретических расчетов и экспериментальных данных по силовым режимам ротационной вытяжки указывает на их удовлетворительное расхождение (до 10 %).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баркая В. Ф., Рокотян С. В., Рузанов Ф. И.** Формоизменение листового материала. М.: Металлургия, 1976. 294 с.
2. **Гредитор М. А.** Давильные работы и ротационное выдавливание. М.: Машиностроение, 1971. 239 с.
3. **Могильный Н. И.** Ротационная вытяжка оболочковых деталей на станках. М.: Машиностроение, 1983. 190 с.
4. **Трегубов В. И., Яковлев С. П., Яковлев С. С.** Силовые режимы ротационной вытяжки цилиндрических деталей на специализированном оборудовании // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2005. № 1. С. 17—23.
5. **Яковлев С. П., Яковлев С. С., Андрейченко В. А.** Обработка давлением анизотропных материалов. Кишинев: Квант, 1997. 331 с.
6. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

УДК 621.772

А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук, В. В. УЛЬЯНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана), В. М. СКОРОМНОВ, А. А. БЕКАЕВ, кандидаты технических наук (Электростальский политехнический институт)

Исследование комбинированного волочения инструментом с регулярным микрорельефом

Проведены исследования, позволяющие расширить информационную базу целенаправленного совершенствования процесса волочения и распространить выявленные закономерности на другие технологические процессы такие, как комбинированные редуцирование и прошивание.

С целью совершенствования технологии волочения были проведены исследования, в которых в качестве экспериментальных образцов-заготовок (далее образцов) использовали цилиндрические штоки из стали 45 (1810 НВ) номинальной длинной 200 мм. Образцы обрабатывали с точностью размеров до 0,02 мм и параметром Ra шероховатости поверхности от 0,144 до 0,384 мкм.

По результатам работы [1] в качестве обрабатывающего инструмента применяли соответствующие волоки (фильеры) с иррегулярным (ИМР) и регулярным (РМР) микрорельефами, изготовленные из стали 9ХС (58 ÷ 61 HRC), с рабочим каналом диаметром $20^{+0,03}$ мм, углами рабо-

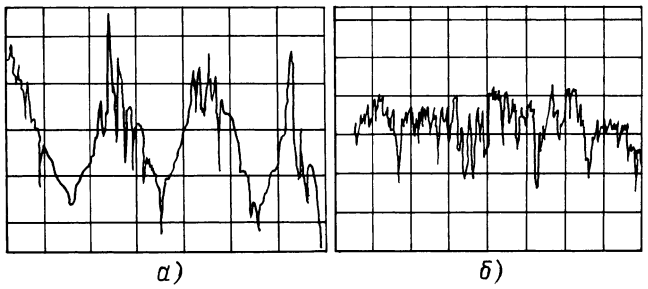


Рис. 1. Продольные профилограммы калибрующей ленточки фильер (увеличение вертикальное × 4000, горизонтальное × 40): *а* — РМР поверхности; *б* — ИМР поверхности

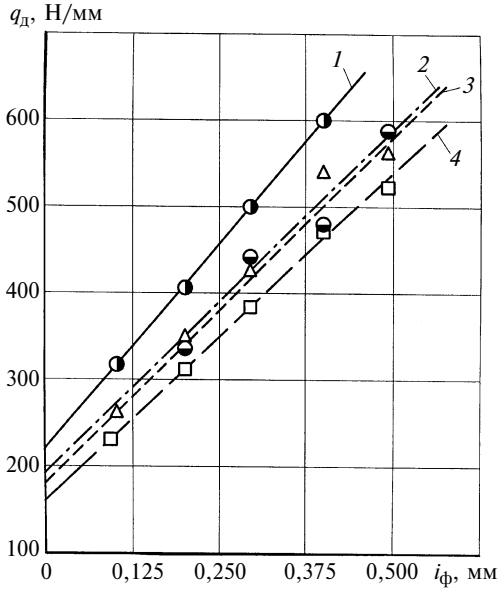


Рис. 2. Зависимости удельного усилия $q_д$ волочения от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования, микрорельефа поверхности инструмента и технологической смазки: *1* — $Г_к = Ш_к = 0$, смазка И-40; *2* — $Г_к = 10$ мкм, $Ш_к = 0{,}5$ мм, смазка И-40; *3* — $Г_к = Ш_к = 0$, смазка солидол + дисульфид молибдена; *4* — $Г_к = 10$ мкм, $Ш_к = 0{,}5$ мм, смазка солидол + + дисульфид молибдена

чего и обратного конусов 5° и шириной калибрующей ленточки 5 мм. Иррегулярный микрорельеф поверхности волок формировали шлифованием с высотой H_{max} максимального выступа от 7 до 11 мкм, регулярный микрорельеф формировали с помощью алмазного выглаживателя с радиусом 1,5 мм в виде однозаходных винтовых канавок с шагом $Ш_к = 0{,}5$ мм и глубиной $Г_к = 10$ мкм.

Продольные профилограммы калибрующих ленточек фильер приведены на рис. 1. Нулевые параметры РМР ($Г_к = Ш_к = 0$) условно соответствуют ИМР. Номинальный натяг $i_н$ пластического деформирования варьировался в диапазоне 0,1 ÷ 0,5 мм с интервалом 0,1 мм.

Для оценки влияния смазочно-охлаждающей среды использовали жидкую смазку в виде минерального масла И-40 и пластичную смазку, состоящую из смеси солидола и мелкодисперсного порошка дисульфида молибдена. Скорость волочения около 1 м/мин.

На рис. 2 представлены зависимости удельного усилия $q_д$ волочения от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования, технологической смазки и микрорельефа поверхности инструмента, которые могут быть представлены следующими выражениями:

для пластичной смазки:

$$\left.\begin{array}{l}\text{при } Г_к = Ш_к = 0 \; q_д = 175{,}81 + 814{,}4i_ф; \\ \text{при } Г_к = 10 \text{ мкм и } Ш_к = 0{,}5 \text{ мм } q_д = 157{,}5 + 755{,}5i_ф;\end{array}\right\} \quad (1)$$

для жидкой смазки:

$$\left.\begin{array}{l}\text{при } Г_к = Ш_к = 0 \; q_д = 217{,}718 + 944{,}89i_ф; \\ \text{при } Г_к = 10 \text{ мкм и } Ш_к = 0{,}5 \text{ мм } q_д = 185 + 798{,}8i_ф.\end{array}\right\} \quad (2)$$

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, и выражений (1) и (2) показал, что при использовании инструмента с РМР и пластичных смазок, реализующих режим гидродинамического трения, возможно существенное (до 20 %) уменьшение усилия обработки.

Практика показала [3], что при уменьшении усилия обработки на 10 %, стойкость инструмента повышается в среднем в 1,5 раза. Дополнительное повышение стойкости можно получить при большей маслоемкости РМР поверхности инструмента (см. рис. 1), что следует из опыта комбинированной обработки отверстий [4, 5]. Это приводит к замедлению и нейтрализации негативных адгезионных явлений [6, 7].

На рис. 3 представлены зависимости относительного удлинения ΔL образцов при обработке с использованием пластичной смазки, которые хорошо согласуются с зависимостями, представленными на рис. 2, — чем меньше усилие волочения, тем меньше удлинение и наоборот.

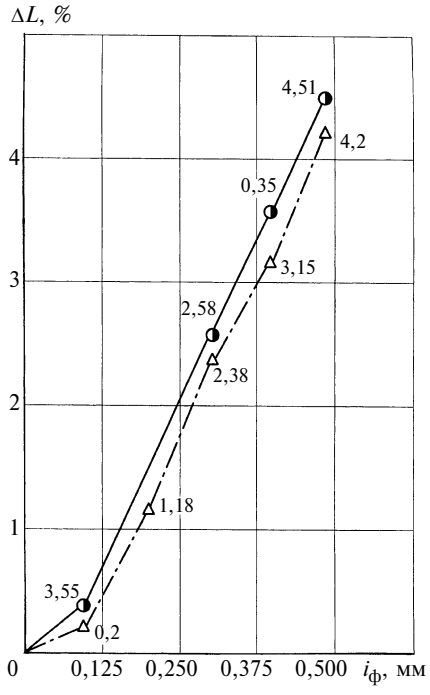


Рис. 3. Зависимости относительного удлинения Δh образцов от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования при использовании пластичной смазки и инструмента с ИМР (◑) и РМР (Δ) поверхности

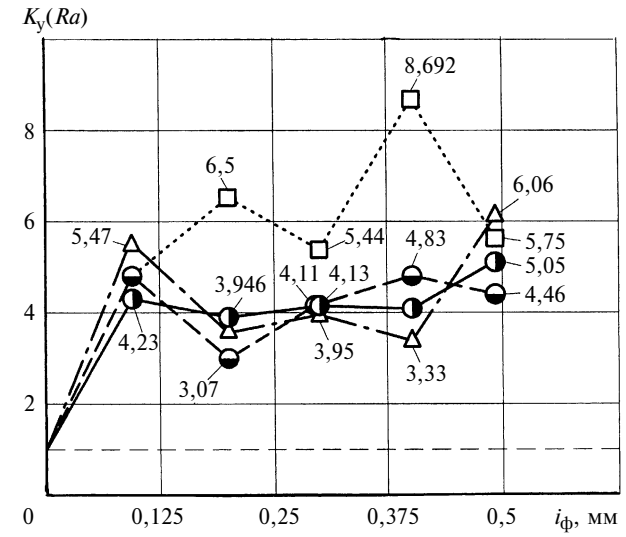


Рис. 4. Зависимости коэффициента уточнения $k_у$ по параметру *Ra* шероховатости поверхности образцов от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования, микрорельефа поверхности инструмента и технологической смазки:
◑ — ИМР, смазка солидол + дисульфид молибдена; ◒ — ИМР, смазка И-40; △ — РМР, смазка солидол + дисульфид молибдена; □ — РМР, смазка И-40

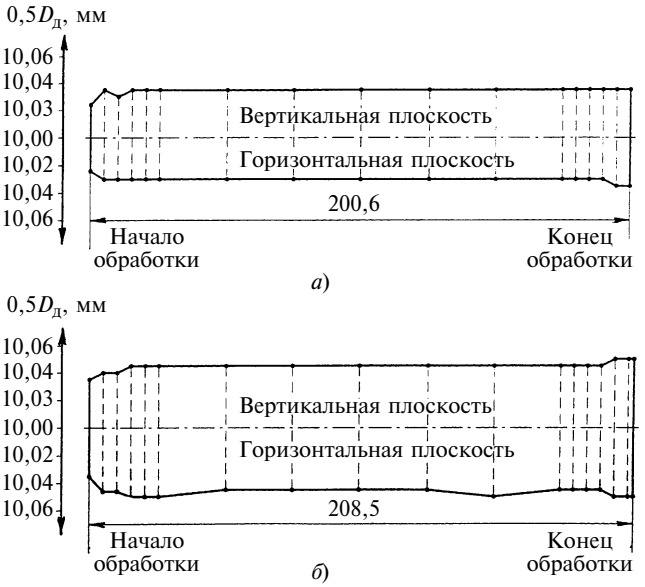


Рис. 5. Характерные профили образцов, полученные с помощью инструмента с ИМР с применением пластичной смазки:
а — $i_н$ = 0,1 мм; *б* — $i_н$ = 0,5 мм

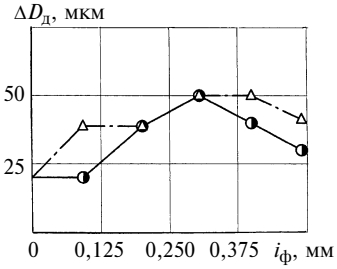


Рис. 6. Зависимости полей рассеяния диаметра *D* образцов от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования при использовании пластичной смазки для инструмента с ИМР (◑) и РМР (△) поверхности

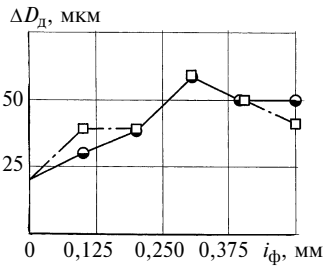


Рис. 7. Зависимости полей рассеяния диаметра *D* образцов от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования при использовании жидкой смазки для инструмента с ИМР (◒) и РМР (□) поверхности

На рис. 4 представлены зависимости коэффициента утонения $K_у$ по параметру *Ra* шероховатости поверхности образцов [5], анализ которых показал, что РМР обеспечивает меньшее усилие обработки, но такое же или даже более высокое качество поверхности по шероховатости. Это связано с тем, что каждый микровыступ РМР (см. рис. 1, *а*) является микродеформирующем элементом, оказывающим дополнительную деформацию. При этом в случае применения пластичной смазки шероховатость хуже, чем при использовании жидкой смазки. Это связано с тем, что при использовании пластичной смазки, обеспечивающей гидродинамический режим трения, часть деформации локализуется в более толстом смазочном слое, а при использовании жидкой смазки (менее вязкой) обеспечивается граничный режим трения.

Исследование профилей образцов (рис. 5) показало, что размерная точность в бóльшей степени зависит от погрешности профиля продольного сечения, определяемой деформирующим эффектом в начале и конце обработки, который проявляется соответственно в виде фаски от смятия переднего и упругого восстановления заднего торцов образца. Кроме того, в диапазоне 0,1 ÷ 0,5 мм номинального натяга пластического деформирования наблюдается увеличение упругого восстановления поверхности образцов.

Исследование зависимостей полей рассеяния диаметра *D* образцов [5] при различных смазках (рис. 6 и 7) показало, что минимальная точность (максимальное значение ($\Delta D_д$) приходится на номинальный натяг пластического деформирования $i_н$ = 0,3 мм, что связано с ростом соответствующих искажений в начале и конце обработки.

Таким образом, данные исследования позволили расширить информационную базу для целенаправленного совершенствования процесса волочения [6] и распространить выявленные закономерности на аналогичные технологии, например, комбинированные методы редуцирования и прошивания [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Щедрин А. В., Ульянов В. В., Бекаев А. А.** Повышение эффективности методов комбинированного волочения за счет регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 58—60.
2. **Щедрин А. В.** Совершенствование комбинированных методов редуцирования и прошивания // Металлург. 2005. № 10. С. 66—69.
3. **Платов С. И., Терентьев Д. В.** Волочение катанки и проволоки с регламентируемым микрорельефом поверхности // Производство проката. 2002. № 4. С. 27—28.
4. **Щедрин А. В., Таненгольц А. Б.** Совершенствование характеристик инструмента для деформирующе-выглаживающего прошивания отверстий // Машиностроитель. 2002. № 11. С. 20—23.
5. **Щедрин А. В., Кузнецов А. М., Егорова З. И.** Повышение эффективности методов комбинированного прошивания отверстий // Машиностроитель. 1999. № 12. С. 36—40.
6. **Щедрин А. В., Таненгольц А. Б., Скоромнов В. М.** Трибологическая концепция системного анализа-синтеза комбинированных методов деформирующе-режущей обработки // Техника машиностроения. 2001. № 4 (32). С. 53—59.
7. **Повышение** эффективности механообработки совершенствованием инструмента / А. В. Щедрин и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2004. № 1. С. 52, 53.

УДК 658.5:629.76/.78

К. Д. ПАНТЕЛЕЕВ, канд. техн. наук (ФГУП "Распорядительная дирекция Минкультуры России")

Структурная декомпозиция, синтез и многокритериальный выбор альтернатив при формировании производственных систем

Вследствие недостатка практического опыта и методических знаний при формировании эффективных производственных систем (ПС) в новых экономических условиях в настоящее время имеет место проблема адаптации промышленности России к условиям рынка [1, 2]. Необходимо отметить, что для обеспечения эффективного перехода предприятий машиностроения к условиям рынка решающее значение имеют способы реорганизации и формирования ПС. Ниже рассматривается проблема структурной декомпозиции, синтеза и многокритериального выбора альтернатив при формировании ПС применительно к одной из базовых отраслей промышленности России — космическому машиностроению.

Под формированием ПС понимается совокупность мероприятий по модернизации действующих или проектированию новых ПС, включающая описание целей, задач и критериев, а также синтез вариантов ПС и выбор из них наиболее рационального.

Формирование эффективных вариантов ПС в условиях неполноты информации на ранних стадиях жизненных циклов изделий (ЖЦИ) ракетно-космической техники (РКТ) относится к классу слабоструктурированных задач, сопряжено с максимальным объемом вариантов решений и имеет приоритетное значение по затратам и длительности исполнения, а также по степени влияния на последующие стадии [3—5].

С учетом изложенного в статье проблема структурной декомпозиции, синтеза и многокритериального выбора альтернативных вариантов при формировании эффективных ПС РКТ рассматривается не фрагментарно, а как единая для ранних и последующих стадий ЖЦИ РКТ.

Основными особенностями выстраивания иерархии работ по формированию ПС на ранних стадиях ЖЦИ РКТ являются: наличие единой, обоснованной и документально оформленной цели работ; вертикальная иерархическая соподчиненность целей и задач работ, ограничений, критериев предпочтения, способов представления проектной документации по конструкторским, технологическим и производственным решениям; организационная обособленность работ по стадиям ЖЦИ; линейная координация работ по формированию конструкторско-технологических и производственных решений при доминировании процесса формирования ПС.

Поскольку на ранних стадиях ЖЦИ РКТ имеют место жестко обусловленная последовательность проектных работ, нечеткость принимаемых (постоянно изменяемых или уточняемых) решений, а также необходимость учета изоморфизма конструкций, технологий и ПС, процесс формирования ПС рассматривается едино — в виде нечеткой двухуровневой иерархической системы (рис. 1).

Соответственно, решение проблемы структурной декомпозиции, синтеза и многокритериального выбора альтернативных вариантов при формировании эффективных ПС возможно исключительно на основе обобщенной структурной модели процесса формирования ПС, которая представляется в виде нечеткой двухуровневой иерархии, где на первом уровне последовательно выполняются постановка и структурная декомпозиция задачи формирования вариантов ПС, а на втором — синтез вариантов декомпозиции ПС и их согласование по критериям предпочтения (рис. 2) [6—8]:

$$\tilde{F} = (\tilde{S}, \tilde{Z}, \tilde{Q}, \tilde{\theta}, \tilde{J}, \tilde{L}, \tilde{E}),$$

где $\tilde{J}: \tilde{Q} \xrightarrow{\tilde{S}\ \tilde{Z}\ \tilde{L}\ \tilde{\theta}} \tilde{E}$.

Здесь $\tilde{S}$, $\tilde{Z}$, $\tilde{Q}$, $\tilde{\theta}$, $\tilde{L}$ — модели соответственно ПС, систем проектных задач, целей, критериев предпочтения, условий и ограничений; E — наиболее рациональный вариант ПС.

На уровне 1 осуществляется декомпозиция цели формирования ПС в виде двухуровневой иерархии с выявлением кластеров задач по формированию ПС (областей в массивах Z предметной области формирования

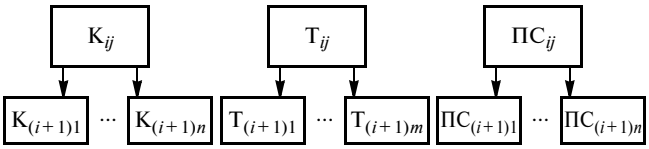


Рис. 1. Двухуровневые иерархические системы конструкторских (К), технологических (Т), производственно-системных (ПС) решений

Рис. 2. Структура процесса формирования ПС

ПС), в пределах которых будут синтезироваться варианты ПС:

$$\tilde{f}_{ij}\colon \tilde{Q}_{ij} \xrightarrow{\tilde{\theta}\ \tilde{Q}\ \tilde{L}\ \tilde{Z}\ \tilde{S}} \tilde{Z}'_{ij},$$

где $\tilde{Q}_{ij}$ — цель формирования j-й ПС i-го уровня, $\tilde{Z}'_{ij}$ — кластер задач по формированию ПС (поле задачи), в пределах которого будет осуществляться синтез вариантов ПС.

При формировании кластера $\tilde{Z}'_{ij}$ последовательно осуществляются: идентификация цели и границ внешних условий и ограничений формирования ПС; описание критерия предпочтения.

Во избежание избыточных итераций в процессе $\tilde{f}_{ij}$ необходимо выявить в массивах описаний $\tilde{S}_{ij}$ описание решения $\tilde{S}^*_{ij}$, обладающего наибольшей мерой $\tilde{\mu}^*_{ij}$ с $\tilde{Q}_{ij}$ и использовать его в качестве уточненной цели $\tilde{Q}^*_{ij}$. Для этого осуществляется: формирование кластера $\tilde{S}'_{ij}$ на базе признаков показателей и параметров $\tilde{Q}_{ij}$, уточнение кластера $\tilde{S}'_{ij}$ путем разбиения на более мелкие с более высокой мерой подобия и выбор кластера с наибольшей мерой подобия с $\tilde{Q}_{ij}$.

В дальнейшем описание выбранного кластера используется в качестве уточненной цели $\tilde{Q}^*_{ij}$ для последующего шага декомпозиции. Обобщенно уточнение кластера $\tilde{S}'_{ij}$ требует выполнения двух шагов: установление порога меры подобия $\lambda^*_{ij} = [0, 1]$ кластера $\tilde{S}_{ij}$ и $\tilde{Q}_{ij}$; разбиение кластера $\tilde{S}_{ij}$ по принципу, что мера подобия $\tilde{\mu}_{ij} > \lambda^*_{ij}$.

Аналогично осуществляется уточнение $\tilde{L}'_{ij}$ и $\tilde{\theta}'_{ij}$.

На уровне 2 осуществляются формирование альтернативных вариантов ПС и выбор из них наиболее рационального:

$$\tilde{Q}'_{ij} \xrightarrow{\tilde{S}'_{ij}} \tilde{R}_{ij}.$$

Формирование вариантов ПС можно представить как $\tilde{Q}'_{ij} \xrightarrow{\tilde{S}'_{ij}\,\tilde{L}'_{ij}} \{\tilde{R}_{ij}\}$; согласование и выбор вариантов ПС по критериям проектных задач — $\{\tilde{R}_{ij}\} \xrightarrow{\tilde{\theta}'_{ij}} \tilde{R}_{ij}$. Формирование вариантов ПС осуществляется путем: синтеза вариантов ПС — $\tilde{Q}_{ij} \xrightarrow{\tilde{S}'_{ij}} \{\tilde{R}_{sij}\}$; определения рациональных вариантов ПС — $\{\tilde{R}_{sij}\} \xrightarrow{\tilde{L}'_{ij}} \{\tilde{R}_{ij}\}$. Согласование и выбор вариантов ПС по критериям проектных задач заключаются в идентификации критериев выбора — $\{\tilde{R}_{ij}\} \xrightarrow{\tilde{\theta}'_{ij}} \{\tilde{\Phi}_{ij}\}$ и выборе варианта ПС — $\{\tilde{R}_{ij}\} \xrightarrow{\tilde{\theta}'_{ij}\,\tilde{\Phi}_{ij}} \tilde{R}_{ij}$.

Предложенный подход существенно отличается от применявшихся ранее подходов, основанных на моделях задач целочисленного программирования и предполагающих итеративный перебор всех возможных вариантов ПС [9—11]. Реализация этого подхода предусматривает применение методов, позволяющих осуществлять формирование кластеров ПС, соответствующих задаваемым формам структурной декомпозиции ПС, упорядоченное уточнение сформированных кластеров ПС путем последовательного разбиения их на более мелкие группировки с более высокой мерой подобия.

Формирование вариантов кластеров ПС, соответствующих формам декомпозиции ПС, реализуется посредством использования операторов поиска описаний, входящих в сигнатуру модели ПО формирования ПС [12, 13]. Вместе с тем разработка аппарата эффективного поиска форм (базы знаний) структурной декомпозиции ПС требует применения математических методов, учитывающих иерархическую структуру как конструкторских, технологических и производственных решений, так и непосредственно самого процесса формирования ПС, а также нечеткость условий формирования ПС на ранних стадиях ЖЦИ.

Метод структурной декомпозиции ПС с учетом указанных требований подробно рассмотрен в работах [12, 13]. Приведем его краткое описание.

В качестве аппарата структурной декомпозиции ПС были использованы порождающие грамматики, которые являются одним из элементов теории формальных языков Н. Хомского [14, 15]. Такая схема называется синтаксическим деревом, которое описывает синтаксис, или структуру предложения, разлагая его на составные части. Например, иерархическую структуру ПС изготовления обечайки из алюминиевого сплава можно трактовать как синтаксическое дерево, представленное следующей грамматикой $G = (Vt, Vn, P, S)$ (рис. 3). Здесь: Vt — словарь терминальных символов: контроль параметров шва, контроль геометрии, штамповка, за-

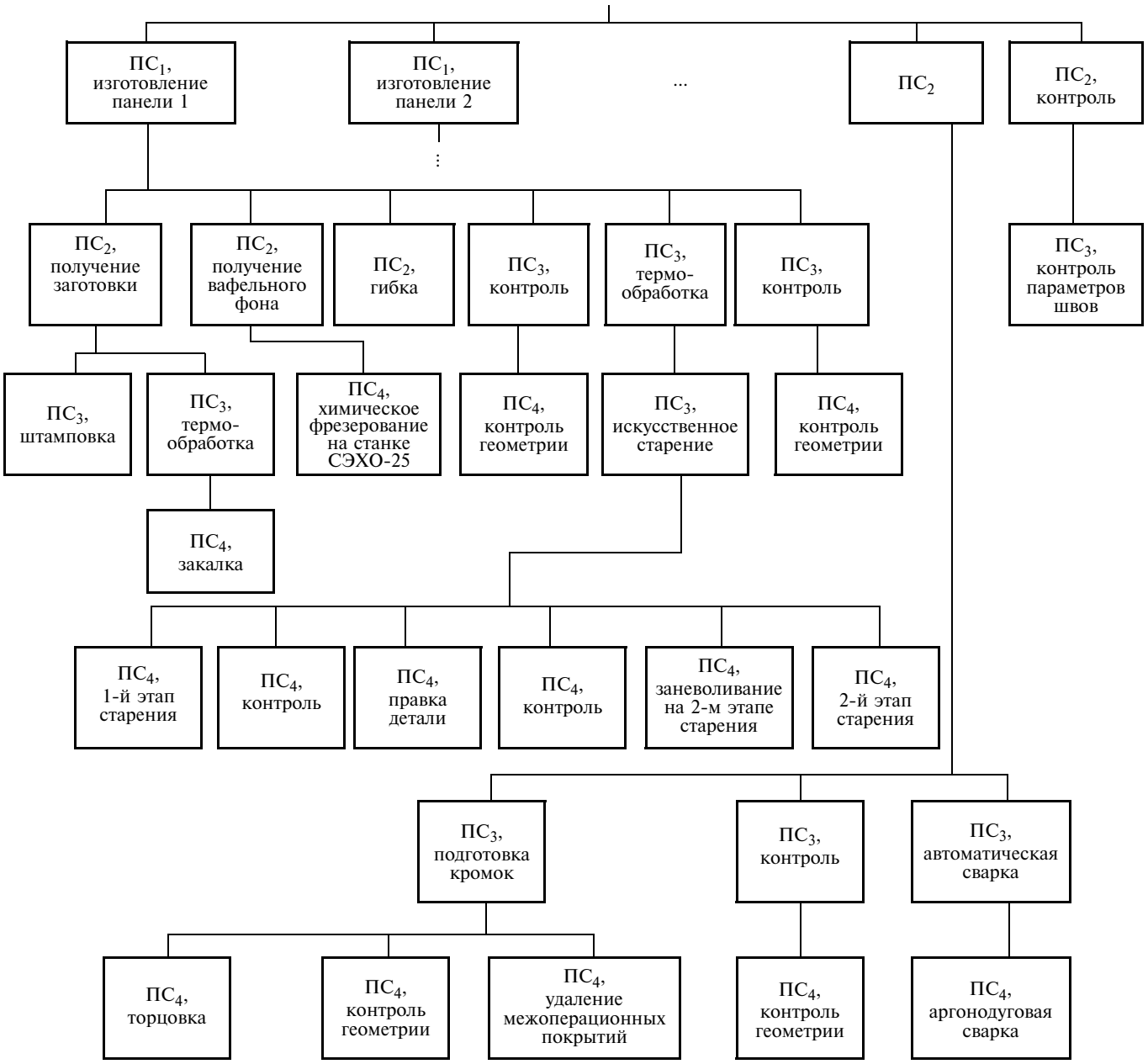


Рис. 3. Иерархическая структура ПС изготовления обечайки из алюминиевого сплава

калка, химическое фрезерование на станке СЭХО-25, торцовка, аргонодуговая сварка, 1-й этап старения, правка детали, заневоливание на 2-м этапе старения, 2-й этап старения; *Vn* — словарь нетерминальных символов : получение соединения, изготовление панели 1, изготовление панели 2, сборка, контроль, получение заготовки, получение вафельного фона, термообработка, искусственное старение, подготовка кромок, удаление межоперационных покрытий, автоматическая сварка; *P* — правила: "получение соединения ⇒ изготовление панели 1, изготовление панели 2, сборка, контроль"; "изготовление панели 1 ⇒ получение заготовки, получение вафельного фона, гибка, контроль, термообработка, контроль"; "изготовление панели 2 ⇒ получение заготовки, получение вафельного фона, гибка, контроль, термообработка, контроль"; "получение заготовки ⇒ штамповка, термообработка"; "получение вафельного фона ⇒ химическое фрезерование на станке СЭХО-25, термообработка, искусственное старение"; "термообработка ⇒ закалка"; "искусственное старение ⇒ 1-й этап старения, контроль, правка детали, контроль, заневоливание на 2-м этапе старения, 2-й этап старения"; "контроль ⇒ контроль геометрии"; "контроль ⇒ контроль параметров шва"; "сборка ⇒ подготовка кромок, контроль, автоматическая сварка"; "автоматическая сварка ⇒ аргонодуговая сварка"; "подготовка кромок ⇒ торцовка, контроль, удаление межоперационных покрытий"; *S* — начальный символ — "получение соединения".

Таким образом, проблему структурной декомпозиции ПС можно решать посредством аппарата математической лингвистики, используя аналогию с естественными языками. Тогда задача структурной декомпозиции ПС

формулируется следующим образом: построить все возможные предложения в языке, который задается конечной грамматикой *G*.

Однако в большинстве случаев грамматики *G* явно недостаточно из-за необходимости учета различных условий формирования вариантов декомпозиции ПС. Например, для алюминиевого сплава 1201 существует правило: "термообработка ⇒ закалка" — при условии, что термообработка применяется в заготовительном производстве, и в то же время существует правило: "термообработка ⇒ искусственное старение", если термообработка применяется при изготовлении панели, т. е. появляется дополнительный контекст: если состояние изделия — "заготовка", то правило — "термообработка ⇒ закалка", если состояние изделия — "деталь", то — "термообработка " искусственное старение".

Для подобных случаев в работе [5] предложен подход, состоящий в том, что любой символ грамматики *G* (терминальный и нетерминальный) может быть сопоставлен с некоторым числом атрибутов. Каждый атрибут при этом принимает значение из своей области определения. Значения атрибутов используются для проверки контекстных условий. Для этого можно ввести иерархическую систему функций, которым должны удовлетворять значения атрибутов символов в синтаксическом дереве, соответствующем предложению, принадлежащему языку. Тогда если предложение, порожденное такой грамматикой, имеет значение атрибутной функции "ложь" хотя бы в одном узле синтаксического дерева, то предложение считается не принадлежащим языку. Грамматики такого типа получили название "атрибутных" [6]. Выбором соответствующих значений атрибутов и функций могут быть формализованы практически любые контекстные условия.

Для упорядоченного уточнения сформированных кластеров ПС путем последовательного разбиения их на более мелкие группировки с более высокой мерой подобия использован метод кластер-анализа [16]. Применение метода кластер-анализа позволяет упорядочить процесс формирования вариантов декомпозиции ПС, поскольку дает возможность осуществлять последовательное уточнение кластеров ПС, соответствующих выбранным формам декомпозиции.

Как отмечалось ранее, проблема согласования и выбора варианта ПС требует применения типового, объектно-независимого метода, предусматривающего возможность изменения состава критериев, учитывающего различное влияние критериев на принятие решения.

Существует достаточное число методов [3], отвечающих указанным требованиям. Предпочтительным является метод порогов несравнимости, зарекомендовавший себя в практике формирования ПС сборки-сварки обечаек корпусных и баковых конструкций изделий РКТ [9, 10, 12, 13]. Это — объектно-независимый метод, который учитывает различные степени влияния критериев выбора на принятие решения и различие шкал измерения оценок критериев, допускает активное участие проектировщиков в процессе согласования и выбора вариантов ПС. На его основе можно разработать типовую процедуру согласования и выбора вариантов ПС, которая позволит выбрать решения в любой проектной ситуации.

Таким образом, предложенные аппарат структурной декомпозиции и уточнения вариантов ПС и критерий оценки согласования и выбора эффективных вариантов ПС на основе метода порогов несравнимости обеспечивают единый подход к формированию ПС на всех уровнях декомпозиции ПС в условиях неполноты информации на ранних стадиях ЖЦИ РКТ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Стратегия** и неотложные задачи преобразования машиностроения Российской Федерации / Л. Абалкин, Б. Мильнер и др. // Вопросы экономики. 1996. Вып. 11. С. 48—71.
2. **Стратегия** промышленного развития России / Е. Вигдорчик, В. Кашин, И. Липсиц и др. // Вопросы экономики. 1996. Вып. 11. С. 4—31.
3. **Бендиков М. А.** Стратегическое планирование развития наукоемких технологий и производств (на примере космического машиностроения). М.: Academia, 2000. 304 с.
4. **Денисов А. В.** Выбор технологических процессов на ранних стадиях проектирования изделий при многокритериальной оценке вариантов // Тез. докл. Всесоюз. семинара "Проектирование систем ракетного и артиллерийского вооружения". М.: МВТУ, 1987.
5. **Денисов А. В.** Подход к построению маршрутного технологического процесса на основе выбора технологического метода изготовления // Тез. докл. отраслевой конф. "Ускорение научно-технического прогресса в машиностроении". М.: ЦНТИ "Поиск", 1988.
6. **Исаченко В. А.** Новые принципы подхода и формирования научных исследований в области техники и технологии // Тр. XIX чтений, посвященных разработке научного наследия и развития идей К. Э. Циолковского. М.: ИИЕТ АН СССР, 1985. С. 17—23.
7. **Исаченко В. А., Полтавец Г. А.** Системный подход к проблеме формирования и применения КТР // Тр. XIX чтений, посвященных разработке научного наследия и развития идей К. Э. Циолковского. М.: ИИЕТ АН СССР, 1985. С. 24—28.
8. **Исаченко В. А., Костоломов Э. Ф.** Методические основы интенсификации работ по технологическому обеспечению цикла "Разработка—производство" // ЦНТИ "Поиск". Сер. "Технология производства". 1984. Вып. 2. С. 20—25.
9. **Авербах С. А., Тетерин Г. П.** Автоматизированное оптимальное технологическое проектирование механических цехов // Станки и инструмент. 1984. № 8. С. 19—22.
10. **Архипенков С. М., Шубкина И. П.** Определение производственной структуры многодетальных поточных линий и предметно-замкнутых участков в машиностроении // Экономико-математические методы оптимального проектирования и организации производства / Под ред. И. П. Шубкиной Новосибирск: 1986. С. 107—171.
11. **Базаров Б. М.** Повышение эффективности механосборочного производства // Проблемы автоматизации машиностроения. 1986. № 12. С. 54—59.
12. **Белов В. В., Пантелеев К. Д.** Формирование рациональных вариантов организационно-технологических структур производства предприятий спецмашиностроения в условиях конверсии // Производственно-технический опыт. 1991. № 11. С. 67—72.
13. **Белов В. В., Пантелеев К. Д.** Формирование рациональной организационно-технологической структуры производства изделий на ранних стадиях проектирования // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1992. № 1. С. 115—125.
14. **Хомский Н., Дж. Миллер.** Введение в формальный анализ естественных языков // Кибернетический сборник. Новая серия. Вып. 1. М.: Мир, 1965.
15. **Хомский Н.** Формальные свойства грамматик // Кибернетический сборник. Новая серия. Вып. 1., М.: Мир, 1965.
16. **Жамбю М.** Иерархический кластер-анализ. М.: Финансы и статистика, 1989. 345 с.

УДК 658.52.011

А. И. СЕРДЮК, д-р техн. наук, Р. Р. РАХМАТУЛЛИН
(Оренбургский ГУ)

Проектирование гибких производственных ячеек методом автоматизированного построения циклограмм

Описывается программа моделирования работы гибких производственных ячеек, основанная на методе автоматизированного построения циклограмм. Приводятся результаты моделирования, описывающие закономерности изменения средних значений и рассеяния показателей производительности, загрузки и срока окупаемости ГПЯ в зависимости от числа обслуживаемых технологических модулей, а также количества и параметров робокар. Выявленные закономерности позволили сформулировать общие требования к техническим характеристикам и количеству робокар, выбираемым при проектировании ГПЯ.

При проектировании гибких производственных ячеек (ГПЯ) основными задачами являются выбор числа и значений технологических параметров и транспортных модулей, для решения которых можно использовать такие программные средства, как Каскад [2], Modeling [3], Fania [4], основанные на методе автоматизированного построения и анализа циклограмм работы оборудования [1], или программу PolyTrans, которую рассмотрим подробнее.

Сначала необходимо ввести исходные данные по номенклатуре обрабатываемых изделий, технологическому и сервисному оборудованию, алгоритмы их взаимодействия.

Особенностями данной программы является учет функционирования нескольких транспортных средств. Результатом являются показатели эффективности ГПЯ в виде статистических данных средних значений и рассеяния значений таких показателей, как коэффициент загрузки $K_{\text{ГПЯ}}$, производительность $P_{\text{ГПЯ}}$ и срок окупаемости $L_{\text{о}}$ [5]. Программа Poly Trans позволяет при проектировании ГПЯ определить влияние используемых технологических, технических и организационных показателей на ее эффективность.

Для проверки эффективности программы Poly Trans были проведены исследования с варьированием числа технологических модулей от 1 до 10. При этом изменялись число $N_{\text{т.с}}$ робокар и их технические характеристики: скорость $v_{\text{т.с}}$ перемещения и продолжительность $T_{\text{ц}}$ цикла загрузки/выгрузки. Моделирование осуществлялось по выборке вариантов из десяти наименований изделий трудоемкостью от 2,5 до 22,7 мин. Объем выборки составлял от 200 до 700 вариантов сменного задания.

Влияние продолжительности цикла загрузки/выгрузки на эффективность ГПЯ в диапазоне продолжительности цикла $T_{\text{ц}} = 10 \div 50$ с. На рис. 1 представлены зависимости изменений средних значений параметров $P_{\text{ГПЯ}}$ (*а*), $K_{\text{ГПЯ}}$ (*б*), и $L_{\text{о}}$ (*в*) от числа N станков и продолжительности $T_{\text{ц}}$ цикла загрузки/выгрузки робокары, анализ которых показал следующее.

Уменьшение продолжительности цикла загрузки/выгрузки робокары с 50 до 10 с позволяет увеличить число C обслуживаемых технологических модулей (станков) с 2 до 7 при обеспечении среднего коэффициента $K_{\text{ГПЯ}}$ загрузки в 85 ÷ 87 % (см. рис. 1, *б*). При этом среднее значение производительности $P_{\text{ГПЯ}}$ увеличивается с 24 шт./ч (при $C = 2$) до 62 шт./ч (при $C = 7$) (см. рис. 1, *а*).

Оценка по параметру окупаемости $L_{\text{о}}$ показала (см. рис. 1, *в*), что семейство функций $L_{\text{о}} = f(C, T_{\text{ц}})$ имеет области, в которых путем выбора параметра $T_{\text{ц}}$ для различных C можно получить минимальные значения или оптимизировать значения $L_{\text{о}}$. В данном случае можно обеспечить $L_{\text{о}}$ от 120 до 130 % при любом C, т. е. от 1 до 10, если использовать робокару с $T_{\text{ц}} \leqslant 10$ с.

На рис. 2 представлены поля рассеяния значений показателей эффективности ГПЯ для двух случаев: $T_{\text{ц}} = 50$ и 10 с. Уменьшение цикла загрузки робокары до $T_{\text{ц}} = 10$ с позволяет расширить зону обслуживания одной робокарой до шести технологических модулей. При этом функционирование ГПЯ, в зависимости от трудоемкости изделий, обеспечивается параметром $K_{\text{ГПЯ}} = (80 \div 93)$ %. В результате срок оку-

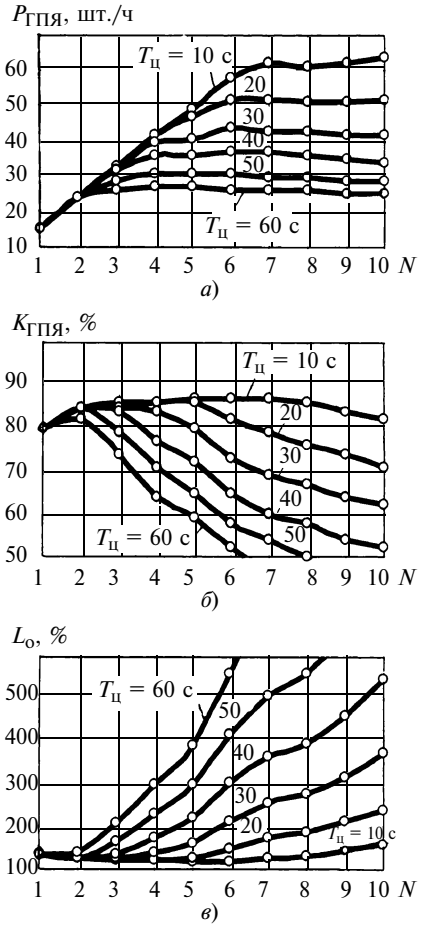


Рис. 1. Зависимости изменений средних значений показателей $P_{\text{ГПЯ}}$, $K_{\text{ГПЯ}}$ и $L_{\text{о}}$ от числа N станков и продолжительности $T_{\text{ц}}$ цикла загрузки робокар

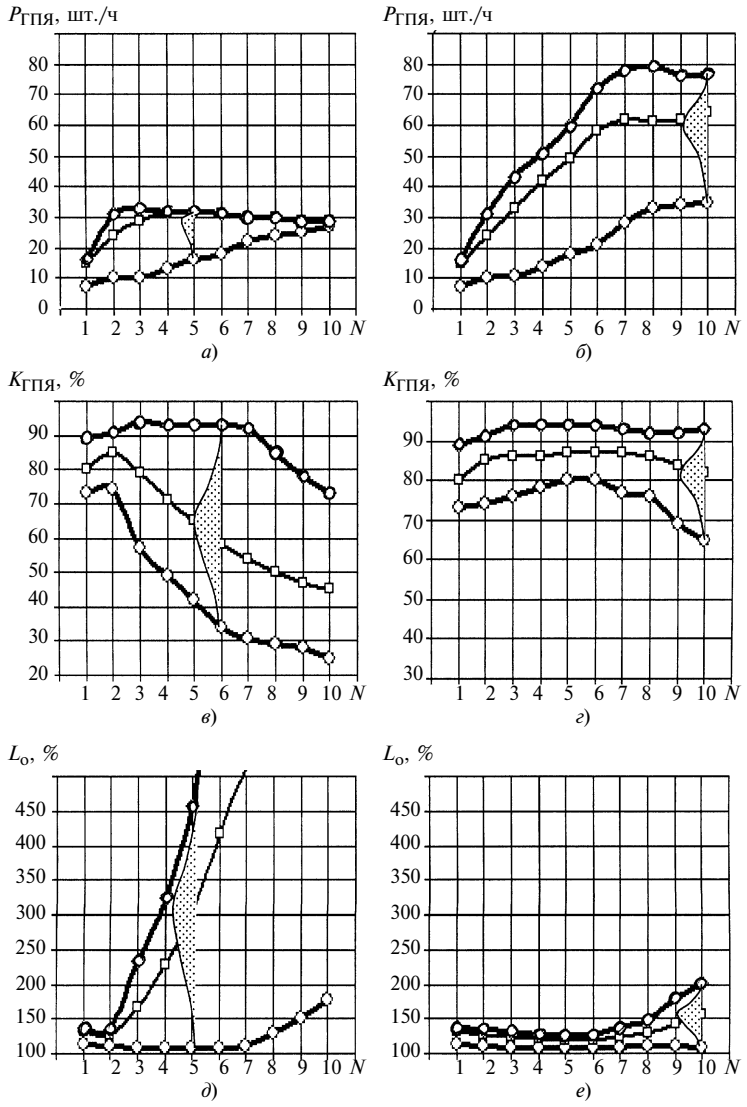


Рис. 2. Поля рассеяния значений (◇ — min; □ — mod; ○ — max) показателей эффективности ГПЯ при продолжительности цикла загрузки робокары $T_ц$ = 50 (*а*, *в*, *д*) и 10 с (*б*, *г*, *е*)

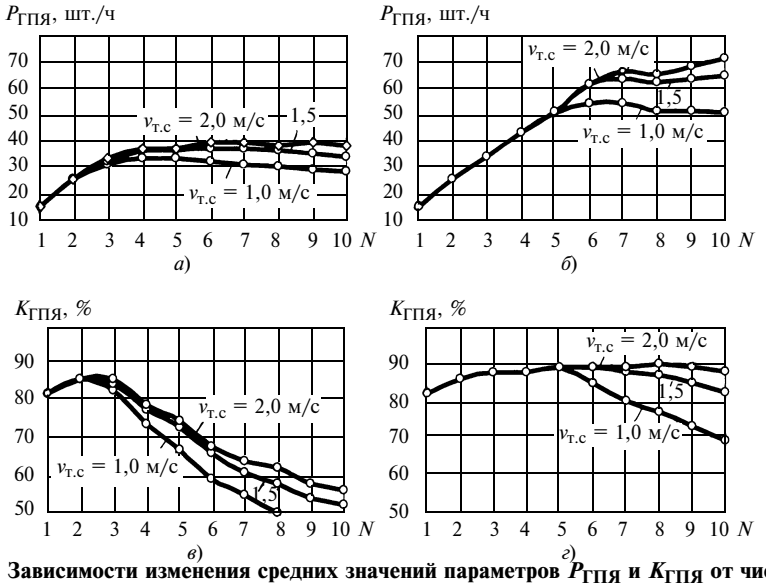


Рис. 3. Зависимости изменения средних значений параметров $P_{ГПЯ}$ и $K_{ГПЯ}$ от числа N станков и скорости $v_{т.с}$ робокары ГПЯ при продолжительности цикла ее загрузки $T_ц$ = 50 (*а*, *в*) и 10 с (*б*, *г*)

паемости системы не превышает 125 % теоретического минимума.

Влияние скорости робокары на эффективность ГПЯ рассматривалось для $C = 1 \div 10$ при варьировании скорости $v_{т.с}$ робокары от 1 до 3,5 м/с. Были выполнены две серии экспериментов, рассматривались робокары с циклом загрузки 50 и 10 с.

На рис. 3 показаны зависимости изменения средних значений показателей производительности и загрузки ГПЯ от числа N станков и скорости $v_{т.с}$ робокары ГПЯ при различной продолжительности цикла загрузки. При $T_ц = 50$ с оптимальное число технологических модулей по критериям средней производительности и загрузки ГПЯ $C = 3$. При этом увеличение скорости робокары не дает существенных результатов.

При $T_ц = 10$ с и $v_{т.с} = 2$ м/с появляется возможность обслуживания одной робокарой до шести обрабатывающих центров со средней загрузкой ГПЯ в 90 %. Следовательно, $v_{т.с}$ от 1,5 до 2 м/с является достаточной скоростью для робокар, а резервом повышения эффективности служит сокращение цикла загрузки/выгрузки транспортных средств.

Влияние такого параметра, как число робокар, на эффективность ГПЯ рассматривалось для $C = 1 \div 10$ при $N_{т.с} = 1 \div 5$. Были выполнены две серии экспериментов: при $T_ц$ 50 и 10 с и $v_{т.с} = 2$ м/с (рис. 4), которые показали, что использование робокар с уменьшенным циклом загрузки/выгрузки не приводит к существенному улучшению средней эффективности ГПЯ, т. е. повышению $P_{ГПЯ}$ и $K_{ГПЯ}$ и уменьшению L_o. Однако уменьшение $T_ц$ резко сокращает число робокар: если при $T_ц = 50$ с по критерию максимального параметра $P_{ГПЯ}$ уже при $C = 4$ требовались две робокары, то при $T_ц = 10$ с необходимость использования двух робокар возникала лишь при $C = 8$.

К тому же уменьшение продолжительности цикла смены заготовки на робокаре не дает заметного улучшения показателей эффективности при $C \leqslant 7$. При дальнейшем увели-

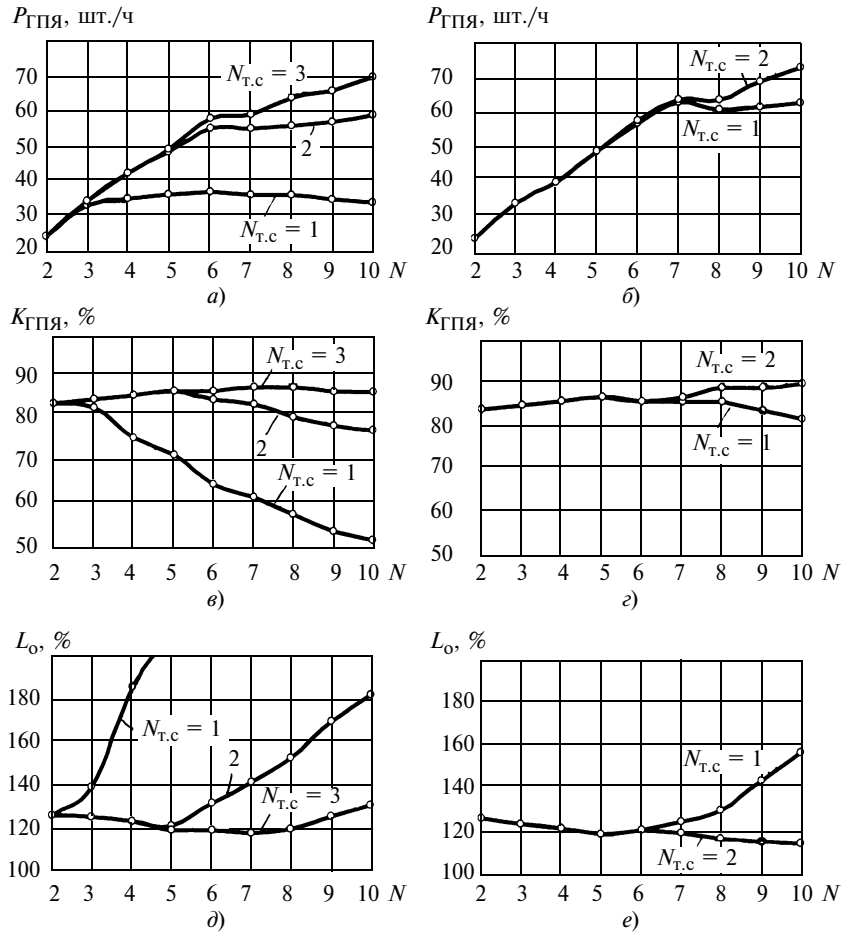


Рис. 4. Зависимости показателей эффективности ГПЯ от числа N станков и числа $N_{т.с}$ транспортных средств при $T_ц$ = 50 (*а*, *в*, *д*) и 10 с (*б*, *г*, *е*)

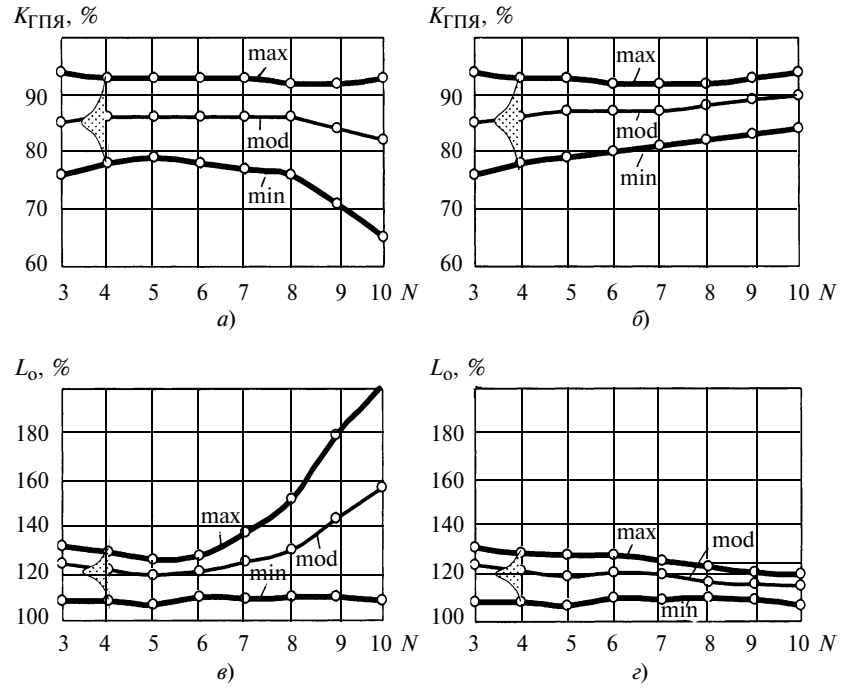


Рис. 5. Поля рассеяния значений показателей эффективности ГПЯ для трех робокар при различном числе N станков и продолжительности цикла загрузки робокары $T_ц$ = 50 (*а*, *в*) и 10 с (*б*, *г*)

чении числа станков при $T_ц$ = 10 с наблюдается стабильно низкое рассеяние значений параметров $K_{ГПЯ}$ и $L_о$ (рис. 5).

Выводы

1. Скорость перемещения транспортного средства от 1,5 до 2 м/с является достаточной для робокар, используемых в данной ГПЯ.

2. Уменьшение продолжительности цикла загрузки/выгрузки робокары до 10 с и меньше позволяет значительно улучшить эффективность ГПЯ, включающей в себя до шести технологических модулей. При этом обеспечиваются наилучшие показатели по коэффициенту загрузки и сроку окупаемости ГПЯ.

3. Затраты, связанные с использованием робокары с $T_д$ = 10 с вместо робокары с $T_ц$ = 50 с, при обслуживании от трех до шести технологических модулей в ГПЯ эквивалентны стоимости высвобождаемой робокары с комплектом аппаратно-программных средств АСУ.

4. Инструментом для разработки технического задания на робокару и выбора их числа при проектировании ГПЯ с требуемой производительностью может служить программное средство Poly Trans.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сердюк А. И., Сергеев А. И.** Метод циклограмм в построении компьютерных моделей ГПС // Автоматизация и современные технологии. 2005. № 11. С. 17—23.

2. **Сердюк А. И.** Интегрированная система моделирования ГАУ механообработки // Станки и инструмент. М.: 1994. № 3. С. 2—4.

3. **Сердюк А. И., Сергеев А. И., Гильфанова Ф. Ф.** Система моделирования гибких производственных ячеек механообработки методом циклограмм "Modeling": ЕСПД 02069024.00063-01. № ФАП 5583. М.: ОФАП, 2006.

4. **Пат. 2006611542 РФ.** Программа многокритериальной оценки проектных решений в гибких производственных ячейках механообработки "Fania": Программа для ЭВМ. М.: 2006.

5. **Сердюк А. И., Сергеев А. И.** Проектирование гибких производственных систем с заданным сроком окупаемости // СТИН. 2005. № 11. С. 20—26.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.118.3

Н. П. ДЯДЧЕНКО (г. Владимир)

Кресло-коляска для инвалидов на колесно-гусеничном ходу

Изложим факты, предоставив возможность читателю самому расставить акценты по мере прочтения выдержек из различных публикаций.

"Все без исключения японские автопроизводители серийно выпускают версии машин для инвалидов. Некоторые — по несколько моделей... Конструкции встречаются самые разные — от пандусов для вкатывания инвалидной коляски в автомобиль до сложных механических систем, которые достают из багажника коляску и подают ее к водительской двери" [1].

"По данным Минздравсоцразвития, годовая потребность в автомобилях для инвалидов составляет 40 тыс. шт. в год. Однако в 2006 г. на Челнинском заводе малолитражных автомобилей прекращено производство "Оки".

Таким образом, этот тип мини-автомобилей, занимающий на западноевропейском рынке стабильное положение с ежегодной продажей 1 млн автомобилей, на нашем рынке отдается иностранным поставщикам. По прогнозам, ежегодный спрос на них в России к 2010 г. будет составлять 120— 130 тыс. автомобилей" [2].

"Инвалидный автомобиль заменяет хозяину все прочие средства передвижения, но им должны легко управлять и здоровые члены семьи. Ведь машина, как правило, на всех одна... и чаще всего это самая дешевая из отечественных — "Ока". Конечно, удобнее всего модель с автоматической коробкой передач. Но даже подержанную иномарку могут купить немногие. Отечественных серийных "автоматов" нет и в ближайшем будущем, видимо, не будет. Доступная замена — полуавтоматическое сцепление. Одну из конструкций разработали для "Оки" специалисты НАМИ и СеАЗа. ...Конструкторы СеАЗа работают также над вариатором и "электронной" коробкой передач с пультом управления на руле. Однако в серии все это появится нескоро. Пока даже автоматы сцепления массовым спросом не пользуются: их считают сложными и ненадежными. Да и не по карману большинству усовершенствования дешевой "Оки" [3].

"Еще одно революционное транспортное средство — Segway — по замыслу его создателя Дина Камена через несколько лет полностью вытеснит автомобили из городов. Аппарат представляет собой двухколесный, самобалансируемый электрический самокат. В несущую платформу встроены аккумулятор, два асинхронных электродвигателя, каждый из которых приводит свое колесо, и пять гироскопов, следящих за положением аппарата Segway уже продается. Конечно, он недешев (цена на сегодняшний день около 5 000 долл. США)" [4].

"Начиная с марта, "Ока" с "китайцем" (Tian Jin FAW — *пояснение автора*) под капотом (индекс СеАЗ-11116) заменила на конвейере двухцилиндровую предшественницу СеАЗ-11113. Контрактом предусмотрена поставка 20 тысяч силовых агрегатов в 2007 г." [5]. (Цена автомобиля СеАЗ-11116 — 132—150 тыс. руб.).

Таким образом, понятно, что средств передвижения для инвалидов, лишенных нижних конечностей или их подвижности, дешевле 5000 долл. США на отечественном рынке нет. Тем более, если такое средство передвижения инвалид хотел бы иметь в качестве единственно доступного ему средства и в квартире, и на улице. К тому же эксплуатировать самокат Segway в качестве кресла-коляски инвалид технически не может даже в пределах квартиры, тем более это невозможно в условиях традиционно плохих дорог и тротуаров и к тому же при снежной зиме и в период долгой распутицы. А автомобиль "Ока", используемый только на улице, требует существенной доработки, что приведет к его удорожанию.

В статье [6] предложена концепция городского одно- или двухместного самоходного безрельсового средства передвижения, в том числе для инвалидов, лишенных нижних конечностей, с колесной формулой $(4 - 1) \times (2 + 1)$.

Преимущество данного технического решения в сравнении с существующими аналогами состоит в выборе шасси в виде двух ведущих колес на мотор-редукторах и двух самоориентирующихся колес (в общем случае приводных) на концах пружинящего коромысла, размещенного симметрично ведущим колесам в продольной плоскости кресла-коляски.

При трогании с места, движении и торможении кресло-коляска опирается только на три точки, две из которых принадлежат ведущим колесам, а третья — заднему или переднему самоориентирующемуся колесу.

Наибольший эффект от такого шасси можно получить, если ведущие колеса кресла-коляски выполнить без ступиц (в виде обода). Тогда это средство передвижения становится маневренным даже в условиях бездорожья или распутицы, а посадка инвалида в него будет возможна и справа, и слева, и спереди, как в традиционной инвалидной коляске.

Решить эту проблему можно с помощью предлагаемых технических решений [7]—[10], которые аргументированы и сопоставлены с уже известными конструкциями, такими, например, какие предлагают фирма "Маира" (Германия), Санкт-Петербургский и Новочеркасский государственные технические университеты. Кроме того, был сделан анализ сравнительных испытаний кресел-колясок для инвалидов ФГУП НИИАЭ (г. Москва), ОАО "РКК "Энергия"" (г. Королев) и колясок китайского производства.

Заметим, что возможность движения в креслах-колясках вверх и вниз по лестничным маршам общего пользования за счет основного движителя ограничивается отсутствием дополнительных технических средств типа навесных механизмов [11] или тянущего устройства [12].

Поэтому с целью расширения функциональных возможностей кресел-колясок для инвалидов предлагается новая конструкция — кресло-коляска для инвалидов на колесно-гусеничном ходу, в которой боковые ведущие колеса с автономным приводом образуют пару из ободь-

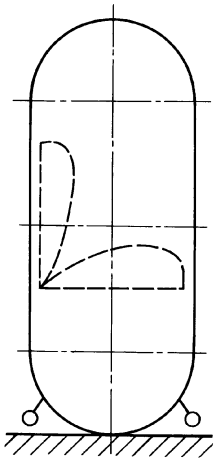


Рис. 1

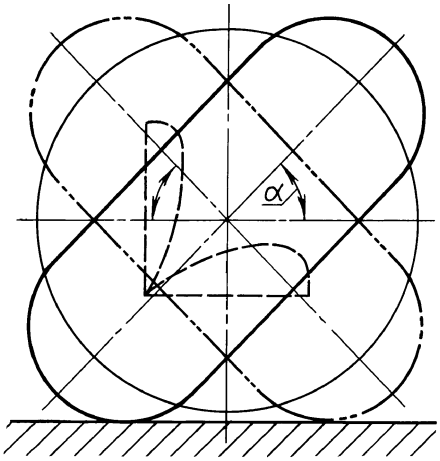


Рис. 2

ев с зубчатыми колесами внешнего зацепления, связанными шестерней-роликом привода и объединенные шиной-гусеницей, которая охватывает оба обода. Они имеют механизм ориентации и фиксации пары ободьев относительно кресла в четырех положениях. Шина-гусеница с внутренней стороны имеет зубчатый венец.

На рис. 1 представлена упрощенная схема кресла-коляски.

На рис. 2 показано вертикальное расположение пары ободьев ведущего колеса в случае подъема (основная линия) и в случае спуска (штрихпунктирная линия с двумя точками) по лестнице.

Ведущее колесо (рис. 3) представляет собой два (*1* и *2*) обода с зубчатыми колесами внешнего зацепления, связанных шестерней-роликом *5* привода (на рисунке не показан) и объединенных шиной-гусеницей *6*, которая имеет механизм ориентации и фиксации (на рисунке не показан) относительно кресла в четырех положениях. Ролики *7* спрямляют и удерживают шину-гусеницу. Кроме того, имеются самоориентирующиеся колеса *8*.

При передвижении по квартире, въезде в лифт, повороте ободья *1* и *2* ориентируют и фиксируют относительно кресла вертикально. При движении по прямолинейным участкам, например на улице, их ориентируют относительно кресла горизонтально. При подъеме или спуске по лестнице ободья *1* и *2* ориентируют относительно кресла под углом α в соответствии с уклоном лестничного марша. Диаметр *D* ободьев ограничивается только высотой *H* кабины лифта: $D < 1/2\ H$.

При включении привода крутящий момент передается шестерне-ролику *5*, что приводит во вращение ободья *1* и *2*, а следовательно, и шину-гусеницу *6* соответствующего борта кресла-коляски.

При вертикальном расположении ободьев ведущего колеса кресло-коляска перемещается вследствие вращения обода *2*. При горизонтальном расположении и под углом ободьев ведущего колеса кресло-коляска перемещается вследствие однонаправленного вращения ободьев *1* и *2* и вращения шины-гусеницы.

Возможно различное расположение ободьев левого и правого бортов кресла-коляски:

1) оба борта опираются на шину-гусеницу;

2) оба борта опираются на колеса;

3) левый борт опирается на шину-гусеницу, а правый — на колесо;

4) левый борт опирается на колесо, а правый — на шину-гусеницу, причем на разных уровнях.

Расположение ободьев относительно кресла можно осуществить, используя разработанный механизм [13], который действует следующим образом (рис. 4).

Корпус *1* кресла с колесно-гусеничными опорами *8* и механизм *2* ориентации и фиксации пары ободьев относительно кресла с коленчатыми рычагами *9* образуют параллелограмм. Корпус *1* кресла имеет зубчатый венец *10*, кор-

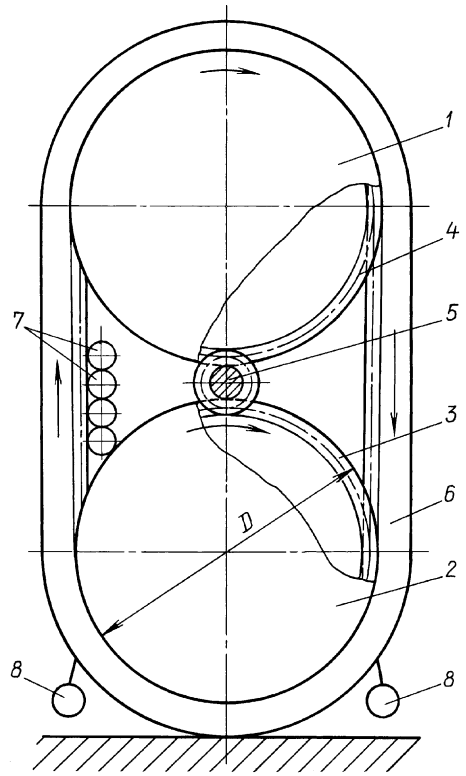
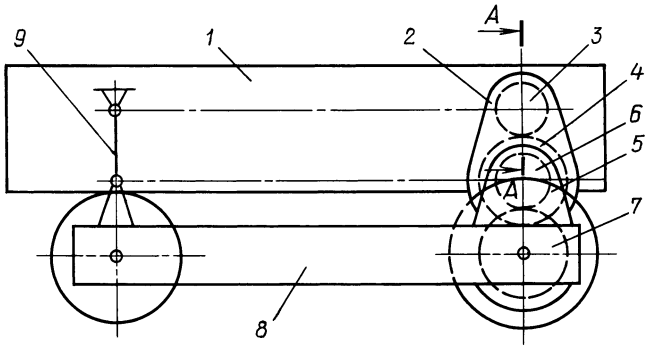


Рис. 3



А–А

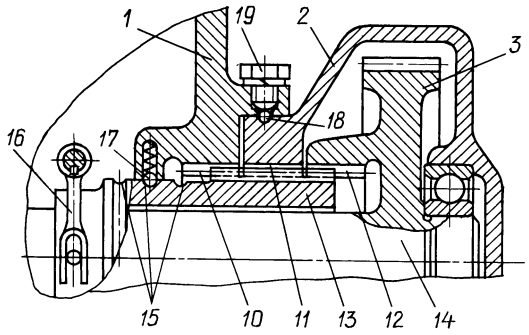


Рис. 4

пус механизма *2* — зубчатый венец *11*, ведущее зубчатое колесо *3* механизма 2 ориентации и фиксации — зубчатый венец *12*, зубчатая втулка *13* с тремя кольцевыми канавками *15* имеет возможность вращаться и перемещаться на валу *14*. Втулка *13* перемещается вдоль вала с помощью вилки *16*, а ее фиксация в одном из трех положений обеспечивается фиксатором *17*.

Для исключения осевого смещения корпуса механизма *2* на цилиндрической поверхности выполнены кольцевые канавки, в которые вставлены шарики *18*. Отверстия закрыты болтами *19*.

В рабочем положении втулка *13* соединяет венцы *10* и *11*, шариковый фиксатор *17* удерживает втулку *13* в данном положении, при этом корпус механизма *2* неподвижен относительно корпуса *1* кресла.

Для изменения положения колесно-гусеничных опор *8* относительно корпуса кресла с помощью вилки *16* втулку *13* из крайнего положения сдвигают в среднее положение, а затем в другое крайнее положение, обеспечивая ее зацепление с зубчатым венцом *12* зубчатого колеса *3* при выжатой муфте сцепления. Если зацепление с зубчатым венцом *12* происходит только по одному борту коляски, то оно осуществляется до фиксации втулки *13* в среднем положении (см. рис. 4). Такое положение обеспечивает устойчивость корпуса механизма *2* и при выжатом бортовом фрикционе этого борта позволяет ввести в зацепление втулку *13* с венцом *12* противоположного борта. Затем, одновременно вводя в зацепление втулки *13* с венцами *12* обоих бортов, размыкают промежуточные редукторы с корпусом *1* кресла, включая муфту.

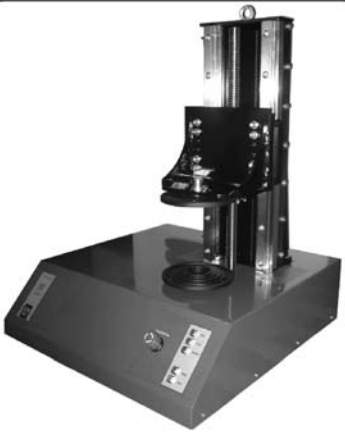
Крутящий момент двигателя передается через муфту, бортовой фрикцион, зубчатое колесо *3* и венец *12* на втулку *13* и далее через венец *11*, что обеспечивает поворот корпуса механизма *2* относительно корпуса кресла. При достижении необходимого расположения колесно-гусеничных опор *8* и корпуса кресла втулки *13* переводят в положение зацепления с венцами *10*, удерживая корпус кресла в заданном положении.

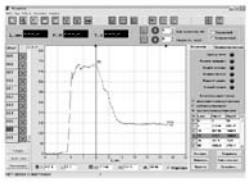
Взаимное положение зубьев и впадин втулок *13* относительно зубьев и впадин венцов *11* и *12*, обеспечивающее возможность перевода втулок *13* в то или иное положение, устанавливают с помощью бортовых фрикционов.

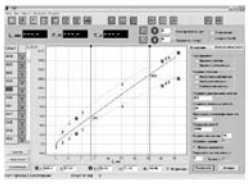
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **На равных** правах // Авторевю. 2005. № 21. С. 80—82.
2. **МАНФ-2006.** Международный автомобильный научный форум // Машиностроитель. 2007. № 2. С. 6, 7.
3. **Каннуников С.** Ручная работа (Можно ли сделать автомобиль удобным для водителя-инвалида?) // За рулем. 2001. № 2. С. 51.
4. **Сергеев М.** Околесица (Нужно ли автомобилю хотя бы второе колесо?) // Автомобили. 2004. № 4. С. 82.
5. **Мишин С.** Второй интернационал ("Ока" с импортным мотором) // За рулем. 2007. № 4. С. 68.
6. **Дядченко Н. П.** Двухколесное средство передвижения для инвалидов // Вестник машиностроения. 2007. № 5. С. 73—76.
7. **Пат. 2269992 РФ:** МПК[7] A 61G5/04, A 61FG5/00: Шасси "двухколесное" кресла-коляски.
8. **Пат. 2275892 РФ:** МПК[7] A 61G5/04, A 61G5/00: Самоориентирующееся колесо.
9. **Пат. 2286120 РФ:** МПК[7] A 61G5/04, B 62D53/02: Средство передвижения.
10. **Пат. 2286121 РФ:** МПК[7] A 61G5/04, B 62D63/02: Средство передвижения.
11. **А. с. 1680165 СССР:** МЛК[7] A 61G5/06: Навесной механизм.
12. **А. с. 2194665 РФ:** МПК[7] B 66D3/00: Тянущее устройство.
13. **А. с. 1542836 СССР:** МПК[7] B 60G21/00: Гусеничное транспортное средство.

Механические испытательные системы серий «Механика» и «СИП»







- ✓ Испытания механических конструкций, материалов и деталей на растяжение, сжатие, изгиб, разрыв.
- ✓ Статические испытания электромеханических механизмов и аппаратов при процессах с быстрым изменением усилия.
- ✓ Испытания цилиндрических и винтовых пружин на растяжение и сжатие.

- Управление испытаниями в ручном, полуавтоматическом и автоматическом режимах с поддержкой выполнения циклов.
- Широкие возможности настройки параметров испытания.
- Использование редактируемых шаблонов контрольных точек, определяющих нормируемый коридор по усилию и деформации.
- Визуальный контроль в реальном времени значений положения траверсы и усилия, приложенного к образцу, а также отображение кривой в диаграмме.
- Шаг перемещения траверсы 1 мкм!!!
- Максимальная устанавливаемая нагрузка 100 (500) кг.

НПП «ТестЭлектро»
443026, Самара,
Красноглинское шоссе, 1А, а\я 7278

Тест Электро

Тел.: (846) 265-65-76 Факс: (846) 265-65-78,
pochta@testelektro.ru www.testelektro.ru

Выставка "Jntertool—2007"

ЭКСПОЦЕНТР

С 30 октября по 2 ноября 2007 г. в Москве, на территории выставочного комплекса "Экспоцентр" на Красной Пресне проходила десятая юбилейная международная выставка новейших достижений мировой промышленности в области производства инструментов. В выставке приняли участие более 600 компаний из 22 стран, среди которых были и российские. Приведем краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков.

Промышленно-производственная компания "Калибр" демонстрировала на выставке и предложила потребителям различный инструмент и оборудование для машиностроения.

Электроинструмент:

угловая шлифовальная машина мод. МШУ-230Р, оснащенная фиксатором шпинделя и защитой от непроизвольного включения, с двойной изоляцией. Диаметр шлифовального диска 230 мм, частота его вращения на холостом ходу 6000 мин$^{-1}$. Мощность, потребляемая машиной, 2,35 кВт. Ее габаритные размеры 520 × 125 × 170 мм, масса 4,9 кг;

полировальная машина мод. ЭПМ-1050ДМ с электронной регулировкой частоты вращения (600...2000 мин$^{-1}$) рабочего органа (работает с реверсом). Диаметр полировального диска 150 мм. Машина также оснащена сверлильным патроном (максимальный диаметр сверления по дереву — 25 мм, по металлу — 13 мм). Ее габаритные размеры 290 × 100 × 300 мм, масса 2,1 кг;

электрическая дрель мод. ДЭ-1200/2ЕРУ с электронной регулировкой скорости и двойной изоляцией, имеет фиксатор кнопки выключателя. Работает дрель с реверсом на двух скоростях: первая — 0...800 мин$^{-1}$, вторая — 0...2000 мин$^{-1}$. Мощность дрели 1,2 кВт. Диаметр сверления по дереву 25 мм, по металлу 13 мм, по бетону 16 мм. Габаритные размеры дрели 325 × 240 × 255 м, масса 4,1 кг;

сетевой шуруповерт мод. ДЭ-300Ш с электронной регулировкой скорости и двойной изоляцией, работает с реверсом. Мощность шуруповерта 450 В, частота вращения рабочего органа до 3000 мин$^{-1}$. Максимальный диаметр шурупа: по дереву — 6 мм, по металлу — 5 мм. Габаритные размеры шуруповерта 230 × 65 × 210 мм, масса 1,2 кг;

электрический отбойный молоток мод. ОМ-1600/19 с двойной изоляцией. Мощность молотка 1,6 кВт, энергия удара 22 Дж. Его габаритные размеры 790 × 385 × 185 мм, масса 17,5 кг;

плоскошлифовальная машина мод. МПШ-180 с двойной изоляцией, оснащена фиксатором кнопки выключателя и пылеотводом. Ее потребляемая мощность 180 Вт, размер шлифовальной поверхности 187990 мм, частота вращения рабочего органа на холостом ходу 10 000 мин$^{-1}$. Габаритные размеры машины 280 × 100 × 160 мм, масса 1,3 кг;

электрический лобзик мод. ЛЭМ-650Е с электронной регулировкой рабочей скорости, двойной изоляцией и маятниковым ходом, имеет пылеотвод. Потребляемая мощность лобзика 650 Вт. Максимальная глубина пропила под углом 90°: дерево — 90 мм, стальной профиль и трубы — 6 мм, цветной металл — 15 мм. Габаритные размеры лобзика 250 × 86 × 215 мм, масса 2,1 кг;

электрическая пила мод. ЭПД-2000 + СТ с фиксатором кнопки выключателя, двойной изоляцией и пылеотводом. Потребляемая мощность пилы 2 кВт, число оборотов на холостом ходу (частота вращения) до 4800 мин$^{-1}$. Диаметр пильного диска 200 мм, максимальная глубина реза под углом 90° составляет 65 мм. Пилу можно применять с углом наклона 45°. Ее габаритные размеры 375 × 320 × 185 мм, масса 7,8 кг;

торцевая электрическая пила мод. ПТЭ-1800-255 с лазерной направляющей. Пила оснащена узлом защиты от непроизвольного включения и пылеотводом, имеет двойную изоляцию. Потребляемая мощность пилы 1,8 кВт, частота вращения рабочего диска на холостом ходу до 4600 мин$^{-1}$, его диаметр 255 мм, максимальная глубина под углом 90° составляет 90 мм, угол поворота при работе −45/0/+45°. Ее габаритные размеры 450 × 460 × 370 мм, масса 10 кг;

электрический рубанок мод. РЭ-1000, оснащенный фиксатором кнопки выключателя и пылеотводом, имеет двойную изоляцию. Мощность, потребляемая рубанком, 1 кВт, частота вращения рабочего органа на холостом ходу 16000 мин$^{-1}$, ширина строгания за один проход 110 мм, глубина строгания за один проход 3 мм. Габаритные размеры рубанка 385 × 195 × 190 мм, масса 4,4 кг;

электрические ножницы мод. ЭНН-500/2,5 м с двойной изоляцией. Потребляемая мощность 500 Вт. Максимальная толщина разрезаемого металлического листа 2,5 мм, минимальный радиус реза 40 мм. Габаритные размеры ножниц 345 × × 80 × 155 мм, маса 2,5 кг. Питание от сети переменного тока.

Аккумуляторный инструмент:

аккумуляторная ударная дрель мод. ДАУ-18/2+, работающая с реверсом, имеет двойную изоляцию. Питание дрели от аккумулятора емкостью 1,2 А/ч с напряжением 18 В. Частота вращения на холостом ходу: первая — до 550 мин$^{-1}$, вторая — до 1400 мин$^{-1}$. Число ударов при первой частоте вращения до 8000 в минуту. Максимальный диаметр сверления по металлу 13 мм, по дереву 20 мм, по кирпичу 10 мм. Габаритные размеры дрели 410 × 125 × 310 мм, масса 2,3 кг.

Станки:

электрическое точило мод. ТЭУ-150/200/350 для обточки, шлифования и полирования заготовки. Точило оснащено предохранительными щитками, работает от асинхронного двигателя мощностью 350 Вт, выключатель пылезащищенный. Камень (рабочий орган точила) смачивается водой в специальной ванночке. Частота вращения точильного диска на холостом ходу при сухой заточке 2950 мин$^{-1}$, при заточке с охлаждением 134 мин$^{-1}$. Габаритные размеры точила 410 × 255 × 265 мм, масса 10 кг;

сверлильный станок мод. СС-13С для выполнения работ по дереву, пластмассе и металлу. Частота вращения шпинделя регулируется ступенчато. Имеет устройство для регулировки необходимой глубины сверления. Мощность двигателя привода станка 300 Вт. Частота вращения шпинделя на холостом ходу 300...2580 мин$^{-1}$, число скоростей 5, максимальный диаметр сверл 13 мм. Габаритные размеры станка 470 × 360 × 230 мм, масса 18 кг;

комбинированный токарный станок СТМК-150 для обработки изделий из металла и выполнения сверлильных работ. Станина станка выполнена из чугуна. Имеет две частоты вращения шпинделя. Нарезание резьбы правое и левое. Станок оснащен реверсивным механизмом для двусторонней подачи. Для обточки конусов смещение задней бабки регулируется. Станок работает от сети переменного тока напряжением 220 В, потребляемая мощность 150 Вт. Диаметр обточки до 140 мм, длина обточки 250 мм, максимальный диаметр сверления 10 мм, размер Т-образного паза 8 мм. Габаритные размеры станка 690 × 420 × 530 мм, масса 40 кг;

многофункциональный деревообрабатывающий станок мод. СЭДМ-1500 для строгания, снятия фаски, выполнения пазов, пиления, сверления, вырезания шипа, изготовления проушин и т. п. Питающее напряжение станка 220 В, потребляемая мощность 1,5 кВт, частота вращения шпинделя до 3700 мин$^{-1}$, размеры рабочего ножа 210 × 26 × 3 мм; максимальные: диаметр пильного диска — 250 мм, глубина пропила — 70 мм, диаметр сверла — 13 мм. Габаритные размеры станка 150 × 555 × 375 мм, масса 90 кг.

Сварочное оборудование:

сварочный аппарат мод. СВА-250В для ручной сварки, резки и наплавки металлов переменным током. Питающее напряжение аппарата 220 или 380 В, ток сварки 65...250 А, потребляемая мощность 4,2 кВт, максимальная мощность 14 кВт, диаметр электрода 2,5...5 мм. Его габаритные размеры 483 × 270 × 310 мм, масса 2,1 кг. Особенности сварочного аппарата: компактность, мобильность, плавное регулирование сварочного тока. Аппарат оснащен системой защиты от перегрева и принудительным охлаждением;

аппарат мод. СВА-1,5АК для точечной сварки металлов. Питающее напряжение аппарата 220 В, потребляемая мощность 2,4 кВт, максимальная — 8 кВт, число сварочных точек 3, ПВ 30 %. Аппарат сваривает листы толщиной 1,5 + 1,5 мм. Его габаритные размеры 520 × 140 × 245 мм, масса 14,6 кг;

инверторный сварочный аппарат мод. СВА-125И. Особенности аппарата — применение в его схеме преобразователя инверторного типа на входе питания резко уменьшает габаритные размеры и массу трансформатора и выпрямительного блока. Это позволяет создавать аппараты массой 3 кг и малых габаритных размеров с одновременным улучшением технических характеристик. Питающее напряжение аппарата 220 В, ток сварки 5...125 А, потребляемая мощность 3,7 кВт, ПВ 15 %, диаметр электрода 1,6...3,2 мм.

Электрические тельферы:

электрический тельфер мод. ЭТФ-250/1200, используемый как самостоятельный грузоподъемный механизм или как часть подъемного крана. Питающее напряжение тельфера 220 В, мощность двигателя 1,2 кВт. Максимальная масса поднимаемого груза 250 кг, высота подъема 20 м, скорость подъема 12 м/мин, длина троса 21 м, его диаметр 4,2 мм. Масса тельфера 29 кг.

Савеловский машиностроительный завод предложил потребителям свою продукцию. Приведем краткое описание некоторых предложений.

Высокоскоростной пятикоординатный обрабатывающий центр МЦ-1 с ЧПУ для механической обработки торцевыми и концевыми фрезами деталей со сложными поверхностями одинарной и двойной кривизны предназначен для фрезерования, растачивания, сверления, зенкерования, развертывания, нарезания резьбы на деталях из сталей и легких сплавов. В конструкции центра применимы: рамная траверса повышенной жесткости; высокоточные комбинированные направляющие; высокоточные шариковые винтовые пары; высокоскоростной шпиндель с электроприводом на прецизионных опорах качения; централизованное смазывание; устройство автоматической смены инструмента; система подачи СОЖ в зону резания; цифровые частотные синхронные приводы с SERCOS — интерфейсом для регулирования скоростей шпинделя и подач. Размер рабочей поверхности стола: длина 1250 мм, ширина 630 мм. Наибольшие перемещения: по оси X — 1500 мм, по оси Y — 900 мм, по оси Z — 600 мм. Частота вращения электрошпинделя 1...20 000 мин$^{-1}$. Число инструментов в магазине 16, наибольший диаметр инструмента 100 мм, его масса до 10 кг. Суммарная мощность электродвигателей, установленных на обрабатывающем центре, 55,5 кВт. Габаритные размеры центра 4170 × 2970 × 4350 мм, масса 8,8 т.

Автомат мод. АПГ-4,2 для изготовления гвоздей из проволоки стальной, светлой, низкоуглеродистой, термически необработанной с $Q_в$ = 800 МПа в бухтах или катушках массой до 1 т. Автомат изготовляет гвозди: строительные, толевые, кровельные, отделочные, тарные из проволоки круглого, квадратного и винтового сечения. Режим работы выбирается в зависимости от площади и вида сечения гвоздя, его длины. Диаметр гвоздей: круглого сечения 2...4,2 мм, квадратного 2 × 2...4 × 4, винтового 3,5...4,5 мм при длине 13...120 мм. Номинальное усилие высадки 120 кН, число ходов высадочного ползуна 350 или 525 в минуту, мощность двигателя 5,5 кВт, производительность автомата 350 или 525 шт./мин. Его габаритные размеры 1448 × 2173 × 1160 мм, масса 3 т.

Токарный многоцелевой специализированный станок мод. СТМ100-П40С с ЧПУ для обработки деталей типа крышек, фланцев, втулок, валиков, коротких осей, мелких корпусов, стаканов, полумуфт из различных конструкционных сталей, цветных металлов и сплавов. На станке можно выполнять токарную обработку в патроне цилиндрических, конических и фасонных поверхностей, подрезку торца, нарезание резьб, обработку внутренних поверхностей центровым инструментом, сверление и фрезерование вращающимся инструментом отверстий, пазов, а также фрезерование винтовых пазов и лысок при следящем вращении шпинделя. Наибольшие размеры устанавливаемого изделия: диаметр — 125 мм; длина — 200 мм; прутка: диаметр — 40 мм, длина — 1000 мм. Наибольшее перемещение суппорта: продольное — 350 м, поперечное — 170 мм. Мощность привода главного движения 9 кВт. Пределы частот вращения шпинделя 50...4000 мин$^{-1}$. Наибольшие: крутящий момент на шпинделе — 57,3 Н · м; усилие резания — 1200 кН. Точность обработки деталей: по диаметру — 0,015 мм, по длине — 0,02 мм. Шероховатость обработанных поверхностей Ra = 0,63 мкм. Габаритные размеры 2013 × 1685 × 1675 мм, масса 2,2 т.

Многофункциональный специализированный фрезерный станок мод. УФ200 для фрезерования, сверления, растачивания отверстий, нарезания резьбы метчиком на различных деталях в условиях единичного, мелкосерийного и серийного производства из конструкционных сталей, чугуна, легких сплавов и пластмасс. На станке имеется поворотный вертикальный шпиндель с частотой вращения 11...1860 мин$^{-1}$, поворотный стол с планшайбой. Рабочая поверхность вертикального стола: длина — 550 мм, ширина — 195 мм. Наибольшие перемещения: продольное — 250 мм, вертикальное — 280 мм. Суммарная мощность электродвигателей станка 2,38 кВт. Габаритные размеры станка 1150 × 1100 × 1400 мм, масса 600 кг.

Вертикально-фрезерный пятикоординатный станок с ЧПУ мод. МА-655С5НЦ для механической обработки торцевыми и концевыми фрезами деталей со сложными поверхностями одинарной и двойной кривизны, а также формообразующей оснастки, пресс-форм, штампов и т. п. На станке можно производить фрезерование, растачивание, сверление, зенкерование, развертывание, нарезание резьбы на деталях из сталей, чугуна, титановых и алюминиевых сплавов одновременно по пяти координатам по заданной программе. В конструкции станка применены УЧПУ-NC-110, базовые литые детали повышенной жесткости, высокоточные комбинированные направляющие и шариковые винтовые пары, шпиндель на прецизионных опорах качения, централизованное смазывание, система подачи СОЖ в зону резания, частотные синхронные приводы для регулирования скоростей шпинделя и подач. Размеры рабочей поверхности стола 1250 × 500 мм, наибольшая масса устанавливаемой заготовки 500 кг. Наибольшие перемещения: продольное стола по оси X — 1000 мм; поперечное ползуна по оси Y — 500 мм; вертикальное каретки по оси Z — 450 мм. Максимальная частота вращения шпинделя 3000 мин$^{-1}$, его крутящий момент 500 Н · м. Мощность привода главного движения 10 кВт. Наибольший диаметр инструмента 160 мм. Габаритные размеры станка 4350 × 4100 × 3570 мм, масса 11 т.

Вертикально-фрезерный трехкоординатный станок с ЧПУ мод. ФП-17ПН для обработки сложных фасонных поверхностей корпусных деталей и деталей вращения, изготовленных из всех видов сталей, титановых и легких сплавов. На станке можно производить сверление, зенкерование, растачивание и развертывание отверстий, нарезание резьбы. В конструкции станка применены: литые базовые

детали повышенной жесткости, высокоточные комбинированные направляющие, силовая фрезерная головка, высокоточные шариковые винтовые пары в сочетании с высокодинамичными приводами подач, централизованное смазывание, система подачи СОЖ. Размеры рабочего стола: длина — 1600 мм, ширина — 500 мм. Наибольшая масса заготовки 2 т. Наибольшие перемещения: продольное стола по оси X — 1600 мм, поперечное ползуна по оси Y — 700 мм; вертикальное каретки по оси Z — 310 мм; частота вращения шпинделя 15...2500 мин$^{-1}$, мощность првода главного движения 37 кВт, максимальный крутящий момент на шпинделе 1800 Н · м. Наибольший диаметр инструмента 200 мм. Точность позиционирования: стола по оси X — 0,06 мм; ползуна по оси Y — 0,04 мм; по оси Z (вертикальная) — 0,03 мм. Габаритные размеры станка 5190 × 4565 × 3895 мм, масса 18 т.

Многоцелевой пятикоординатный станок мод. CAM5-850C с ЧПУ для комплексной механической обработки отверстий, плоскостей и криволинейных поверхностей в корпусных деталях. Станок используется для обработки конструкционных, жаропрочных, легированных сталей, чугуна, титановых и алюминиевых сплавов. Наличие двух поворотных столов с высокой точностью позиционирования (по оси X — 0,02 мм, по оси Y — 0,02 мм, по оси Z — 0,02 мм) позволяет получать детали повышенной точности с высокими производительностью и качеством поверхности. Наибольшие размеры обрабатываемой заготовки: на вертикальном столе 500 × 500 × 400 мм; на горизонтальном столе 800 × 800 × 900 мм. Наибольшие перемещения: продольное стола по оси X — 1000 мм, поперечное ползуна по оси Y — 520 мм, горизонтальное каретки по оси Z — 950 мм; поворот стола: вертикального — 360°, горизонтального — 90°. Частота вращения шпинделя 8...3000 мин$^{-1}$. Мощность привода главного движения 22 кВт. Наибольший крутящий момент на шпинделе 950 Н · м. Число инструментов в магазине 39; наибольший диаметр инструмента 170 мм. Точность позиционирования станка: стола по оси X — 0,025 мм; салазок по оси Y — 0,05 мм; по вертикальной оси Z — 0,0254 мм. Габаритные размеры станка 5290 × 5180 × 4500 мм, масса 25 т.

Продольно-фрезерный четырехкоординатный станок с подвижными порталами и ЧПУ мод. 2ФП-241С для высокопроизводительной обработки крупногабаритных панелей, длинномерных деталей типа поясов, лонжеронов, балок из сталей, титановых и алюминиевых сплавов. На станке можно производить обработку по заданной программе плоскостей, наружных фасонных контуров, выемок, карманов, лонжеронов по четырем координатам двумя порталами. На каждом портале станок имеет элект-рошпиндель в качестве главного првода и механизм автоматической смены инструмента. Максимальная длина детали при обработке двумя порталами 24500 мм. Наибольшие перемещения: продольное стола по оси X — 1900 мм; поперечное каретки по оси Y — 2250 мм; вертикальное каретки по оси Z — 400 мм. Угловое перемещение фрезерной головки ± 20°. Частота вращения электрошпинделя 900...8000 мин$^{-1}$. Мощность привода электрошпинделя 45 кВт. Наибольший крутящий момент на шпинделе 780 Н · м. Число инструментов в магазине 12, наибольший диаметр инструмента 180 мм. Точность позиционирования станка: рабочего стола по оси X — 0,09 мм; ползуна по оси Y — 0,04 мм; по вертикальной координате Z — 0,04 мм. Габаритные размеры станка 33200 × 6354 × 3700 мм, масса 140 т.

Раскройно-планировочный двухшпиндельный станок мод. ФП-9-2НЦ для производства заготовок и деталей методом планирования, выравнивания прокатного металла, раскроя листа на заготовки сложных контуров из стали, алюминиевых и титановых сплавов. На станке можно производить фрезерование, сверление, зенкерование и растачивание отверстий поочередно каждой фрезерной головкой, как вертикальным шпинделем, так и горизонтальной насадкой. Размеры рабочей поверхности стола на станке 7000 × 1600 мм. Наибольшая масса устанавливает заготовок 10 т. Мощность приводов главного движения 37 кВт. Максимальный крутящий момент на шпинделе 1250 Н · м. Скорости рабочих перемещений: по координатам X, Y, V — до 10000 мм/мин, ZW — до 5000 мм/мин. Число одновременно управляемых координат 3. Стабильность позиционирования по координатам X, Y, V, Z, W составляет 0,04 мм. Габаритные размеры станка 17800 × 6140 × 5500 мм, масса 78 т.

ООО "Унисервис-Про" демонстрировало ручной инструмент, произведенный в Швейцарии. Приведем краткое описание некоторых образцов.

Плоскогубцы с удлиненными губками из стали Cr—V, имеющие микрополированную поверхность. Рукоятки с изоляцией из желтой пластмассы покрыты шероховатой резиной. Тонкие полукруглые губки имеют мелкую насечку на рабочей поверхности. Удлиненные ручки позволяют работать на большом расстоянии от детали и с меньшим усилием на сжатие. Размер плоскогубцев 280 мм.

Переставные клещи из стали Cr—V, имеющие оксидированное покрытие поверхности, рукоятки с изоляцией из черной пластмассы покрыты шероховатой резиной. Они применяются для захвата разнообразных по форме предметов в широком диапазоне размеров, а также могут быть использованы в качестве трубного или разводного ключа. Переставной механизм обеспечивает малый люфт инструмента. Размер клещей до 250 мм.

ООО "Парадокс", официальный представитель фирмы PROXXON в России, предложило оборудование для предприятий машиностроения.

Высокоточная бормашина мод. FBS 240/E постоянного тока с электронной регулировкой скорости в диапазоне 5000...20 000 мин$^{-1}$ и постоянным вращающим моментом, даже на низких скоростях, облегчает микросверление, шлифование и полирование. Шпиндель вращается в высокоточном шарикоподшипнике и оснащен кнопкой фиксации. Шейка диаметром 20 мм приспособлена для крепления в станине и тисках. Корпус бормашины изготовлен из усиленного стекловолокном полиамида и имеет обрезиненную вставку в зоне захвата. Максимальная потребляемая мощность 100 Вт, питающее напряжение 220 В, патрон 0,5....3,2 мм. Длина бормашины 200 мм, масса 450 г.

Ленточная шлифовальная машина мод. BSL 220/E для обработки деталей сложных форм, пазов, канавок, тонкого шлифования. Машина также используется для снятия лакокрасочного покрытия и чистовой обработки поверхностей. Головка машины изготовлена из литого под давлением алюминия. Электронная регулировка осуществляется во всем диапазоне скоростей. Угол наклона шлифовальной ленты до 60°. Размер шлифовальной ленты 330 × 10 мм. Максимальная потребляемая мощность 100 Вт, питающее напряжение 220 В. Длина шлифовальной машины 350 мм.

Станок мод. BSG 220 для заточки сверл диаметром 3...13 мм из быстрорежущей стали, вольфрама и хромованадиевого сплава. Процесс заточки контролируется подвижной кареткой, перемещающейся вперед-назад. Вращение сверла вокруг оси позволяет сохранить угол заточки. Каретка снабжена винтом плавной подачи. Мощность станка 85 Вт, питающее напряжение 220 В. Шлифовальный диск изготовлен из карборунда, его размеры 50 × 13 мм, частота вращения 8000 мин$^{-1}$. Масса станка 1,7 кг.

В рамках выставки был организован международный семинар "Современные инструменты и технологии металлообработки на станках с ЧПУ, ОЦ и ГПМ".

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Обозрение зарубежных изданий

Werkslatt und Betrieb. 2006. V. 139. Nr. 9

Микрофинишная обработка подшипниковых колец, с. 46.

Для выполнения все возрастающих требований к качеству подшипников качения фирма Thielenhaus Technologies предлагает специализированный станок Bearing-Star для обработки дорожек качения, модульная конструкция которого обеспечивает экономичную обработку даже малых серий колец. Занимаемая станком площадь составляет 800 × 1400 мм.

Wittner M. Обеспечение безопасности бывших в употреблении станков, с. 42—45, ил. 4, библ. 1.

В процессе модернизации станки подвергаются значительным техническим усовершенствованиям, например, повышается частота вращения шпинделя, которые по Закону о безопасности приборов и продуктов должны сопровождаться соответствующими мерами безопасности. Анализируются пути, обеспечивающие безопасность при возможном разлете осколков разрушенных деталей, среди которых установка защитных экранов или кожухов из листовой стали с наклеенным слоем пластика на основе арамидных волокон.

Hipp F. et al. Опыт модернизации производства, с. 74, 76, 78, 80, ил. 8.

Фирма Homag Hoizbearbeitungssysteme AG решила заменить отработавший 17 лет продольно-фрезерный станок портального типа. После тщательного изучения рынка и технико-экономичного обоснования был выбран высокопроизводительный фрезерный центр фирмы SHW Werkzeugmaschinen GmbH, представляющий собой комбинацию из двух одинаковых фрезерных станков с подвижной стойкой и универсальной фрезерной головкой, соединенных со столом длиной 20 мм, причем каждый станок имеет свой цепной магазин со 120 инструментами.

Weigele M. Повышение экономичности и безопасности, с. 106—108, ил. 4.

Как правило, фирмы уделяют основное внимание обеспечению экономичности станка за счет оптимизации, например, подготовительно-заключительного времени. Однако оптимизация остальных составляющих этого фактора связана с необходимостью обеспечения безопасности работы и в первую очередь исключения столкновений движущихся элементов станка. Фирма EW5 Werkzeugfabrik Weigele GmbH & Co KG разработала виртуальный станок в масштабе 1: 1, на котором с помощью ПК можно моделировать его работу с учетом всех возможных критических моментов.

Werkslatt und Betrieb. 2006. V. 139. Nr. 11

Riese O. Суперфинишный станок SpheroLine, с. 30—32, ил. 4.

Станок разработан фирмой Supfina Grieshaber GmbH & Co KG специально для окончательной доработки сферических поверхностей в деталях протезов тазобедренных суставов, важнейшим требованием к которым является отсутствие продуктов износа на контактирующих поверхностях. Материал таких деталей — сталь, титан, керамика, пластмассы в различных сочетаниях. В станке используются чашечные круги, образующие на поверхности вращающейся детали перекрестную сетку шлифовочных штрихов. Отклонение диаметра детали при этом не превышает 5 мкм, радиальное биение 1 мкм, шероховатость поверхности Ra = 0,01 мкм.

Обрабатывающий центр VSC 400 DuO, с. 34, ил. 2.

Центр VSC 400 DuO выпускается фирмой Emag Maschinenfabrik GmbH и предназначен для изготовления малых и средних деталей крупными сериями. Он может выполнять также лазерную сварку осесимметричных деталей. Одним из достоинств центра является станина, состоящая из двух автономных частей и выполненная из материала Mineralit, жесткость которого в 6÷8 раз выше жесткости серого чугуна. Основные агрегаты и узлы центра имеют двухконтурную систему охлаждения, обеспечивающую их стабильную температуру. В качестве привода шпинделей используется асинхронный двигатель мощностью 58 кВт с частотой вращения 900 мин$^{-1}$ и крутящим моментом 620 Н · м. В двух дисковых револьверах размещаются до 12 токарных, фрезерных, сверлильных и шлифовальных инструментов.

Benz W. Ленточнопильные станки фирмы Kasto Maschinenbau GmbH, с. 58—60, 62, ил. 8.

Приведены техническое описание станков и схемы установки на них деталей. Станки комплектуются пильными полотнами шириной 34÷125 мм из биметаллов или с твердосплавными вставками, позволяющими резать практически все материалы с достаточно высокой скоростью и незначительными отходами. Привод мощностью 4÷30 кВт регулируется бесступенчато. Станки оснащены двумя столами: один — для полуфабрикатов, второй — для отрезанных заготовок. Длина столов составляет 2÷14 м, максимальная нагрузка — 100 т.

Werkslatt und Betrieb. 2007. V. 140. Nr. 1/2

Прогноз объема производства в Германии, с. 8.

Рост экономики Германии отразился и в отрасли машино- и аппаратостроения. В 2006 г. объем ее производства повысился до 158 млрд евро, число новых рабочих мест составило 15 000. По прогнозу в 2007 г. ожидается дальнейший рост на 5÷7 %, в 2008 г. — на 2÷4 %. Поступление внутренних заказов по сравнению с 2005 г. возросло на 21 %, внешних — на 14 %. Доля экспорта составила 70 %.

Успехи группы StarragHeckert, с. 10, 11, ил. 2.

Одно из основных направлений деятельности группы — создание станков для изготовления турбинных лопаток. Фирма имеет в США, Франции, Англии, Китае и России сбытовые и сервисные отделения. Новый фрезерный центр LX 151 фирмы с крутящим моментом на шпинделе 180 Н · м позволяет уменьшить время обработки на 30 % по сравнению с прежней моделью серии HX. Группа занимается также разработкой специального инструмента и программного обеспечения.

Trommer G. Обрабатывающий центр мод. FOGS D40, с. 18—20.

Центр, разработанный фирмой Domes Scharmann Technologie GmbH, предназначен для получения деталей ходовых механизмов самолетов (в частности самолета Embraer 170/190). Применяются кованые заготовки из улучшенных сталей. Центр обладает высокой эксплуатационной готовностью, которая за время его работы в течение 1,5 лет составила 95 %. Площадь рабочей зоны составляет 5500 × 2500 мм, масса заготовки — до 3000 кг, максимальные отклонения по осям — 0,01 мм, мощность шпинделя — 40 кВт, частота вращения шпинделя — до 20 000 мин$^{-1}$.

Оригинальный многоцелевой металлорежущий станок, с. 21, 22, ил. 3

В ходовых механизмах современных самолетов применяются детали весьма сложной геометрии из высокопрочных сплавов, изготовление которых предъявляет особые требования к оборудованию. На их выполнении специализируется фирма WFL Millturn Technologies GmbH & Co. KG (Австрия). Ее последней новинкой является станок Millturn — гибрид четырехкоординатного токарного станка и пятикоординатного обрабатывающего центра. На таком станке можно выполнять 18 операций всего за два установа. По сравнению с обычными станками он обеспечивает уменьшение времени обработки на 30÷50 %.

Трехкоординатная манипуляционная система, с. 77, ил. 1.

Фирма Mikron GmbH Rottweil выпускает многопозиционные станки-автоматы Multistep с прямолинейным транспортером для серийного изготовления деталей. Для повышения эффективности их использования фирма предлагает манипуляционную систему, которая помимо операций загрузки/выгрузки может выполнять измерения, контроль качества изготовленных деталей, их очистку, укладку на поддоны и многое другое, причем одна система может обслуживать до четырех станков. Цена системы примерно вдвое ниже, чем сопоставимого с ней робота с шарнирной рукой.

Trametal. 2007. Спецвыпуск "OUTILS" Тема номера: высокоскоростная обработка

Фрезерование: увеличение подачи для повышения надежности, стр. 6, 7, ил. 3.

Современные тенденции при высокоскоростной обработке металла без участия оператора состоят в увеличении скорости подачи, что повышает безопасность и производительность при работе с фрезами с накладными пластинами. Уделяется внимание скругленной форме фрезы, особенно в центрах с вертикальным расположением шпинделя, а также получению более тонкой стружки с целью увеличения скорости подачи. Приводится формула зависимости между подачей и толщиной стружки, которая рассчитана на программируемую работу станка без участия оператора.

Wertheim R. et al. Высокоскоростная обработка: повышение рентабельности, с. 34—36, 38—41, ил. 17.

Представлен анализ новых инструментальных материалов и характеристик инструментов (геометрия, износостойкость, конструкция, стоимость и др.), предназначенных для высокоскоростных операций, в том числе для токарной обработки, фрезерования, фрезерования профилированием и сверления отверстий.

Высокоскоростное нарезание резьбы — новые возможности, с. 42—44, 46, ил. 5.

Всегда считавшаяся медленной операция нарезания резьбы становится высокоскоростной с появлением новых инструментов: нарезных фрез, высокоскоростных метчиков, шпинделей с электронной синхронизацией, гибких держателей метчиков, специальных патронов с автоматической инверсией. Приводится анализ возможностей этих инструментов.

Режущий инструмент, стр. 47—58, ил. 38.

Представлен обзор новых инструментов, в числе которых фрезы для изготовления желобков, карбидные микросверла, фрезы для черновой и получистовой обработки лопастей турбин из коррозионно-стойкой стали, моноблочные карбидные сверла для сверления с охлаждением и без, фрезы с зубцами из поликристаллических алмазов для обработки поверхностей, инструменты для полной обработки коррозионно-стойких сталей, головки для разверток очень малых диаметров, мощные и антивибрационные развертки, фрезы для высокой подачи и высокоскоростные карбидные фрезы, специальные режущие пластины для алюминия, моноблочные карбидные фрезы для черновой обработки. Описано новое покрытие для разверток.

Metalworking Production. 2006. Июль

Горизонтальный обрабатывающий центр узкой конструкции, с. 18, ил. 1.

Описан центр ультраузкой конструкции мод. UH-600V фирмы Yamazaki Mazak, отражающий тенденцию обеспечения высокой производительности на небольшом рабочем пространстве. Станок имеет ширину 695 мм при рабочем пространстве 600 × 500 мм с линейной координатной осью X при интерполяции полярных координат C и Y. При этом перемещение по оси X обеспечивается суммированными ходами стола и стойки, создавшими возможность сужения ширины станка при сохранении скорости быстрых подач, равных 120 м/мин.

Многофункциональный токарный станок: два в одном, с. 23, ил. 1.

Описан токарный станок мод. Alpha I550 XM фирмы TS Harrison для единичного и мелкосерийного производств, имеющий комбинированную систему управления (ручная/ЧПУ), полную ось c для фрезерования и точной токарной обработки. Приводится характеристика станка: длина станины 2 или 3 м, диаметр устанавливаемой детали над станиной 554 мм, мощность двигателя главного привода 15 кВт, разрешение поворота по оси C — 0,001°.

Токарно-шлифовальный станок, с. 26, ил. 1.

Описан станок мод. S242 фирмы Fritz Studer, получивший первую премию в конкурсе MWP Awards 06. Отмечается высокая производительность станка при обработке деталей типа тел вращения с одного установа путем твердого точения и последующего шлифования. Станок состоит из наклоненной под углом 45° станины из синтеграна марки Granitan, модульных конструкций, позволяющих установку до трех шлифовальных шпинделей, 12-позиционной револьверной головки с резцами для токарной обработки, синхронизированного контршпинделя, автоматического манипулятора деталей, транспортера стружки, щупов для контроля и устройства автоматической балансировки шлифовального круга.

Metalworking Production. 2006. V. 150. Nr. 8 (сентябрь)

Webzell S. Анализ факторов, влияющих на стойкость инструмента, с. 65, 66, ил. 3.

В качестве основных факторов, влияющих на стойкость инструмента, указываются скорость резания, глубина резания, подача, тип обрабатываемого материала и тип СОЖ. Кроме них существует еще один фактор, который зачастую не вполне учитывается, — жесткость применяемого станка. Излагаются сведения о проведенных исследованиях в отношении влияния этого фактора на стойкость инструмента, для чего проанализированы действующие силы резания, основные компоненты оборудования, жесткость этих компонентов, меры по минимизации риска поломок инструментов при резании. Приведены некоторые практические рекомендации.

Система адаптивного управления, с. 79, ил. 1.

Фирма Heidenhain предлагает систему адаптивного управления AFC для непрерывного контроля мощности

шпинделя и соответствующего регулирования скорости подачи. На основании предельных значений подач, полученных в процессе "teach-in cut" (обучающее резание), система пересчитывает скорость подачи и изменяет эту скорость в зависимости от значения мощности резания и других факторов процесса обработки. Основные преимущества предлагаемой системы: оптимизация цикла обработки, контроль состояния инструмента и уменьшение износа станка.

Modern Machine Shop 2006. V. 79. Nr. 2 (июль)

Albert M. Прошивание отверстий на электроэрозионном станке, с. 98, 99—101, ил. 2.

На электроэрозионном станке можно прошивать отверстия сложной формы и малого диаметра в труднообрабатываемых материалах на большую глубину и с большой скоростью, например в диффузорах реактивных двигателей. В этом случае важной характеристикой станка является возможность переустановки твердого электрода при входе в прошиваемое отверстие и наличие многокоординатной УЧПУ типа CNC для точного позиционирования и автоматизации обработки, а также для минимизации длительности рабочего цикла. Например, на станке фирмы Beaumont Machine (США) прошиваются отверстия диффузоров реактивных двигателей диаметром 1 мм в сплаве Инконель на глубину 12,7 мм за 20 с.

Обзор систем программирования, с. 150, 152, 154, 156, 157, ил. 3.

Представлен обзор разных систем программирования, в числе которых: система EdgeCAM версии 10.5 фирмы Pathtrace Systems Inc. (США), обеспечивающая одновременную четырех- или пятикоординатную обработку сложно-профильных изделий, например импеллеров; усовершенствованный программный пакет (ПО) FeatureMill 3D модулем FeatureCam версии 2007 фирмы FeatureCAM/Delcam USA, с помощью которого ускорены расчеты при формировании 3D-траекторий движений инструментов; разработанное ПО 5-Axis Production фирмы Cimatron Technologies Inc. (США), с помощью которого формируются траектории движений инструментов при обработке деталей в аэрокосмической и оборонной отраслях; ПО NCL V9.5 фирмы Numerical Control Computer Sciences (США), которое обеспечивает программирование одновременных перемещений по пяти осям, в том числе при черновом резании.

Modern Machine Shop 2006. V. 79. Nr. 3 (август)

Вертикальные токарные станки для авто- и авиакосмической отраслей промышленности, с. 166, 168.

Описаны высокопроизводительные, надежные и компактные вертикальные токарные станки (VTL) фирмы Chevalier Machinery Inc. Вертикальная конструкция станка требует минимального усилия для зажима детали, так как она удерживается благодаря собственному весу, что предупреждает ее повреждение от чрезмерного усилия зажима. Приведены другие конструктивные особенности станков, в числе которых цельная чугунная станина из механита с отпуском высокой частоты, имеющая частые ребра для виброгашения, квадратные направляющие из легированной стали и др.

Wang C. Станкостроение Тайваня, с. 412.

Дана информация о производстве станков и прессов в Тайване, увеличившемся на двухзначные проценты, что вывело страну на четвертое место в мире после Японии, Италии и Германии, пятое место в мировом импорте станков и прессов и второе место в потреблении на душу населения. Приведены подробные статистические данные.

Высокопроизводительные обрабатывающие центры — более гибкие и скоростные, с. 432, ил. 3.

Описаны обрабатывающие центры новой серии ZVH 42 фирмы IBARMIA INNOVATEK. При подвижной колонне и фиксированном столе эти станки имеют перемещение от 1600 до 6000 мм по оси X, 812 мм — по оси Y и 900 мм — по оси Z. Они оснащены электрошпинделем с частотой вращения до 15 000 мин$^{-1}$, скорости быстрых ходов составляют 45,7 м/мин.

ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2006. V. 128. Nr. 3

Safdar S. et al. Анализ влияния геометрии лазерного пучка на закалку, с. 659—667, ил. 15, библ. 33.

Анализ лазерной закалки был проведен с использованием модели, основанной на МКЭ. Эксперименты проводились на стали EN43A. Анализ показал, что ни прямоугольная, ни круглая формы поперечного сечения пучка лазерных лучей не обеспечивают оптимальных результатов. Наилучшие показатели были достигнуты с пучком треугольного сечения.

Miller S. F. et al. Экспериментальный и численный анализ процесса термического сверления, с. 802—810, ил. 14, табл. 2, библ. 16.

Описаны моделирование и экспериментальная проверка процесса термического сверления. Исследовались температура поверхности материала, крутящий момент и сила давления при постоянной скорости вращения. Предложенные математические модели контакта показали хорошую корреляцию с экспериментом.

ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2006. V. 128. Nr. 4

Jun Martin B. G. et al. Исследование динамики фрезерования концевыми микрофрезами, часть 1, с. 893—900, ил. 8, библ. 23.

Описана модель, построенная с учетом возникающих моментов инерции и гироскопических моментов, а также сил резания и толщины стружки.

Jun Martin B. G. et al. Исследование динамики микрофрезерования, часть 2, с. 901—912, ил. 18, табл. 8, библ. 17.

Изучено влияние толщины стружки и упругого последействия на стабильность процесса микрофрезерования в широком диапазоне подач. Найдены зависимости стабильности процесса от глубины фрезерования и числа оборотов шпинделя

Insperger T. et al. Вибрации инструмента при фрезеровании, с. 913—920, ил. 10, библ. 44.

Исследовался процесс фрезерования, а также стабильность качества обрабатываемой поверхности на частотах, близких к резонансным, с использованием диаграмм стабильности.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru