ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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)

6

2015

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-268-38-58
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А.
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
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 "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Барахтанов Л. В., Беляков В. В., Зезюлин Д. В., Макаров В. С., Манянин С. Е., Тропин С. Л. — Обоснование рациональной конструкции вездеходного транспортного средства с колесной формулой 8×8 . . . 3

Соколов-Добрев Н. С., Шеховцов В. В., Ляшенко М. В., Калмыков А. В. — Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора . . . 6

Косарев О. И. — Влияние коэффициентов перекрытия на вибровозбуждение в зубчатом зацеплении . . . 11

Ковальский Б. И., Сокольников А. Н., Безбородов Ю. Н., Петров О. Н., Шрам В. Г. — Контроль термоокислительной стабильности и противоизносных свойств моторных масел . . . 17

Фирсанов В. В., Макаров П. В. — Проектирование рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей и установок с учетом оценки их устойчивости к флаттеру . 23

Пожбелко В. И. — Метод конструирования эффективных малогабаритных плоскоременных передач с уменьшенным углом обхвата и без пробуксовок тягового ремня . . . 27

Абрамов И. В., Лекомцев П. В. — Моделирование точности сопрягаемых поверхностей в конических соединениях . . . 32

Литвиненко Р. С., Павлов П. П., Гуреев В. М., Мисхабов Р. Ш. — Оценка технического уровня сложных систем на этапе разработки . . . 35

Лесняк А. Н., Пшеницын А. А., Самохин В. С. — Оценка эффективности управления динамическими характеристиками трубопроводов . . . 39

Каменев С. В., Лапынина М. Ю., Фот А. П. — Определение рациональных размеров пластин звеньев приводных роликовых цепей . . . 43

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Валиев Р. А., Хайруллин А. Х., Шибаков В. Г. — Модели и методы синтеза алгоритмов и программ систем автоматизированного проектирования технологических процессов в машиностроении . . . 48

Курмаев Р. Х., Теренченко А. С., Карпухин К. Е., Стручков В. С., Зиновьев Е. В. — Способы поддержания требуемой температуры аккумуляторных высоковольтных батарей электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками . . . 52

Вильданов И. З., Шибаков В. Г., Шибаков Р. В. — Формирование конструкторско-технологической документации на ответственные детали, получаемые пластическим деформированием, с учетом их эксплуатационных свойств . . . 55

Петухов Ю. Е., Водовозов А. А. — Заточка спиральных сверл с криволинейными режущими кромками по задней поверхности . . . 59

Саяпин С. Н. — Трехкоординатное фрезерование больших поверхностей второго порядка 62

Кондрашов А. Г. — Повышение прочности зубьев зубчатых передач исключением подрезания ножки зуба . . . 67

Бржозовский Б. М., Зинина Е. П., Мартынов В. В., Плешакова Е. С. — Экспериментальное исследование качества эксплуатации модифицированного режущего инструмента 69

Проблемы теории и практики резания материалов

Кулагин Р. Н., Тимачева М. В. — Автоматизация процесса нарезания внутренних резьб малого диаметра . . . 72

Ласуков А. А. — Выбор режимов обработки на основании температурных зависимостей процесса стружкообразования . . . 74

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Манираки А. А. — Создание централизованной системы подготовки сжатого воздуха на предприятии . . . 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Маланин В. В., Остапенко Е. Н., Пенский О. Г. — Научные разработки в области строительных откатных артиллерийских орудий и их математические модели . . . 82

Пухальский В. А., Забельян Д. М., Пухальский П. В. — Мониторинг использования мелкоразмерных сверл в условиях конкретного производства . . . 85

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Barakhtanov L. V., Belyakov V. V., Zezyulin D. V., Makarov V. S., Manyanin S. E., Tropin S. L. — Substantiation of rational design of cross country transport vehicle with 8×8 axle arrangement 3

Sokolov-Dobrev N. S., Shekhovtsov V. V., Lyashenko M. V., Kalmykov A. V. — Method of decreasing of dynamic loading of power transmission of caterpillar tractor 6

Kosarev O. I. — Influence of engagement factors on vibroexcitation in tooth gear 11

Koval'skiy B. I., Sokol'nikov A. N., Bezborodov Yu. N., Petrov O. N., Shram V. G. — Results of control of thermal-oxidative stability and antiwear properties of engine oils 17

Firsanov V. V., Makarov P. V. — Design of rotor wheels of gas-turbine engines compressors and systems taking into account their flutter stability 23

Pozhbelko V. I. — Design method of effective small-size flat-belt gears with reduced wrapping angle and absence of slippage of pull belt 27

Abramov I. V., Lekomtsev P. V. — Modeling of accuracy of mating surfaces in conical joints 32

Litvinenko R. S., Pavlov P. P., Gureev V. M., Miskhabov R. Sh. — Assessment of technical level of complicated engineering systems on the stage of their design 35

Lesnyak A. N., Pshenitsyn A. A., Samokhin V. S. — Assessment of control effectiveness of dynamic characteristics of pipelines 39

Kamenev S. V., Lapynina M. Yu., Fot A. P. — Determination of rational parameters of plates of links of driving roller chains 43

MANUFACTURING ENGINEERING

Valiev R. A., Khayrullin A. Kh., Shibakov V. G. — Models and methods of synthesis of algorithms and CAD software of manufacturing processes in mechanical engineering 48

Kurmaev R. Kh., Terenchenko A. S., Karpukhin K. E., Struchkov V. S., Zinov'yev E. V. — Methods of support of required temperature of high-voltage storage batteries of electromobiles and automobiles with combined power plants 52

Vil'danov I. Z., Shibakov V. G., Shibakov R. V. — Generation of design-technological documentation on critical parts, obtained by plastic deformation, taking into account their service properties 55

Petukhov Yu. E., Vodovozov A. A. — Sharpening of spiral drills with curvilinear cutting edges at clearance surface 59

Sayapin S. N. — Three-dimensional milling of large-size quadric surfaces 62

Kondrashov A. G. — Improvement of teeth strength in tooth gears by excluding of flanking 67

Brzhozovskiy B. M., Zinina E. P., Martynov V. V., Pleshakova E. S. — Experimental research of quality of operation of modified cutting tool 69

Problems of theory and practice of materials cutting

Kulagin R. N., Timacheva M. V. — Automation of process of cutting of small diameter internal threads 72

Lasukov A. A. — Selection of machining modes on the base of temperature dependencies of chip formation process 74

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Maniraki A. A. — Development of centralized compressed-air processing system on enterprise 78

TECHNICAL INFORMATION

Malanin V. V., Ostapenko E. N., Penskiy O. G. — Scientific research results in field of construction roller artillery instruments and their mathematical models 82

Pukhal'skiy V. A., Zabel'yan D. M., Pukhal'skiy P. V. — Monitoring of application of small-size drills in conditions of certain production 85

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

Сдано в набор 05.04.2015. Подписано в печать 14.05.2015.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2015

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.113

Л. В. БАРАХТАНОВ, д-р техн. наук, В. В. БЕЛЯКОВ, д-р техн. наук, Д. В. ЗЕЗЮЛИН, канд. техн. наук, В. С. МАКАРОВ, канд. техн. наук (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), С. Е. МАНЯНИН, канд. техн. наук (ООО "Завод транспортных машин"), С. Л. ТРОПИН, канд. техн. наук (ЗАО ПКТГ "Спецтяжавтотранс"), e-mail: barahtanov@yandex.ru, ttsnn@yandex.ru, tropin@spectyazh.ru

Обоснование рациональной конструкции вездеходного транспортного средства с колесной формулой 8×8[1]

Проанализированы вездеходные транспортные средства с колесной формулой 8×8. Получены соотношения основных показателей автомобилей: полной массы, мощности двигателя, давления на грунт, грузоподъемности, на основе которых определены показатели разрабатываемого транспортного средства.

Ключевые слова: вездеходное транспортное средство, колесная формула, гидростатическая трансмиссия.

The cross country transport vehicles with 8×8 axle arrangement are analyzed. The relationships between general automobile parameters are obtained: fully loaded mass, engine power, ground pressure, load carrying ability, on the base of which the parameters of the designed transport vehicle are determined.

Keywords: cross country transport vehicle, axle arrangement, hydrostatic transmission.

По конструктивному исполнению и условиям эксплуатации многоосные колесные машины повышенной проходимости выделены в особую группу транспортных средств, которые отличаются повышенной грузоподъемностью и предназначены для эксплуатации в трудных условиях, т. е. для бездорожья, где эксплуатация обычных автомобилей неэффективна или невозможна.

Рассмотрим особенности конструирования многоосных машин с высокой проходимостью по грунтам с низкой несущей способностью и возможностью передвигаться по воде, а также транспортных средств, у которых увеличение числа колес обусловлено высокой грузоподъемностью.

При создании новой конструкции машины следует рассмотреть существующие транспортные средства, проанализировав связи между полной массой машины, ее мощностью и массой перевозимого груза, а для машин, работающих в тяжелых дорожных условиях, связь между полной массой машины и средним давлением в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Уже выпускаемые транспортные машины с колесной формулой 8×8 были проанализированы по таким показателям, как эффективная мощность N_e двигателя, полная масса $m_п$ машины и масса $m_г$ перевозимого груза (или грузоподъемность Q). Аппроксимацией этих данных получены зависимости, анализ которых показал следующее.

Для машин одинакового назначения по показателям N_e и $m_п$ получены уравнения линий тренда (рис. 1): для вездеходных машин — $N_e = 18m_п + 8$; для специальных машин — $N_e = 13m_п + 21$; для грузовых машин — $N_e = 4m_п + 135$. Эти уравнения можно использовать при проектировании транспортного средства, например при выборе мощности двигателя. На основании линий тренда установлено, что мощность двигателя вездеходных машин значительнее зависит от полной массы автомобиля. При этом удельная мощность двигателя $N_y = N_e/m_п$ обратно пропорциональна полной массе автомобиля, т. е. чем больше масса автомобиля,

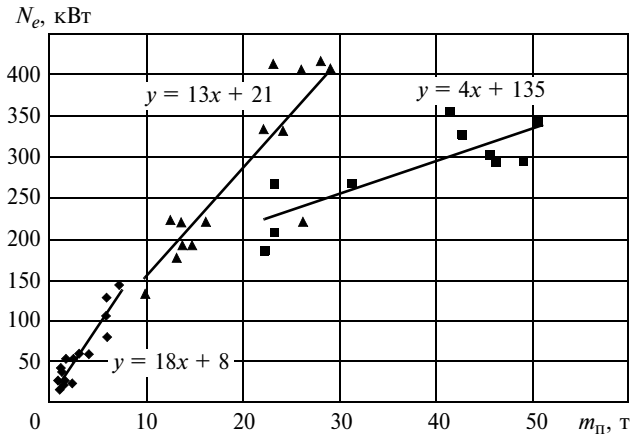


Рис. 1. Зависимости эффективной мощности N_e двигателя от полной массы $m_п$ для машин с колесной формулой 8×8 разного назначения:
♦ — вездеходы; ■ — грузовые; ▲ — специальные

[1] Работа выполнена в рамках реализации ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 гг.", соглашение № 14.574.21.0107, уникальный идентификатор соглашения RFMEFI57414X0107.

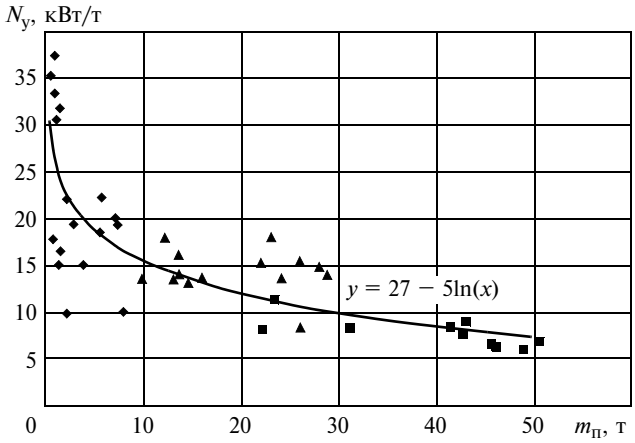


Рис. 2. Зависимости удельной мощности $N_у$ двигателя от полной массы $m_п$ для машин с колесной формулой 8×8 разного назначения:
♦ — вездеходы; ■ — грузовые; ▲ — специальные

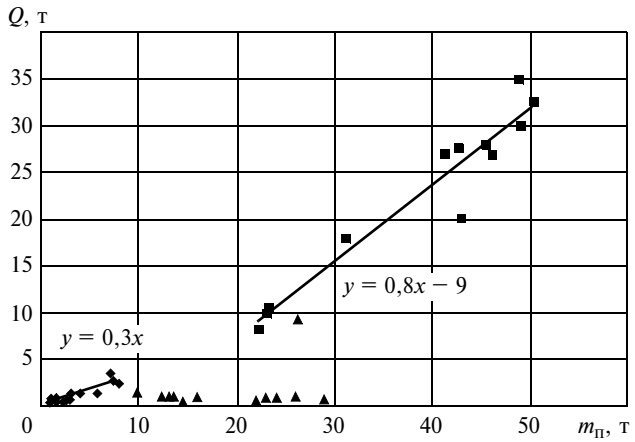


Рис. 3. Зависимости грузоподъемности Q от полной массы $m_п$ для машин с колесной формулой 8×8 разного назначения:
♦ — вездеходы; ■ — грузовые; ▲ — специальные

тем меньше требуется мощности на единицу его веса (рис. 2). Для всех машин с колесной формулой 8×8 получена линия тренда $N_у = 27 - 5\ln(m_п)$.

Следовательно, целесообразно создание вездеходной машины с полной массой 8÷9 т при $N_у < 15$ кВт/т.

Проанализируем такие показатели многоосных колесных автомобилей, как полная масса $m_п$ и грузоподъемность Q (рис. 3). Заметим, что для специальных машин с колесной формулой 8×8 соотношение данных показателей не является актуальным, так как главный критерий при их проектировании — назначение. Для вездеходных машин справедливо уравнение линии тренда $Q = 0,4m_п$, для грузовых — уравнение $Q = 0,8m_п - 9$, т. е. для грузовых автомобилей функция $Q = f(m_п)$ имеет большее значение, чем для вездеходных. Это обусловлено тем, что грузоподъемность вездеходных машин ограничивает их назначение — они предназначены для эксплуатации по бездорожью. Грузоподъемность вездеходного автомобиля не должна быть меньше $0,4m_п$. Грузоподъемность специальных машин зависит от численности экипажа и десанта и не является определяющим при установлении полной массы машины.

Давление автомобиля на грунт рассчитывали как отношение полной массы машины к расчетной площади контакта всех колес с твердым грунтом без учета неравномерности ее распределения. Получены следующие уравнения линии трендов (рис. 4): для вездеходных машин — $p = 0,6m_п + 5,4$; для специальных — $p = 1,6m_п + 14$; для грузовых — $p = 1,3m_п + 25,1$.

Следовательно, при проектировании вездеходной машины необходимо обеспечить $p = 10,2 \div 10,8$ кПа при $m_п = 8 \div 9$ т. Этого можно достичь использованием шин со сверхнизким давлением.

Таким образом, на основе анализа технических характеристик многоосных колесных автомобилей определены следующие показатели конкурентного вездеходного транспортного средства:

Колесная формула	8×8
Полная масса, т	8÷9
Грузоподъемность, т	Не менее 3,2
Удельная мощность, кВт/т	Не более 15
Давление шины на грунт, кПа	10,2÷10,8

Выбор рациональной конструкции машины, обусловленной такими факторами, как конфигурация движителя, параметры энергетической установки, можно обеспечить лишь частично.

На рынке транспортных средств представлено немало автомобилей повышенной проходимости, например, снегоболотоход Тундра, вездеход Вектор. Однако для передвижения по труднопроходимой местности при резком изменении условий движения необходимо обеспечить своевременное изменение режимов работы отдельных агрегатов и систем машины. Этого нет у большинства выпускаемых внедорожных автомобилей.

Для обеспечения требуемой мобильности исследуемых транспортных средств необходимы автома-

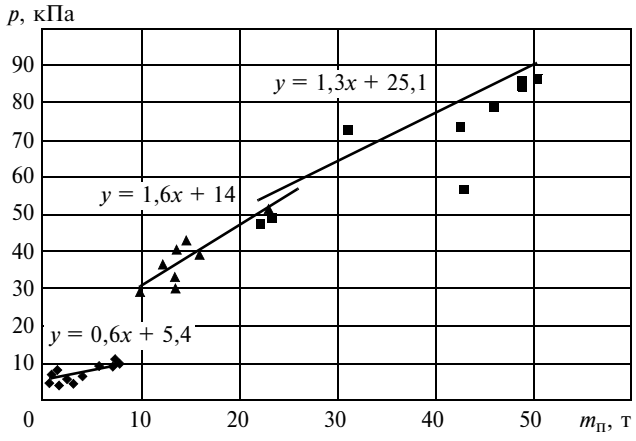


Рис. 4. Зависимости давления p на грунт от полной массы $m_п$ для машин с колесной формулой 8×8 разного назначения:
♦ — вездеходы; ■ — грузовые; ▲ — специальные

тические системы, способные изменять режимы работы отдельных агрегатов машины. Полноприводные трансмиссии, сочетающие в себе индивидуальные регулируемые силовые приводы каждого колеса и автоматическое электронное управление, позволяют добиться рационального распределения мощности по ведущим колесам в зависимости от условий их взаимодействия с опорной поверхностью, что значительно повышает среднюю скорость машины в сложных дорожных условиях и топливную экономичность. Энергоэффективность транспортных средств повышает оптимальное распределение моментов по колесам. Для этого используют электромеханическую трансмиссию, как например в автомобиле Oshkosh HEMTT-A3 [3] и в транспортном средстве QinetiQ [4], или гидрообъемную трансмиссию (ГОТ).

В ОАО "НАМИ-Сервис" совместно с АМО-ЗИЛ и НПО им. Лавочкина разработан трехосный Гидроход-49061 [1, 2] (рис. 5). Трансмиссия данного автомобиля представляет собой комплекс из системы датчиков, определяющих взаимодействие колеса и грунта для каждого колеса, автоматической системы управления распределением крутящих моментов по колесам и бесступенчатого силового привода.

Однако массогабаритные характеристики данного автомобиля не позволяют эффективно и с минимальными затратами решать наиболее востребованные в настоящее время задачи. Гидроход-49061 предназначен: для поисково-спасательных работ и эвакуации из зон природных катастроф, где нельзя использовать вертолеты; для транспортного обеспечения газо- и нефтепромыслов; используется при строительстве, ремонте и контроле линейных сооружений (трубопроводы, линии электропередач и связи), в качестве транспорта при геологических и буровых работах, обеспечивающего сохранность почвенного покрова, что весьма важно для северных биогеоценозов.

При проектировании многофункционального вездеходного транспортного средства для обеспечения высокой подвижности следует принимать наиболее приспосабляемую систему подрессоривания — независимую подвеску, достоинства которой проявляются в комбинации с ГОТ в результате непосредственного привода колесных движителей. Кроме того, целесообразно использовать всеколесное рулевое управление с индивидуальным приводом поворота колес, что обеспечит высокую профильную проходимость и маневренность машины.

На основании выполненных исследований с учетом технологических возможностей ООО "Завод Транспортных Машин", являющегося партнером НГТУ им. Р. Е. Алексеева, были определены основные показатели разрабатываемого внедорожного транспортного средства (ВТС) с колесной формулой 8×8.

Рис. 5. Гидроход с ГОТ, разработанный ОАО "НАМИ-Сервис" совместно с АМО-ЗИЛ и НПО им. Лавочкина

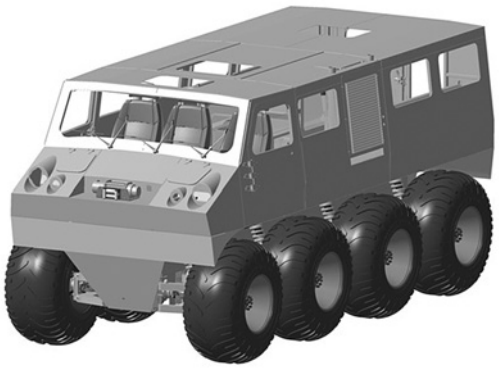


Рис. 6. Внешний вид разрабатываемого ВТС с колесной формулой 8×8

	Рекомендации	**Новое ВТС**
Колесная формула	8×8	8×8
Полная масса, т	7÷9	8
Грузоподъемность, т	Не менее 3,2	3,5
Мощность двигателя, кВт	Нет данных	110
Удельная мощность, кВт/т	Не более 15	13,75
Трансмиссия	Н. д.	Гидростатическая
Шины	Н. д.	1300×700
Расчетное давление шины на грунт, кПа	10,2	9,9

Внешний вид разрабатываемой машины представлен на рис. 6.

Гидростатическая трансмиссия с требуемым законом управления должна обеспечить эффективное использование мощности и экологичность технического средства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Петров С. Е.** Оценка перспективности использования гидрообъемных трансмиссий на автомобильном транспорте // Междунар. науч. симпозиум "Автотракторостроение—2009". М.: МГТУ "МАМИ", 2009. С. 246—254.
2. **Белоусов Б. Н., Шухман С. Б.** Прикладная механика наземных тяговотранспортных средств с мехатронными системами: Монография. Под общ. ред. Б. Н. Белоусов. М.: Агроконсалт, 2013. 610 с.
3. http://www.dieselpowermag.com/features/1107dp_diesel_electric_hybrid_ hemtt_oskosh_a3/
4. http://www.gizmag.com/go/7528

УДК 629.11-585.001.573

Н. С. СОКОЛОВ-ДОБРЕВ, канд. техн. наук, В. В. ШЕХОВЦОВ, М. В. ЛЯШЕНКО, доктора технических наук, А. В. КАЛМЫКОВ (Волгоградский ГТУ), e-mail: shehovtsov@vstu.ru

Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора

Предложен способ снижения динамической нагруженности наиболее нагруженных участков силовой передачи трактора на 20—30 % изменением крутильной жесткости реактивного звена. Выполнено моделирование нагружения участков силовой передачи с ограниченно упругим реактивным звеном и без него при прямолинейном движении с разными скоростями и поворотах с разными радиусами.

Ключевые слова: трактор, силовая передача, динамическая нагруженность, упругое реактивное звено.

The method of decreasing of dynamic loading of the most loaded areas of power transmission of a tractor on 20—30 % by changing of torsional stiffness of reactive linkage is suggested. The modeling of loading of power transmission areas with limitedly elastic reactive linkage and without it at rectilinear movement with various speeds and turning with various radii is performed.

Keywords: tractor, power transmission, dynamic loading, elastic reactive linkage.

Детали силовой передачи гусеничных машин испытывают значительные динамические нагрузки, которые обусловлены, с одной стороны, неравномерностью крутящего момента, создаваемого двигателем, с другой — неравномерностью тягового сопротивления, изменениями скорости и направления движения машины, колебаниями остова на подвеске, перемоткой гусеничных цепей при движении, перезацеплением зубчатых колес в силовой передаче, управляющими действиями водителя и другими факторами. Все это создает дополнительные напряжения в деталях, в которых накапливаются усталостные повреждения [1—5]. На переходных режимах движения: при трогании, остановке и повороте, динамичность нагрузок увеличивается, что в ряде случаев приводит к преждевременному выходу из строя наиболее нагруженных деталей [6—13].

На Волгоградском тракторном заводе осваивается производство нового сельскохозяйственного трактора Четра 6С-315. Одним из направлений доводки его конструкции является проработка возможностей снижения динамической нагруженности силовой передачи [10, 11, 14, 15].

Для снижения нагруженности силовой цепи трактора применяют:

упругие элементы в прицепном устройстве;

упругие элементы в приводе ведущих колес;

обрезиненные элементы в гусеничной ходовой системе;

конструирование отдельных деталей силовой передачи с высокой податливостью;

применение в силовой цепи специальных устройств с высокой податливостью;

конструирование отдельных деталей силовой цепи с повышенными демпфирующими свойствами;

использование в силовой цепи демпферов;

самоустанавливающиеся "плавающие" или компенсационные звенья.

Малоприменяемым методом снижения динамической нагруженности силовой передачи в тракторостроении является изменение крутильной жесткости реактивных звеньев. Однако данный метод позволяет эффективно снижать нагруженность участков силовой передачи на режимах с высокой динамичностью нагрузок [16].

В гусеничных машинах при режимах с высокой динамикой нагрузок самым нагруженным является узел конечной передачи, который первым в силовой цепи воспринимает динамические нагрузки, возникающие при перемотке гусеничной цепи, при изменении скорости машины и тягового сопротивления и в результате раскачивания остова на подвеске. Поэтому было принято решение установить в конечную передачу упругое звено. В трансмиссии трактора Четра 6С-315 конечная передача — планетарная, в которой остановленное звено — коронное зубчатое колесо, жестко связано с корпусом и является опорой для вращающихся деталей передачи, т. е. реактивным звеном. Авторами статьи предложено вместо жесткого закрепления коронного зубчатого колеса использовать ограниченно упругое зацепление, обеспечивающее возможность поворота коронного колеса вправо-влево на угол $\varphi = 5^\circ$ [9, 16]. Конструктивная проработка возможности установки между ступицей и венцом, связывающим барабан с коронным зубчатым колесом, пакетов упругих металлических пластин привела к разработке упругой муфты *1* (рис. 1).

Муфта (рис. 2) содержит полумуфты *4* и *2*, имеющие углубления для упругих элементов *3* в виде пакетов плоских пружин, которые одним концом вставляются во впадины между зубьями полумуфты *4*, а другим — жестко крепятся в полумуфте *2*. В состав муфты входят ограничители *1*,

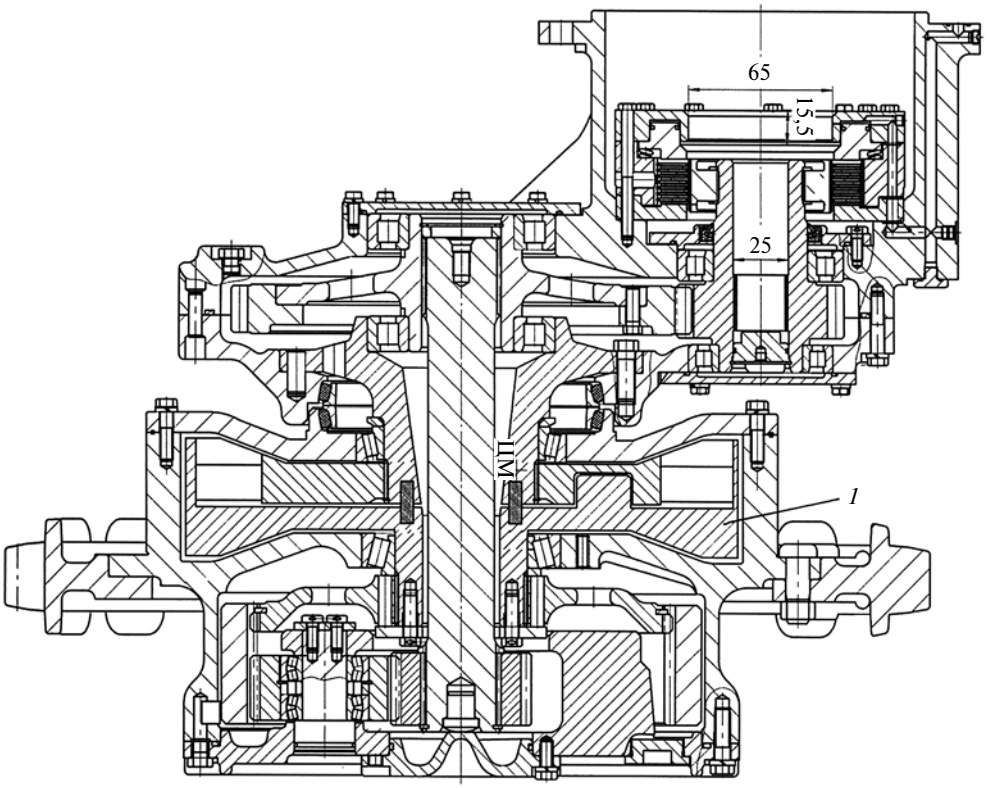


Рис. 1. Конечная передача трактора Четра 6С-315 с упругой муфтой

которые предотвращают поворот венца муфты на угол $\varphi > 5^\circ$ [16].

Упругие пакеты муфты воспринимают пиковые динамические нагрузки, которые гасятся в результате упругой деформаци пакетов, после чего происходит жесткое соединение между ступицей (полумуфта *2*) и венцом (полумуфта *4*) по контактным поверхностям косых упоров ступицы и венца.

На рис. 3 представлена упругая характеристика муфты. Ввиду резкого повышения жесткости муфты в конце упругого хода обеспечивается безударный контакт поверхностей косых упоров.

Для оценки эффективности предложенного способа снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора с использованием программного пакета "Универсальный механизм" создана пространственная динамическая модель [12, 15] (рис. 4, см. обложку), в которой учтены реактивные силы и моменты от корпусных и несущих элементов и от двигателя. Модель позволяет задавать закон изменения крутящего момента, создаваемого двигателем, предварительно определенный по индикаторным диаграммам, в частности для шестицилиндрового рядного двигателя Cummins QSM-C330 трактора Четра 6С-315.

Для оценки влияния на нагруженность силовой передачи комплекса кинематических и динамических факторов нагружения, которые формируют кру-

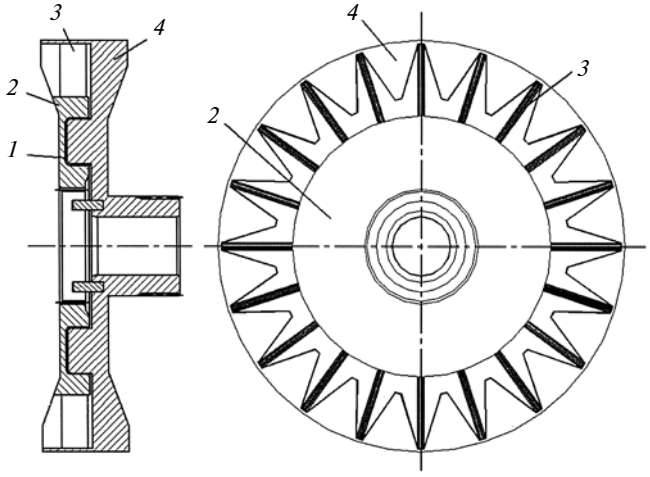


Рис. 2. Конструкция упругой муфты

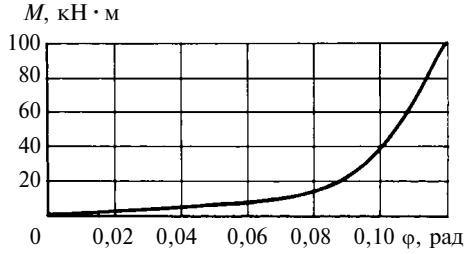


Рис. 3. Упругая характеристика муфты

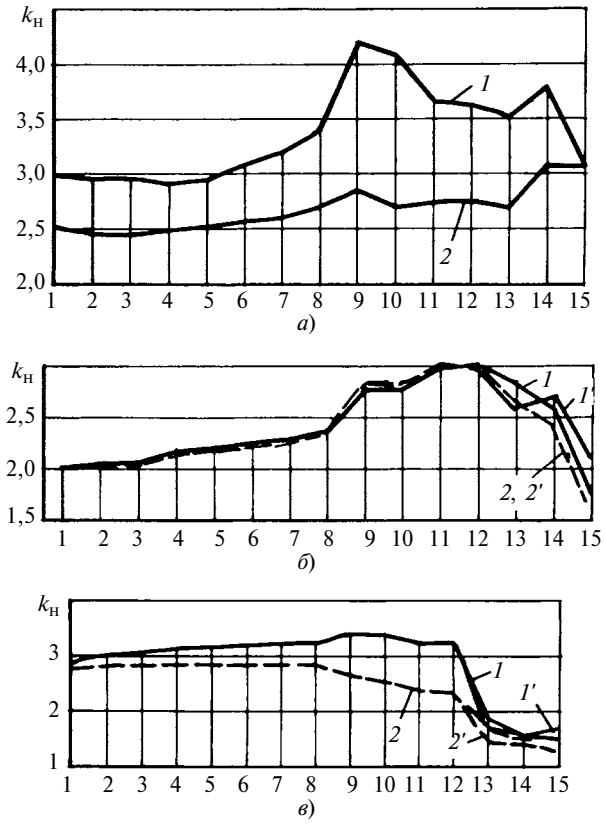


Рис. 5. Зависимости коэффициента $k_н$ неравномерности на разных участках силовой передачи при прямолинейном движении без крюковой нагрузки (*а*) и при установившемся повороте с радиусом $R = 5$ м со скоростями $v = 0{,}56$ (*б*) и 1,67 м/с (*в*)

тящий момент на ведущих колесах машины, с использованием программного пакета "Универсальный механизм" созданы твердотельная модель [12, 15] гусеничного движителя трактора Четра 6С-315 и модель трактора с этим движителем. Были выполнены расчеты [16] изменения крутящего момента на участках силовой передачи без упругого реактивного звена конечной передачи и со звеном при прямолинейном движении трактора с крюковой нагрузкой и без нее, а также при поворотах с разными радиусами. Для описания свойств грунта использовали модель Беккера с учетом просадки.

В качестве оценочного показателя, характеризующего динамическую нагруженность участков, использовали коэффициент $k_н$ неравномерности нагрузки — отношение максимального момента M_{max} на участке к его среднему значению:

$$k_н = M_{max}/M_{ср}.$$

Выполнена серия расчетных исследований с анализом влияния изменения крутильной жесткости реактивного звена на нагруженность участков силовой передачи на режимах прямолинейного движения трактора со скоростями $v = 0{,}56$; 1,10; 1,67; 2,22; 2,78; 3,33 м/с и при поворотах с разными радиусами [16]. На рис. 5—9 приведены зависимости изменения коэффициента $k_н$ неравномерности нагрузки (см. рис. 5; 7—9) и момента M_{max} (см. рис. 6) на разных участках силовой передачи: участки 1—6 — двигатель с карданным валом;

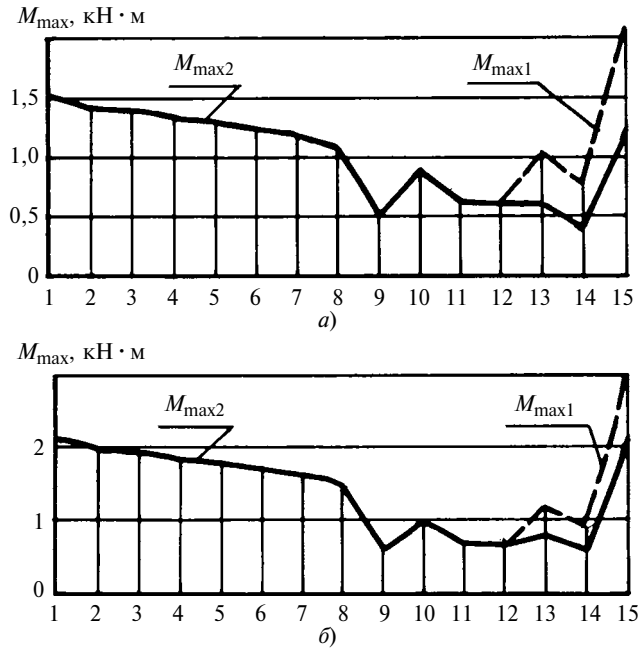


Рис. 6. Зависимости изменения максимального момента на участках 1—15 силовой передачи:
а — $v = 1{,}10$ м/с, $R = 10$ м; *б* — $v = 2{,}22$ м/с, $R = 7$ м

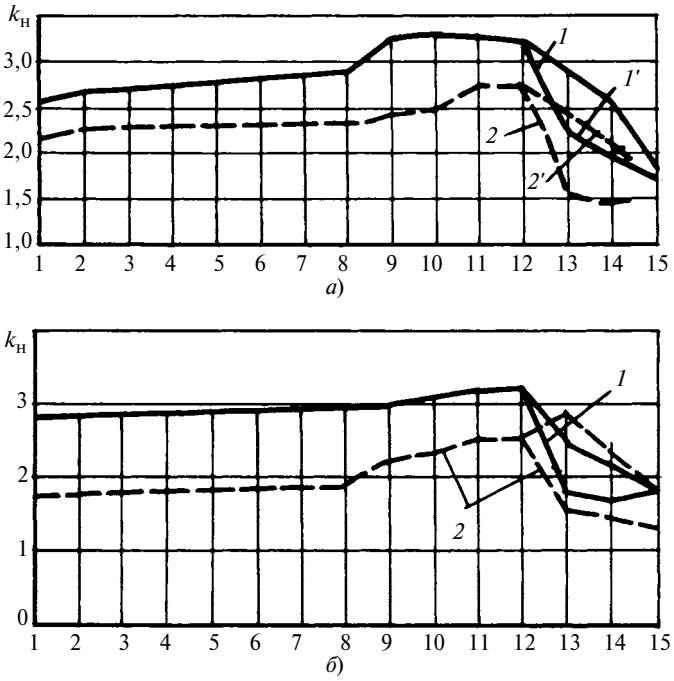


Рис. 7. Изменение коэффициента $k_н$ на участках 1—15 силовой передачи при входе в поворот (*1*, *1'*) и при установившемся повороте (*2*, *2'*):
а — $v = 1{,}10$ м/с, $R = 3$ м; *б* — $v = 0{,}56$ м/с, $R = 2$ м

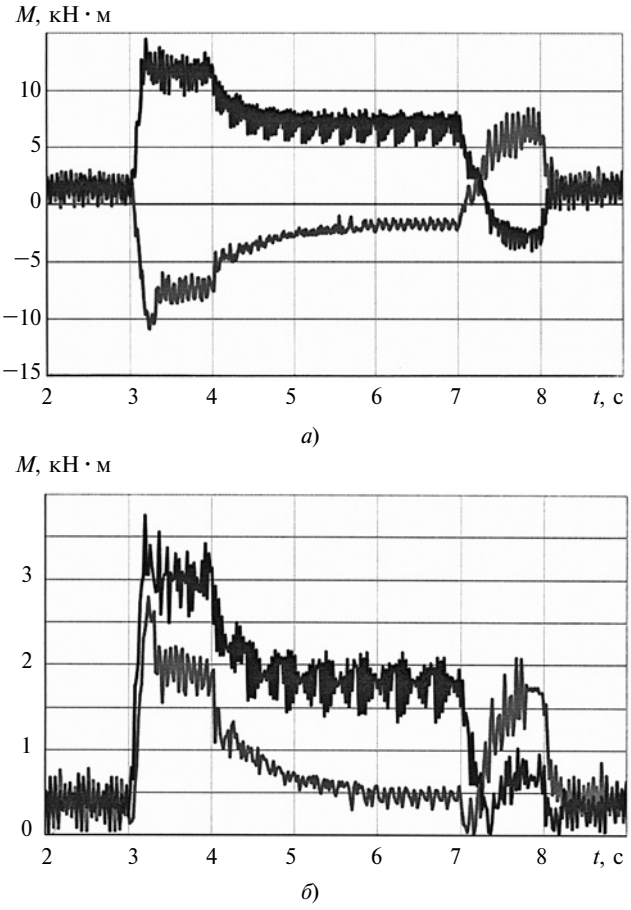


Рис. 8. Изменение момента *M* при входе в поворот и выходе из него при v = 2,78 м/с и R = 2 м:
а — на ведущих колесах; *б* — на участках, связанных с отстающей и забегающей гусеницами

7—11 — коробка передач; 12—15 — участок от главной до конечной передачи включительно. На рис. 5, *а* приведены графики изменения коэффициента $k_н$ на участках 1—15 при движении со скоростью v = 0,56 м/с для штатной силовой передачи (*1*) и силовой передачи с упругим устройством в реактивном звене. При его установке на всех участках наблюдается снижение динамической нагруженности на 16÷38 %. Наибольшее снижение нагрузки (>20 %) наблюдается на участках 7—14, т. е. в коробке передач и в заднем мосте до конечной передачи. Исследования показали, что при прямолинейном движении с крюковой нагрузкой эффект от упругого устройства почти не изменяется, снижение нагруженности имеет место в основном на участках, расположенных до главной передачи [16].

На рис. 5, *б* и *в* показано изменение коэффициента $k_н$ по бортам (левый борт — поз. *1*, *2*, правый — поз. *1'*; *2'*) силовой передачи на двух скоростных режимах без установки (*1*, *1'*) и с установкой (*2*, *2'*) муфты на установившемся повороте без крюковой нагрузки. Анализ показал, что в процессе поворота коэффициенты неравномерности нагруженности участков левого и правого борта неодинаковы и отличаются в 1,3—1,5 раза.

На рис. 6 показано изменение максимальных моментов M_{max1} и M_{max2} по бортам на двух режимах [16]. Они имеют разные значения только на участках, связанных с отстающей и забегающей гусеницами; отличия составляют при разных скоростях и радиусах поворота от 1 до 45 %. При повороте с крюковой нагрузкой качественного изменения нагруженности участков не наблюдается. Упругое устройство обеспечивает снижение неравномерности нагружения на всех участках, максимальное снижение составляет 25 %.

Самая высокая динамичность нагрузок, как правило, наблюдается на начальном этапе и в конце поворота. На рис. 7, *а*, *б* [16] приведены зависимости изменения $k_н$ на участках 1—15 при установившемся повороте (кривая *2*) и при входе в поворот (кривая *1*) на двух скоростных режимах; на большинстве участков силовой передачи коэффициент $k_н$ снижается на 20—35 %.

На рис. 8 показаны цифровые осциллограммы изменения момента *M* на ведущих колесах забегающей и отстающей гусениц [16]. При входе в поворот (с 3-й по 4-ю секунды движения) максимальный момент в 3,5 раза превышает средний, а при выходе из поворота (с 7-й по 8-ю секунды) — превышает в 2,5 раза. Анализ процесса изменения с 3-й по 7-ю секунду моментов на участках, расположенных рядом с ведущим колесом, показал, что при входе в поворот максимальный момент на уча-

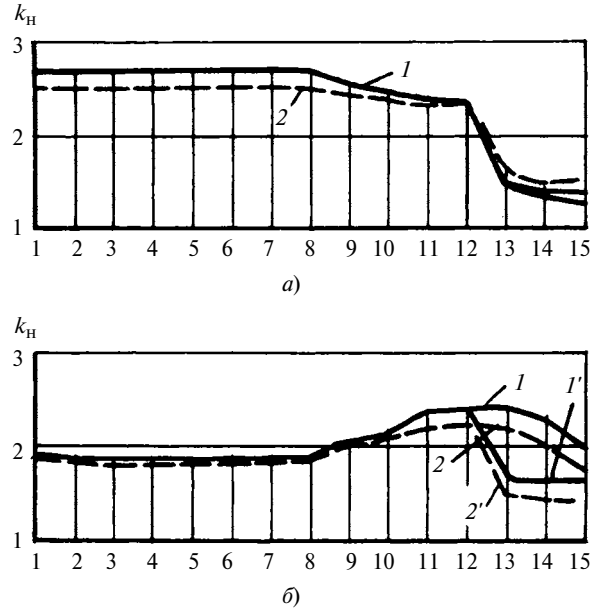


Рис. 9. Изменение коэффициента $k_н$ на разных участках силовой передачи при выходе из поворота:
а — v = 2,78 м/с, R = 2 м; *б* — v = 0,56 м/с, R = 2 м

стках, связанных с забегающей гусеницей, в 9 раз превышает средний, а при выходе из поворота — в 2,5 раза.

Исследовано изменение коэффициента $k_н$ на участках 1—15 на двух скоростных режимах при выходе из поворота с упругой муфтой (*2*) и без нее (*1*; *1'*) (см. рис. 9). Момент M при установке муфты на многих участках уменьшается на 5—6 %.

Таким образом, моделированием установлено, что снижение динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора изменением крутильной жесткости реактивного звена приводит к следующему:

при прямолинейном движении без крюковой нагрузки и с нагрузкой на разных участках силовой передачи трактора отношение $M_{max}/M_ф$ уменьшается в среднем на 20 %;

при установившемся повороте без крюковой нагрузки и с нагрузкой на разных скоростях движения и при разных радиусах поворота отношение $M_{max}/M_{ср}$ на отдельных участках снижается на 25 %;

на режимах с максимальной динамической нагрузкой, т. е. при входе в поворот и выходе из поворота, на большинстве участков силовой передачи отношение $M_{max}/M_{ср}$ снижается на 20÷35 %.

Предложенный метод снижения динамических нагрузок на силовую передачу тракторов улучшит их эксплуатационные характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Shekhovtsov V. V.** Analiza i synteza systemów dynamicznych układów napędowych pojazdów na etapie ich projektowania // Zeszyty Instytutu Pojazdów. 1998. № 4 (30)/98. 156 s.

2. **Shekhovtsov V. V.** Dynamic load control for elements of load-carrying transmission by the change of damping // Archiwum Motoryzacji. 1999. № 4. P. 233—243.

3. **Shekhovtsov V. V., Lyashenko M. V.** Dynamic load optimisation of caterpillar tractor powertrain // The Archives of Automotive Engineering. 2004. № 4. P. 553—564.

4. **Shekhovtsov V. V., Lyashenko M. V.** Układ napędowy ciągnika WT-100. Optymalizacja obciążenia dynamicznego // Napędy i sterowanie. 2004. № 5. S. 36—41.

5. **Шеховцов В. В., Ляшенко М. В.** Оптимизация динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора // Техника машиностроения. 2005. № 1. С. 65—73.

6. **Model** dynamiczny z ogniwami reakcyjnymi układu napędowego ciągnika gąsienicowego / V. V. Shekhovtsov, Z. A. Godzhaev, M. V. Lyashenko et al. // KONES. Powertraun and transport. 2007. № 4. S. 101—112.

7. **Влияние** жесткости связи корпусных деталей трансмиссии с рамой на нагруженность силовой передачи / З. А. Годжаев, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 10. С. 31—35.

8. **Влияние** колебаний корпусных деталей на опорах на нагруженность участков силовой передачи трактора / З. А. Годжаев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 1. С. 19—27.

9. **Установка** упругой муфты в трансмиссию сельскохозяйственного трактора класса 6 / Е. А. Храмова, И. А. Иванов, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов // Прогресс транспортных средств и систем — 2009: Материалы междунар. науч.практ. конф., Волгоград, 13—15 окт. 2009 г. Ч. 1. Волгоград: ВолгГТУ. 2009. 231 с.

10. **The Research** of the Dynamic Load of the Power Train of the Caterpillar Tractor Chetra 6C-315 / V. V. Shekhovtsov, N. S. Sokolov-Dobrev, V. P. Shevchuk, et al. // Journal of KONES. Powertrain and Transport. 2011. V. 18, N. 1. P. 535—546.

11. **Исследование** динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, И. А. Иванов, А. В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Наземные транспортные системы". Вып. 5: Межвуз. сб. науч. ст. Волгоград: ВолгГТУ, 2012. № 2. С. 47—50.

12. **The Computational** Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor / V. V. Shekhovtsov, N. S. Sokolov-Dobrev, V. P. Shevchuk, et al. // The Archives of Automotive Engineering. 2013. Vol. 60. N. 2. P. 79—91.

13. **Динамическая** нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме "разгон — остановка" / Е. И. Тескер, В. В. Шеховцов, В. Ю. Тараненко, К. П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 8. С. 21—23.

14. **Динамическая** модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6 / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, И. А. Иванов, М. В. Ляшенко // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Наземные транспортные системы". Вып. 3: Межвуз. сб. науч. ст. Волгоград: ВолгГТУ, 2010. № 10. С. 92—96.

15. **Динамическая** модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6 / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, И. А. Иванов, М. В. Ляшенко // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Наземные транспортные системы". Вып. 3: Межвуз. сб. науч. ст. 2010. № 10. С. 92—96.

16. **Исследование** динамических процессов в силовой передаче гусеничного трактора тягового класса 6 при повороте / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, К. О. Долгов // Прогресс транспортных средств и систем — 2013: Материалы междунар. науч.-практ. конф. Волгоград, 24—26 сент. 2014 г. Волгоград: ВолгГТУ, 2013. С. 161—162.

УДК 621.833-752

О. И. КОСАРЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: oikosarev@yandex.ru

Влияние коэффициентов перекрытия на вибровозбуждение в зубчатом зацеплении

Для косозубых зацеплений уточнена математическая модель возбуждения вибраций, обусловленных погрешностью шага зацепления. Показано, что в косозубой передаче выбором коэффициентов торцевого и осевого перекрытия можно минимизировать вибровозбуждение, обусловленное одновременным действием трех факторов: переменная жесткость зацепления, импульсное нагружение, погрешность шага зацепления.

Ключевые слова: зубчатое зацепление, вибровозбуждение, минимизация, коэффициенты торцевого и осевого перекрытия.

For helical gearings, the mathematical model of vibrations excitation, conditioned by base pitch error, is specified. It is shown, that in helical gearing the vibroexcitation, conditioned by three factors: variable gear stiffness, pulse loading and base pitch error, can be minimized by selection of profile and axial contact ratios.

Keywords: tooth gear, vibroexcitation, minimization, profile and axial contact ratios.

Рассмотрим процессы возбуждения колебаний в зубчатых зацеплениях цилиндрических эвольвентных прямозубых и косозубых зубчатых передач с зубцовой частотой f и способы их минимизации. Факторами возбуждения колебаний с зубцовой частотой являются: в косозубой передаче — переменная жесткость зацепления, импульсное (дискретное) нагружение зубьев, погрешность шага зацепления, погрешность профиля, погрешность угла наклона зуба, перекос; в прямозубой передаче — те же первые четыре фактора и сила трения. Кроме того, обе передачи испытывают колебания с боковыми спектральными частотами $f \pm f_o$, где f_o — оборотная частота [1, 2].

В числе указанных факторов только два фактора не зависят от точности изготовления зубчатых передач — это переменная жесткость зацепления и импульсное нагружение зубьев, которые существуют практически всегда и ими можно управлять, выбирая коэффициенты перекрытия зубчатых передач. На практике коэффициенты перекрытия выбирает конструктор на основе имеющегося опыта или экспериментально. Теории выбора коэффициентов перекрытия по критерию малошумности нет.

Возбуждения колебаний в зубчатом зацеплении (кроме возбуждения силами трения) относятся к кинематическим и определяются произведением $C(t)\Delta(t)$, где $C(t)$ — жесткость пары зубьев, $\Delta(t)$ — погрешность изготовления зубьев, t — время воздействия возбуждающих факторов. Такое возбуждение имеет ряд особенностей.

1. Оба фактора $C(t)$ и $\Delta(t)$ переменны во времени. При колебаниях, вызванных переменной жесткостью и импульсным нагружением, за фактор $\Delta(t)$ принимают постоянную величину — статическую нагрузку $P_{ст}$ или статическую деформацию зацепления, называемую деформативной погрешностью. В остальных случаях возбуждения колебаний фактор $\Delta(t)$ включает в себя: погрешность шага зацепления, погрешность профиля, перекос в зацеплении и отклонение угла наклона зуба, которые по контактной линии (боковой поверхности зубьев) переменны.

2. Рассматриваемые факторы взаимосвязаны. Так, при больших погрешностях шага зацепления, сопоставимых со статической деформацией, входящие в зацепление зубья могут временно нарушать контакт ранее нагруженных зубьев, изменяя тем самым коэффициенты перекрытия, а следовательно, и суммарную жесткость зацепления, что особенно характерно для прямозубых передач. Из-за погрешности шага зацепления и деформативной погрешности зубья при входе в зацепление встречаются в нерасчетной точке вне линии зацепления с разными линейными скоростями. Это приводит к кромочному зацеплению зубьев, что увеличивает перекрытие.

3. Все указанные факторы существуют одновременно и возбуждают колебания с одной и той же зубцовой частотой. В физическом эксперименте разделить факторы невозможно, но можно это реализовать численным моделированием [1, 2]. Любые изменения жесткости зацепления приводят к изменениям возбуждения от всех факторов.

Рассмотрим влияние коэффициентов перекрытия на три фактора: переменную жесткость зацепления, погрешность шага зацепления и импульсное нагружение. Снижение технологически измеряемой погрешности шага зацепления является отдельной задачей.

Далее вместо выражения $C(t)\Delta(t)$ условно применяется термин возбуждающие силы, так как они имеют ту же размерность.

Уточним используемые понятия возбуждающих факторов. Жесткости зацеплений пар зубьев в прямозубой передаче постоянны, а в косозубой — переменны во времени. Погрешность шага зацепления определяется выражением $\Delta = p_{b2} - p_{b1}$, где p_{b2} и p_{b1} — шаги зацепления ведомого и ведущего зубчатых колес. Функция $\Delta(t)$ — наклонная прямая [1, 2]. Данная погрешность приводит к переменному мгновенному передаточному отношению и вме-

сте со статической деформацией вызывает кромочные зацепления. Импульсное (дискретное) нагружение зубьев обусловлено тем, что вращающий момент в зубчатой передаче передается поочередно вступающими в зацепление зубьями в течение небольшого промежутка времени. Исходными параметрами данного фактора являются статическая нагрузка и начальные условия колебаний в момент ее приложения. Описать фактор аналитическим выражением не представляется возможным, его учитывают в описании динамических нагрузок на зубьях в уравнениях движения колебательной системы.

Для возможности оценки возбуждающих сил представим их в частотной области в виде рядов Фурье, но без учета (с целью упрощения) участков кромочных зацеплений. Функции $C_k(t)$ жесткости пары зубьев и погрешности шага зацепления в ранее разработанной математической модели косозубой передачи приведены в работе [2].

В новой физико-математической модели погрешности шага зацепления в отличие от предыдущей модели время действия функции $\Delta(t)$ ограничим временем движения контактной линии по эвольвентному профилю в торцевом сечении. Это время определяется, как и в прямозубом зацеплении, коэффициентом ε_α торцевого перекрытия. Дальнейшее продвижение контактной линии по боковой поверхности косого зуба, определяемое коэффициентом ε_β осевого перекрытия, не связано с погрешностью эвольвентного профиля, поэтому не учитывается.

Общий подход для получения аналитических выражений возбуждающих сил в частотной области заключается в следующем.

Записывают аналитические выражения изменений во времени функций жесткости и соответствующих погрешностей для каждой пары зубьев. Полученные согласно формуле кинематического возбуждения произведения этих функций раскладывают в ряд Фурье на периоде оборота зубчатого колеса $T_o = zT_z$ (где T_z — период зубцовой частоты), суммируют по числу z зубьев колеса и вычитают из суммы постоянную составляющую.

Возбуждающая сила, обусловленная переменной жесткостью, для косозубой и прямозубой передач определяется формулой [2]

$$F_C = 2C_0 w_{ст} \sum_m \left[\frac{\sin \pi m(\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta)}{\pi m} + \right.$$
$$\left. + \frac{A}{C_0} \frac{\sin(\pi m \varepsilon_\alpha)\sin(\pi m \varepsilon_\beta)}{\varepsilon_\alpha \pi^2 m^2} \right] \cos m[\omega_z t - \pi(\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta)], \quad (1)$$

где $w_{ст}$ — статическая деформация; m — гармоника зубцовой частоты; $\omega_z = 2\pi f$; C_0, A — постоянная и переменная составляющие функции жесткости [2].

Для прямозубой передачи в формуле (1) принимаем $\varepsilon_\beta = 0$.

Возбуждающая сила, обусловленная погрешностью шага зацепления, для прямозубой передачи определяется формулой [1]

$$F_\Delta = C_0 \Delta \sum_m \left[\frac{\varepsilon_\alpha \cos(\pi m \varepsilon_\alpha)}{\pi m} - \frac{\sin(\pi m \varepsilon_\alpha)}{\pi^2 m^2} \right] \times$$
$$\times \sin m[\omega_z t - \pi \varepsilon_\alpha]. \quad (2)$$

Формулу возбуждающей силы, обусловленной погрешностью шага зацепления, в косозубой передаче для новой модели получим в результате указанных выше операций над произведением, составляемым для каждой пары зубьев, вступающей в зацепление за оборот колеса:

$$F = \left(C_0 + A\frac{t}{T_z} \right) \Delta_0 \left(1 - \frac{t}{T_z} \right) \text{ при } 0 < t < t_1.$$

Разложив функцию F в ряд Фурье, получим:

$$F_\Delta = \frac{a_0}{2} + \frac{2C_0\Delta_0}{T_o} \left\{ \left[\frac{1}{n\omega} - \frac{t_1}{n\omega} \left(\frac{1}{T_z} - \frac{A}{C_0 t_1} \right) - \right. \right.$$
$$\left. - \frac{A}{C_0 t_1 T_z} \left(\frac{t_1^2}{n\omega} - \frac{2}{n^3 \omega^3} \right) \right] \sin n\omega(t_1 - t) -$$
$$- \left[\left(\frac{1}{T_z} - \frac{A}{C_0 t_1} \right) \frac{1}{n^2 \omega^2} + \frac{A}{C_0 t_1 T_z} \frac{2t_1}{n^2 \omega^2} \right] \cos n\omega(t_1 - t) +$$
$$+ \left[\frac{1}{n\omega} + \frac{A}{C_0 t_1 T_z} \frac{2}{n^3 \omega^3} \right] \sin n\omega t +$$
$$\left. + \left(\frac{1}{T_z} - \frac{A}{C_0 t_1} \right) \frac{1}{n^2 \omega^2} \cos n\omega t \right\}, \quad (3)$$

где $\frac{a_0}{2} = \frac{C_0\Delta_0}{T_o} \left[t_1 - \left(\frac{1}{T_z} - \frac{A}{C_0 t_1} \right) \frac{t_1^2}{2} - \frac{A}{C_0 t_1 T_z} \frac{t_1^3}{3} \right]$;
$n = mz$; $\omega = 2\pi f_0$; $t_1 = \varepsilon_\alpha T_z$; $\Delta_0 = \Delta$.

Формула (3) после суммирования по числу зубьев и вычитания постоянной составляющей имеет вид:

$$F_\Delta = R_1 \sin n\omega t + R_2 \cos n\omega t,$$

где R_1 и R_2 — амплитуды колебаний (выражения не приведены из-за громоздкости).

Расчет вынужденных колебаний зубчатой передачи во временной области проводим методом математического моделирования [2], включающим в себя: модель вибровозбуждения; динамическую модель зубчатой передачи; комплект модификаций уравнений движения на периоде зацепления; логический алгоритм управления выбором модификаций уравнений на участках текущего периода зацепления.

Периодичность пересопряжений зубьев позволяет составлять уравнения колебаний колес для каждого периода зубцовой частоты при согласовании конечных и начальных условий. Разработан алгоритм отслеживания текущего периода, выбора модификации уравнений, знаков нагрузок P_k на зубьях и удаления из уравнений отрицательных нагрузок.

Система дифференциальных уравнений движения рассматриваемой модели имеет вид:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + \alpha\Sigma P_k + C_{x1}x_1 + K_{x1}\dot{x}_1 = 0; \\ m_1\ddot{z}_1 + \gamma\Sigma P_k + C_{z1}z_1 + K_{z1}\dot{z}_1 = 0; \\ I_1\ddot{\varphi}_1 + \alpha\Sigma P_k r_1 = P_{\text{ст}}r_1; \\ m_2\ddot{x}_2 - \alpha\Sigma P_k + C_{x2}x_2 + K_{x2}\dot{x}_2 = 0; \\ m_2\ddot{z}_2 - \gamma\Sigma P_k + C_{z2}z_2 + K_{z2}\dot{z}_2 = 0; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - \alpha\Sigma P_k r_2 = -P_{\text{ст}}r_2, \end{cases}$$

где $\Sigma P_k = P_k + P_{k-1} + P_{k-2} + P_{k-3}$ — сумма сил в зацеплениях всех пар зубьев; C_k, C_{k-1}, C_{k-2}, C_{k-3} — их жесткости; x_1, z_1, φ_1, x_2, z_2, φ_2 — перемещения центров инерции и углы поворота зубчатых колес *1* и *2*; $C_{x1,x2}$ и $C_{z1,z2}$ — радиальные и осевые жесткости опор; $K_{x1,x2}$ и $K_{z1,z2}$ — радиальное и осевое демпфирование в опорах; $m_{1,2}$, $I_{1,2}$, $r_{1,2}$ — массы, моменты инерции и радиусы зубчатых колес; α, γ — направляющие косинусы нагрузок относительно осей.

После введения параметров, отнесенных к статической деформации или статической нагрузке, и времени $\tau = t/T_z$, а также приведения исходной системы уравнений к канонической форме метода Рунге — Кутта имеем [2]:

$$\left.\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \frac{C_z}{m_1 f_z^2}\left[-\alpha S_0\bar{P}_k - \alpha S_1\bar{P}_{k-1} - \alpha S_2\bar{P}_{k-2} - \right. \\ &\left. - \alpha S_3\bar{P}_{k-3} - \frac{C_{x1}}{C_z}Y_1 - \frac{K_{x1}}{C_z}f_z z_1\right]; \\ \dot{z}_2 &= \frac{C_z}{m_1 f_z^2}\left[-\gamma S_0\bar{P}_k - \gamma S_1\bar{P}_{k-1} - \gamma S_2\bar{P}_{k-2} - \right. \\ &\left. - \gamma S_3\bar{P}_{k-3} - \frac{C_{z1}}{C_z}Y_1 - \frac{K_{z1}}{C_z}f_z z_2\right]; \\ \dot{z}_3 &= \frac{C_z r_1^2}{I_1 f_z^2}[1 - \alpha S_0\bar{P}_k - \alpha S_1\bar{P}_{k-1} - \\ &- \alpha S_2\bar{P}_{k-2} - \alpha S_3\bar{P}_{k-3}]; \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

$$\left.\begin{aligned} \dot{z}_4 &= \frac{C_z}{m_2 f_z^2}\left[\alpha S_0\bar{P}_k + \alpha S_1\bar{P}_{k-1} + \alpha S_2\bar{P}_{k-2} + \right. \\ &\left. + \alpha S_3\bar{P}_{k-3} - \frac{C_{x2}}{C_z}Y_4 - \frac{K_{x2}}{C_z}f_z z_4\right]; \\ \dot{z}_5 &= \frac{C_z}{m_2 f_z^2}\left[\gamma S_0\bar{P}_k + \gamma S_1\bar{P}_{k-1} + \gamma S_2\bar{P}_{k-2} + \right. \\ &\left. + \gamma S_3\bar{P}_{k-3} - \frac{C_{z2}}{C_z} - \frac{K_{z2}}{C_z}f_z z_5\right]; \\ \dot{z}_6 &= \frac{C_z r_2^2}{I_2 f_z^2}[-1 + \alpha S_0\bar{P}_k + \alpha S_1\bar{P}_{k-1} + \\ &+ \alpha S_2\bar{P}_{k-2} + \alpha S_3\bar{P}_{k-3}], \end{aligned}\right\}$$

где S_0, S_1, S_2, S_3 — коэффициенты, определяемые логическим алгоритмом, отслеживающим знаки нагрузок на зубьях, приведены в работе [1]; $z_j = \mathrm{d}y_j/\mathrm{d}\tau$, $j = 1 \div 6$.

Нагрузки на зубья определяются уточненными выражениями с учетом новой модели погрешности шага зацепления:

$$\bar{P}_k = \bar{C}_k S + \frac{K_z}{C_z}f_z\dot{S} + H_1\left[\bar{C}_k(S_H + \bar{\Delta}_0)f_\tau - \bar{C}_k S_H - \right.$$
$$\left. - \frac{K_z}{C_z}f_z\dot{S}_H(1 - f_\tau)\right] + H_2\bar{C}_k\bar{\Delta}_0[1 - (\tau - k)];$$

$$\bar{P}_{k-1} = \bar{C}_{k-1}S + \frac{K_z}{C_z}f_z\bar{S} - \bar{C}_{k-1}\bar{\Delta}_0(\tau - k);$$

$$\bar{P}_{k-2} = \bar{C}_{k-2}S + \frac{K_z}{C_z}f_z\dot{S} -$$
$$- H_3\left[\frac{1}{2}\bar{C}_{k-2}\left(\frac{a'}{W_0}\right)\left(\frac{2\pi}{z_1}\right)^2(\tau - \tau_3)^2\right];$$

$$\bar{P}_{k-3} = \bar{C}_{k-3}S + \left(\frac{K_z}{C_z}\right)f_z\dot{S} -$$
$$- \frac{1}{2}\bar{C}_{k-3}\left(\frac{a'}{W_0}\right)\left(\frac{2\pi}{z_1}\right)^2(t - \tau_3 + 1)^2.$$

Здесь $S = \alpha y_1 + \gamma y_2 + \alpha y_3 - \alpha y_4 - \gamma y_5 - \alpha y_6$, y_j — координаты уравнения (1); S_H, H_1, H_2, H_3 — коэффициенты модификации уравнений [2].

На рис. 1 приведены формулы текущих относительных жесткостей C_k, C_{k-1}, C_{k-2} в период зацепления и соответствующие им текущие функции погрешностей Δ_k; Δ_{k-1}; Δ_{k-2}, где $\bar{C}_0 = C_0/A$, $\bar{C}_{\text{ср}} = \varepsilon_\beta + \bar{C}_0\varepsilon_\gamma$. Границам временных участков

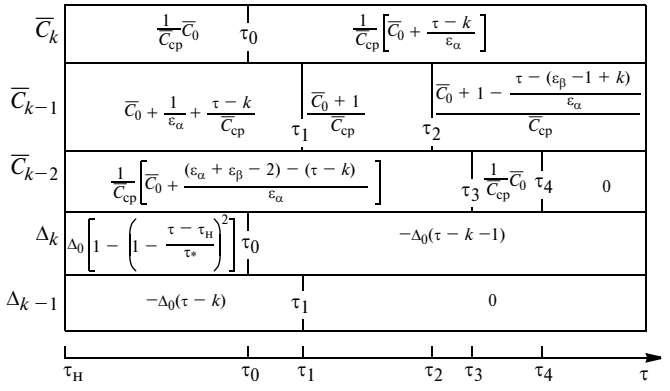


Рис. 1. Формулы относительных жесткостей $\bar{C}_k$, $\bar{C}_{k-1}$, $\bar{C}_{k-2}$ и соответствующие функции погрешностей Δ_k; Δ_{k-1} в период $\tau_н - \tau_4$ зацепления

(см. рис. 1) соответствуют: $\tau_н = k - \tau^*$, где τ^* — время кромочного зацепления; $\tau_0 = k$; $\tau_1 = k + \varepsilon_\alpha - 1$; $\tau_2 = k + \varepsilon_\beta - 1$; $\tau_3 = k + \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - 2$; $\tau_4 = k + 1$.

Разработаны компьютерные программы решения уравнений, вычисления амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) колебаний, спектров амплитуд колебаний и динамических нагрузок на зубьях. Ниже приведены результаты расчетов возбуждающих сил и АЧХ колебаний для прямозубых и косозубых передач в безрамерном виде: силы F_C и F_Δ — относительно статической нагрузки $P_{ст}$, амплитуды A колебаний — относительно статической деформации $w_{ст}$.

Прямозубая передача

На рис. 2 показаны возбуждающие силы, обусловленные переменной жесткостью (F_C) и погрешностью шага зацепления (F_Δ), в зависимости от коэффициента ε_α торцевого перекрытия. Они не компенсируют друг друга, так как сдвинуты по фазе на $\pi/2$ и нулевые значения одной силы совпадают с максимальными значениями другой. Поэтому выбором коэффициента ε_α нельзя обеспечить получение минимумов одновременно обеих возбуждающих сил.

Расчеты АЧХ вынужденных колебаний методом численного моделирования дали более точные результаты.

На рис. 3, *а* приведены АЧХ колебаний с зубцовой частотой f прямозубой передачи с коэффициентом $\varepsilon_\alpha = 1{,}43$ при погрешности шага зацепления (относительно статической деформации): $\Delta = 1$; 0,5; 0. При $\Delta = 0$ возбуждение происходит только от переменной жесткости. На частотах колебаний до $f \approx 800$ Гц погрешность Δ почти не влияет на амплитуду колебаний, с увеличением частоты колебаний (частоты вращения зубчатых колес) влияние Δ усиливается и тем больше, чем ближе частота f к резонансным частотам, которые при этом смещаются в сторону меньших значений.

Это объясняется тем, что расчетные формулы (1) и (2) получены для зацепления, определяемого заданным геометрическим коэффициентом торцевого перекрытия и не учитывают участки кромочного зацепления и динамические процессы, приводящие к частичному и даже полному размыканию зубьев, которое, в свою очередь, изменяет суммарную жесткость зацепления (реальный коэффициент $\varepsilon_{\alpha 1}$). Это связано с тем, что в фазах двухпарного

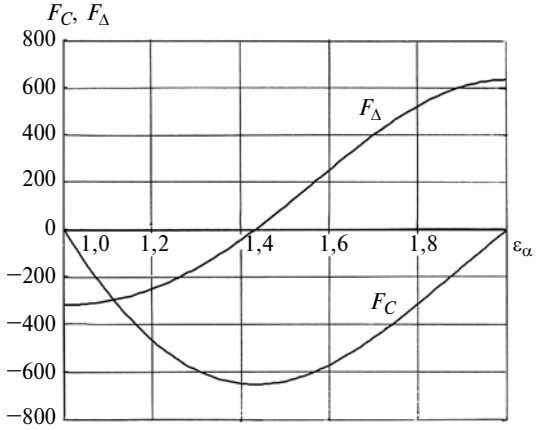


Рис. 2. Зависимости возбуждающих сил F_C и F_Δ в прямозубой передаче от коэффициента ε_α торцевого перекрытия

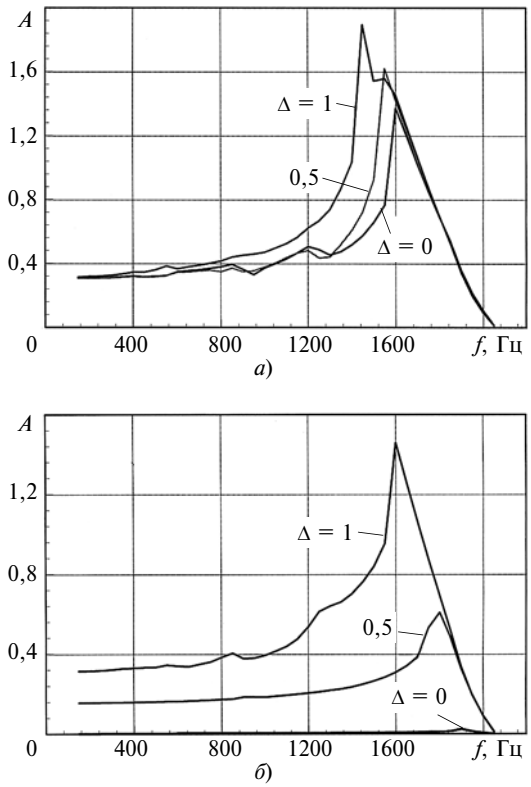


Рис. 3. АЧХ колебаний прямозубой передачи с коэффициентами $\varepsilon_\alpha = 1{,}43$ (*а*) и 1,86 (*б*) при разных погрешностях Δ шага зацепления

зацепления нагрузка на предыдущей паре зубьев относительно входящей в зацепление пары меньше на погрешность шага зацепления. При соответствующих амплитудах колебаний, превышающих деформацию менее нагруженной пары зубьев, произойдет ее частичное размыкание. При резонансе в отдельные моменты зацепления может происходить полное размыкание обеих пар зубьев.

На рис. 3, *б* приведены АЧХ колебаний прямозубой передачи с коэффициентом $\varepsilon_\alpha = 1{,}86$ при относительной погрешности шага зацепления $\Delta = 1$; 0,5; 0. Коэффициент ε_α выбран из условия минимизации колебаний по двум факторам — переменной жесткости и импульсному нагружению зубьев, в результате расчета вынужденных колебаний по уравнениям, аналогичным уравнениям (4), но полученным для прямозубых передач (здесь не приведены).

Очевидно, что при $\Delta = 0$ возбуждение вообще отсутствует и колебания практически равны нулю во всем диапазоне частот. С увеличением Δ амплитуды колебаний увеличиваются пропорционально погрешности во всем частотном диапазоне, включая резонансные частоты. Это свидетельствует о том, что в системе действует преимущественно один источник возбуждения колебаний, т. е. погрешность шага зацепления.

Анализ полученных данных показал: 1) формулы (1) и (2) возмущающих сил справедливы для частотного диапазона с верхней границей, составляющей примерно половину от резонансной частоты. В этом частотном диапазоне выбор коэффициента ε_α может быть произвольным; 2) для высокоскоростных тяжелонагруженных передач, работающих вблизи резонансных частот, предпочтительно выбирать торцевой коэффициент перекрытия, близкий к $\varepsilon_\alpha = 2$ и полученный по уточненному условию минимизации возбуждения по двум вынуждающим факторам — переменной жесткости и импульсному нагружению зубьев. Однако такой выбор справедлив при малых погрешностях, например при $\Delta < 0{,}5$, при $\Delta \approx 1$ положительный результат будет менее значительным.

Главное заключается в том, что в прямозубой передаче выбором коэффициента торцевого перекрытия нельзя одновременно минимизировать вибровозбуждение от трех факторов: переменной жесткости, импульсного нагружения и погрешности шага зацепления.

Косозубая передача

В косозубой передаче для минимизации двух возбуждающих сил — переменной жесткости и погрешности шага зацепления, можно использовать коэффициенты торцевого (ε_α) и осевого (ε_β) перекрытия.

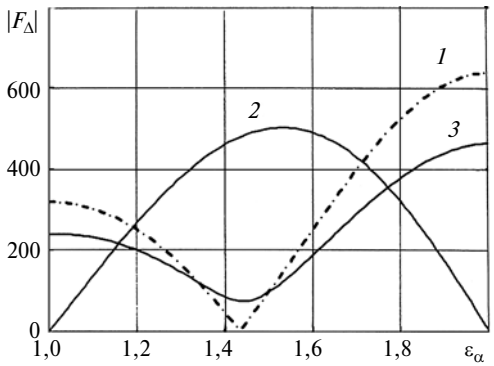


Рис. 4. Зависимости модуля возбуждающей силы F_Δ от коэффициента ε_α в прямозубой передаче (*1*) и в косозубых передачах по старой (*2*) и новой (*3*) моделям

Возбуждение колебаний от погрешности шага согласно новой физической модели зависит только от коэффициента ε_α, что позволяет выбрать его из условия минимизации силы F_Δ от погрешности шага зацепления.

Зависимости модуля возбуждающей силы F_Δ от коэффициента ε_α показаны на рис. 4 для прямозубой передачи (кривая *1*) и косозубых передач (кривые *2* и *3*) соответственно по старой и новой моделям. Зависимость *2*, полученная при коэффициенте $\varepsilon_\beta = 1{,}5$, коренным образом отличается от зависимости *3*, что указывает на качественное отличие новой модели. Вид зависимостей *1* и *3* аналогичен, а отличие вызвано тем, что в косозубой передаче движение контактной линии по эвольвентному профилю зубьев сопровождается изменением жесткости зубьев, а в прямозубой передаче она постоянна. Новая модель точнее отражает физическую природу погрешности шага зацепления в косозубой передаче. При торцевом коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\alpha \approx 1{,}43$ сила F_Δ минимальна (для прямозубой передачи она равна нулю). При стремлении ε_α к целым значениям 1 и 2 сила F_Δ увеличивается, причем в прямозубой передаче она примерно в 1,5 раза больше, чем в косозубой. Выбранный из условия минимума функции силы F_Δ коэффициент $\varepsilon_\alpha \approx 1{,}43$.

Функция возбуждающей силы F_C, обусловленной переменной жесткостью, для косозубой передачи в зависимости от коэффициента ε_β осевого перекрытия при фиксированном значении $\varepsilon_\alpha = 1{,}43$ (рис. 5) имеет вид затухающей косинусоиды и определяет коэффициенты ε_β, при которых сила $F_C = 0$.

При $\varepsilon_\beta = 0$ сила F_C, как и следовало ожидать, равна силе в прямозубой передаче. При значениях ε_α, отличающихся от $\varepsilon_\alpha \approx 1{,}43$ [например, при $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$ (см. рис. 5)], характер функции F_C сохраняется, только ее нулевые значения смещаются по оси ε_β. Таким образом, выбором соответствующих коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β можно мини-

мизировать возбуждение при одновременном действии двух факторов — переменной жесткости и погрешности шага зацепления. Согласно этому сумма коэффициентов перекрытия должна быть равна целому числу. Однако, как уже отмечалось, формулы (1) и (2) являются приближенными. Более точные результаты получим из решения уравнений (4) вынужденных колебаний.

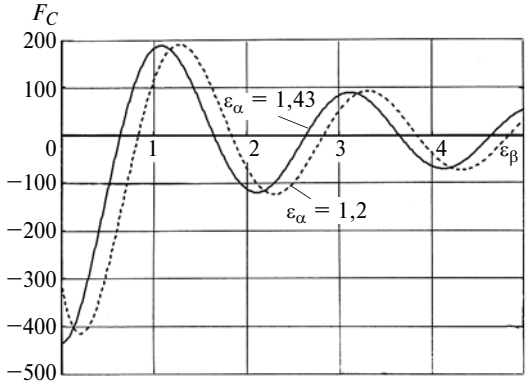


Рис. 5. Зависимости вынуждающей силы F_C в косозубой передаче от коэффициента ε_β осевого перекрытия при ε_α = 1,43 и 1,2

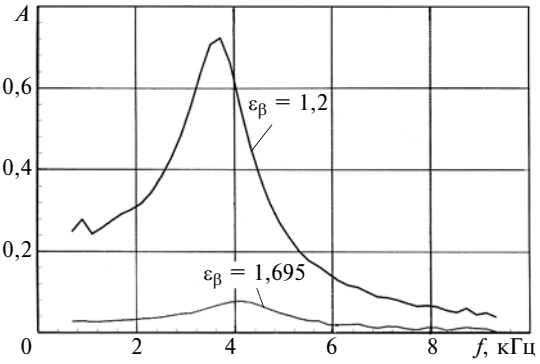


Рис. 6. АЧХ колебаний косозубой передачи при погрешности шага зацепления Δ = 0,4, коэффициенте ε_α = 1,3 и коэффициентах осевого перекрытия ε_β = 1,2 и 1,695

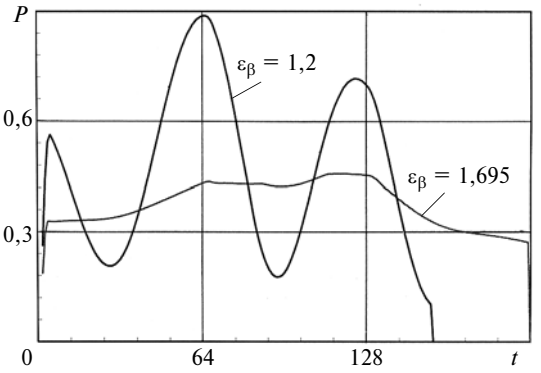


Рис. 7. Зависимости P нагрузки на зубья косозубой передачи при резонансе при погрешности шага зацепления Δ = 0,4, коэффициенте ε_α = 1,3 и коэффициентах ε_β = 1,2 и 1,695

На рис. 6 приведены АЧХ колебаний с зубцовой частотой в диапазоне $f = 0 \div 10$ кГц динамической модели косозубой передачи, возбуждаемых переменной жесткостью и погрешностью шага зацепления $\Delta = 0{,}4$ при $\varepsilon_\alpha = 1{,}3$, $\varepsilon_\beta = 1{,}2$ (вариант 1) и $\varepsilon_\alpha = 1{,}3$, $\varepsilon_\beta = 1{,}695$ (вариант 2), $P_{ст} = 5$ кН.

Расчеты проведены по вышеприведенному методу численным моделированием колебаний динамической модели с учетом кромочного зацепления по уравнениям (4).

Параметры расчета варианта 2 ($\varepsilon_\alpha = 1{,}3$ и $\varepsilon_\beta = 1{,}695$) выбраны из условий минимизации колебаний по трем возбуждающим факторам: переменной жесткости, погрешности шага зацепления и импульсному нагружению. Эффект по третьему фактору связан с обеспечением постоянства суммы нагрузок на входящей и выходящей из зацепления парах зубьев. Он также может быть получен профильной модификацией [3].

Для варианта 1 относительная амплитуда колебаний на резонансной частоте $f = 3{,}6$ кГц составила $A = 0{,}712$, для варианта 2 на резонансной частоте $f = 4{,}2$ кГц — $A = 0{,}077$. Благодаря выбранным коэффициентам перекрытия амплитуда колебаний снизилась почти в 10 раз. Причем снижение при заданной статической нагрузке наблюдается во всем частотном диапазоне.

На рис. 7 показаны зависимости относительной нагрузки $P = P_k/P_{ст}$ на зубьях на резонансных режимах для тех же двух вариантов от безразмерного параметра $t = T_z\tau$.

При увеличении погрешности шага до $\Delta = 1{,}4$ амплитуда колебаний на резонансной частоте $f = 3{,}6$ кГц увеличивается до $A = 0{,}841$ и соответственно увеличивается амплитуда динамических нагрузок на зубья.

Таким образом, возможность снижения виброактивности косозубой передачи связана с выбором коэффициента ε_α, минимизирующего возбуждение от погрешности шага зацепления, и выбором коэффициента ε_β, снижающего возбуждение от переменной жесткости и импульсного нагружения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Косарев О. И.** Модель вибровозбуждения в прямозубом зацеплении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1996. № 1. С. 22—33.

2. **Косарев О. И.** Модель вибровозбуждения в косозубом зацеплении // Вестник машиностроения. 1995. № 11. С. 3—10.

3. **Косарев О. И., Бедный И. А., Мамонова М. Г.** Снижение вибраций шевронной зубчатой передачи в их источнике // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 19—24.

УДК 621.892

Б. И. КОВАЛЬСКИЙ, д-р техн. наук, А. Н. СОКОЛЬНИКОВ, канд. техн. наук,
Ю. Н. БЕЗБОРОДОВ, д-р техн. наук, О. Н. ПЕТРОВ, В. Г. ШРАМ, кандидаты технических наук
(Сибирский федеральный университет, г. Красноярск), e-mail: shram18rus@mail.ru

Контроль термоокислительной стабильности и противоизносных свойств моторных масел

Исследовано изменение оптических свойств, кинематической вязкости, испаряемости и противоизносных свойств минеральных моторных масел в результате окисления при температуре 180 °С. Предложены критерии термоокислительной стабильности и противоизносных свойств окисленных масел, а также физическая модель изнашивания поверхности фрикционного контакта.

Ключевые слова: минеральное моторное масло, коэффициент поглощения, фрикционный контакт, вязкость, испаряемость, пятно износа, электропроводность.

The change of optical properties, kinematic viscosity, evaporability and antiwear properties of mineral engine oils as a result of oxidation at 180 °C temperature is investigated. The criteria on thermal-oxidative stability and antiwear properties of oxidized oils, as well as the physical model of wear of frictional contact surface, are suggested.

Keywords: mineral engine oil, absorption coefficient, frictional contact, viscosity, evaporability, wear spot, conductivity.

В настоящее время российский рынок нефтепродуктов заполнен продукцией зарубежных производителей, информация о качестве которой отражена классом вязкости и группой эксплуатационных свойств. Этих сведений недостаточно для определения потребителем их взаимозаменяемости и ресурса.

Цель данных исследований — определение различий в термоокислительной стабильности и противоизносных свойствах минеральных моторных масел М-8$Г_2$, М-10$Г_{2К}$, Лукойл стандарт 10W-40 SF/CC (далее Лукойл) и Utech navigator 15W-40 SG/CD (далее Utech).

В качестве измерительных средств применяли: фотометрическое устройство, малообъемный вискозиметр, оптический микроскоп Альтами МЕТ 1М. Испытания проводили на приборе для термостатирования масел и трехшариковой машине трения. Отработавшие масла дополнительно центрифугировали для определения концентрации растворимых и нерастворимых продуктов старения. Методика испытаний изложена в работах [1—3].

Исследование минеральных моторных масел проводили в два этапа. На первом этапе определяли термоокислительную стабильность масел при температуре 180 °С; на втором — оценивали изменения противоизносных свойств масел при окислении.

Термоокислительная стабильность — комплексный показатель, который определяли по коэффициенту $K_П$ поглощения светового потока при фотометрировании окисленного масла по его летучести и изменению вязкости.

На рис. 1, *а* представлены зависимости коэффициента поглощения светового потока от времени окисления масел при температуре 180 °С и перемешивании с частотой вращения мешалки (300 ± 2) мин$^{-1}$. После каждых 8 ч испытаний пробу окисленного масла взвешивали, определяли массу испарившегося масла, отбирали пробы для измерения вязкости и определения коэффициента поглощения светового потока после фотометрирования, которое проводили при толщине слоя 2 мм; продолжительность испытаний определяли по достижению коэффициента поглощения светового потока $K_П = 0{,}7 \div 0{,}8$.

Согласно полученным данным (см. рис. 1, *а*) зависимости коэффициента $K_П$ от времени t испытания имеют два линейных участка, что обусловлено образованием продуктов разной оптической плотности. Первый участок зависимости (до изгиба) характеризует увеличение концентрации первичных (растворимых) продуктов окисления, второй — образование вторичных (гелеобразных) продуктов с большей оптической плотностью. Наличие вторичных продуктов установлено центрифугированием окисленных проб при $K_П > 0{,}5$. Время $t_{н.в.п}$ начала образования вторичных продуктов определяется продлением второго участка зависимости $K_П = f(t)$ до пересечения с осью абсцисс (штриховые линии). Данные по времени $t_{н.о}$ начала окисления и времени $t_{н.в.п}$ начала образования вторичных продуктов приведены в табл. 1.

В данных испытаниях масло Лукойл показало наилучшие результаты по стойкости к окислению и образованию вторичных продуктов. Время достижения коэффициента $K_П = 0{,}8$ для исследованных масел составило: М-8$Г_2$ — 75 ч; М-10$Г_{2К}$ — 67,1 ч;

Таблица 1

Значения временных показателей $t_{н.о}$ начала окисления и $t_{н.в.п}$ начала образования вторичных продуктов

Масло	$t_{н.о}$, ч	$t_{н.в.п}$, ч
М-8$Г_2$	0,11	10,0
М-10$Г_{2К}$	0,50	10,0
Лукойл	2,00	17,5
Utech	0,87	4,5

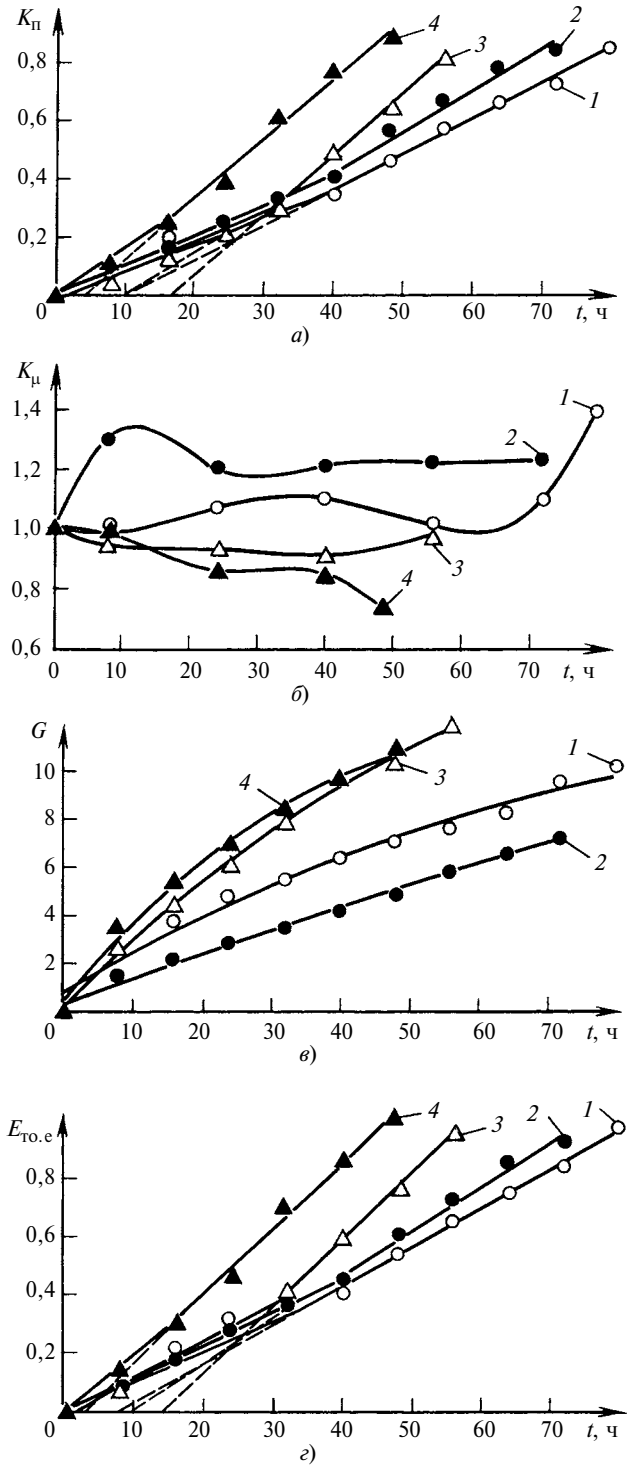


Рис. 1. Зависимости коэффициента $K_п$ поглощения светового потока (*а*), коэффициента $K_μ$ относительной вязкости (*б*), летучести G (*в*) и коэффициента $E_{то.с}$ термоокислительной стабильности (*г*) от времени t испытания моторных масел:
1 — М-8Г$_2$; *2* — М-10Г$_{2к}$; *3* — Лукойл; *4* — Utech

Лукойл — 57,5 ч и Utech — 44,5 ч, т. е. наибольший потенциальный ресурс имеет масло М-8Г$_2$. Масла Лукойл и Utech относятся к разным группам. При этом ресурс масла Лукойл, относящегося к низшей группе SF, больше ресурса масла Utech высшей группы.

Процесс окисления масел описывается кусочно-линейными уравнениями:

$$K_п = a(t - t_н),$$

где a — скорость окисления, ч$^{-1}$; t — время испытания, ч; $t_н$ — время начала процесса окисления или начала образования вторичных продуктов, ч.

Регрессионные уравнения процессов окисления для исследуемых масел и их потенциальный ресурс $t_{п.р}$ при $K_п = 0,8$ приведены в табл. 2.

Вязкость окисленных минеральных масел (рис. 1, *б*) оценивали коэффициентом $K_μ$ относительной вязкости — отношением вязкости окисленного масла к вязкости товарного (исходного). Максимальное уменьшение вязкости масла Лукойл (кривая *3*) относительно вязкости товарного масла за 56 ч составило 10 %, что указывает на стабильность вязкости при окислении и хорошие пусковые свойства масла при эксплуатации двигателя в холодное время года.

Вязкость окисленного масла Utech (кривая *4*) за 48 ч уменьшилась на 25 %, а масла М-8Г$_2$ (кривая *1*) за 60 ч испытания уменьшилась на 10 %, но после 80 ч испытания увеличилась на 40 %, и его ресурс составил 75 ч с учетом нормативной вязкости 30 %. Закон изменения вязкости масла М-10Г$_{2к}$ (кривая *2*) — синусоидальный, после 72 ч испытания вязкость увеличилась на 20 % по сравнению с товарным маслом.

Летучесть G минеральных моторных масел (рис. 1, *в*) — важный эксплуатационный показатель. Установлено, что наибольшую летучесть имеет масло Utech (кривая *4*), наименьшую — масло М-10Г$_{2к}$ (кривая *2*). Точки пересечения кривых с осью ординат соответствуют начальному содержанию в маслах легких фракций и воды. После 48 ч термостатирования летучесть масел составила: М-8Г$_2$ — 6,8 г; М-10Г$_{2к}$ — 4,8 г; Лукойл — 10 г; Utech — 10,5 г.

Регрессионные уравнения летучести минеральных масел:

для М-8Г$_2$ — $G = -0,068 \cdot 10^{-2}t^2 + 0,17t + 0,8$;

для М-10Г$_{2к}$ — $G = -0,012 \cdot 10^{-2}t^2 + 0,1t + 0,3$;

для Лукойл — $G = -0,0015t^2 + 0,29t + 0,14$;

для Utech — $G = -0,003t^2 + 0,34t + 0,36$.

Анализ зависимостей $G = f(t)$ показал, что дизельные моторные масла МГ-8Г$_2$ и МГ-10Г$_2$ можно

Таблица 2

Регрессионные уравнения процесса окисления исследуемых масел

Масло	Первый участок	Второй участок	$t_{п.р}$, ч
М-8Г$_2$	$K_п = 0,009\ (t - 0,11)$	$K_п = 0,012\ (t - 10)$	75,0
М-10Г$_{2к}$	$K_п = 0,01\ (t - 0,5)$	$K_п = 0,014\ (t - 10)$	67,1
Лукойл	$K_п = 0,01\ (t - 2)$	$K_п = 0,02\ (t - 17,5)$	57,5
Utech	$K_п = 0,016\ (t - 0,87)$	$K_п = 0,02\ (t - 4,5)$	44,5

испытывать на термоокислительную стабильность и при более высоких температурах. Кроме того, согласно рис. 1, *а—в* термоокислительную стабильность целесообразно оценивать по двум показателям — коэффициенту $K_П$ и летучести G. Вязкость $K_μ$ зависит от этих показателей, поэтому термоокислительную стабильность предложено оценивать коэффициентом, определяемым выражением

$$E_{то.с} = K_П + K_G.$$

Здесь $K_G = m/M$, где m и M — массы соответственно испарившегося масла и оставшегося после окисления за данный промежуток времени.

Коэффициент $E_{то.с}$ термоокислительной стабильности (рис. 1, *г*) характеризует сопротивляемость смазочного материала окислению и испарению: чем меньше $E_{то.с}$, тем выше термоокислительная стабильность смазочного материала при заданных температуре и времени испытания.

Зависимости коэффициента $E_{то.с}$ от времени испытания — кусочно-линейные функции (см. рис. 1, *г*), имеющие изгиб при некотором значении $E_{то.с}$, что указывает на образование при окислении продуктов двух видов — с разными оптическими свойствами и летучестью.

Для сравнения минеральных масел по коэффициенту $E_{то.с}$ предложен потенциальный ресурс $t_{п.р}$, определяемый временем достижения $E_{то.с} = 0{,}9$. Для минеральных масел $t_{п.р}$ составил: М-8$Г_2$ — 76,7 ч; М-10$Г_{2к}$ — 69,3 ч; Лукойл — 52,7 ч; Utech — 41 ч.

Зависимости коэффициента термоокислительной стабильности от времени окисления описываются кусочно-линейной функцией

$$E_{то.с} = a(t - t_н),$$

где a — коэффициент, характеризующий среднюю скорость образования первичных или вторичных продуктов окисления; t — время окисления; $t_н$ — время начала образования первичных или вторичных продуктов окисления.

Регрессионные уравнения первого и второго участков зависимостей коэффициента $E_{то.с}$ для исследованных масел:

Масло	Первый участок	Второй участок	
М-8$Г_2$	$E_{то.с} = 0{,}01(t - 0{,}1)$	$E_{то.с} = 0{,}013(t - 7{,}7)$	(1)
М-10$Г_{2к}$ . . .	$E_{то.с} = 0{,}011(t - 0{,}18)$	$E_{то.с} = 0{,}015(t - 9{,}3)$	(2)
Лукойл	$E_{то.с} = 0{,}013(t - 1{,}5)$	$E_{то.с} = 0{,}023(t - 13{,}9)$	(3)
Utech	$E_{то.с} = 0{,}019(t - 0{,}47)$	$E_{то.с} = 0{,}023(t - 2{,}6)$	(4)

Согласно уравнениям (1)—(4) среди исследуемых масел самую низкую среднюю скорость образования первичных продуктов окисления имеет масло М-8$Г_2$, самую высокую — масло Utech. Наибольшую продолжительность сопротивления окислению (до начала образования первичных продуктов) $t_{н.о} = 1{,}5$ ч показало масло Лукойл.

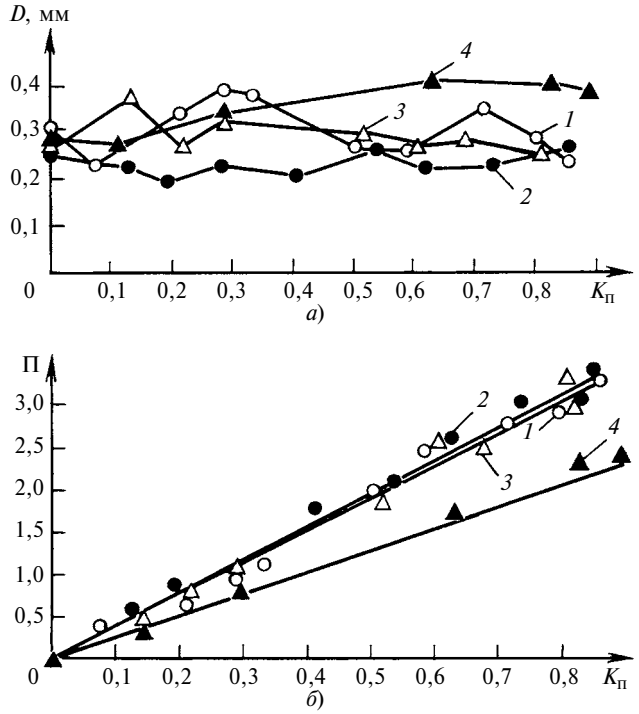


Рис. 2. Зависимости диаметра D пятна износа (*а*) и критерия П противоизносных свойств (*б*) от коэффициента $K_П$ поглощения светового потока для масел (поз. *1÷4* — см. рис. 1)

Самая высокая средняя скорость образования вторичных продуктов окисления, равная 0,023 $ч^{-1}$, установлена для масел Лукойл и Utech; наибольшее время $t_{н.в.п}$ до начала их образования установлено также для масла Лукойл.

Для исследования противоизностных свойств окисленных минеральных моторных масел пробы отбирали при коэффициенте $K_П = 0{,}1; 0{,}2; ...; 0{,}8$. Испытания проводили на трехшариковой машине трения по схеме шар — цилиндр [4] при постоянных параметрах: нагрузка в контакте — 13 Н; скорость скольжения — 0,68 м/с; температура масла в объеме — 80 °С; время каждого испытания — 2 ч.

От внешнего источника постоянного тока через центральный шар пропускали ток напряжением 3 В и силой $I = 100$ мкА, которая устанавливалась при статическом положении образцов (шара и обоймы). При изнашивании образцов сила тока изменялась вследствие пластической, упругопластической и упругой деформаций в зависимости от давления во фрикционном контакте и вследствие механохимических процессов на поверхностях трения под влиянием продуктов окисления. Силу тока посредством преобразователя RS-202-RS-485 вводили в виде диаграммы в компьютер.

Износ образцов определяли с помощью микроскопа Альтами МЕТ 1М на трех шарах как среднеарифметическое значение диаметра D по пятну износа в двух опытах.

На рис. 2, *а* представлены зависимости параметра D износа от коэффициента $K_П$.

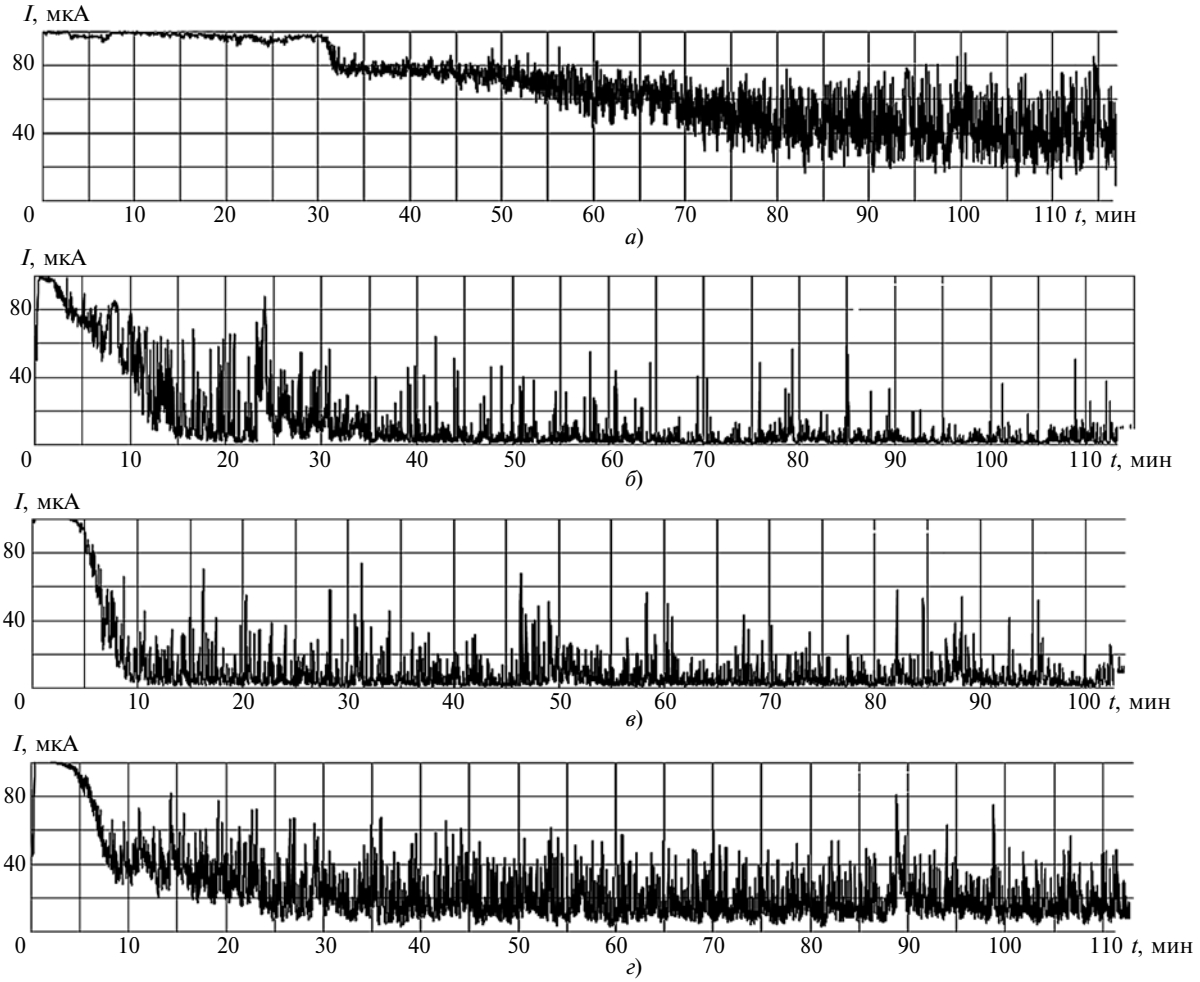


Рис. 3. Диаграммы силы тока *I*, протекающего через фрикционный контакт товарных масел М-8$Г_2$ (*а*), М-10$Г_{2к}$ (*б*), Лукойл (*в*), Utech (*г*)

Согласно рис. 2, *а* противоизносные свойства на начальном этапе окисления масел М-8$Г_2$ (кривая *1*), М-10$Г_{2к}$ (кривая *2*) и Utech (кривая *4*) незначительно повышаются при $K_П \le 0{,}193$, а далее понижаются до значений товарного масла (М-10$Г_{2к}$) или превосходят его (Utech). Противоизносные свойства масла Лукойл (кривая *3*) наоборот в начале окисления понижаются до $K_П = 0{,}133$, а далее повышаются до значений, соответствующих товарному образцу (точка на ординате). Противоизносные свойства масла М-8$Г_2$ при окислении изменяются скачкообразно, повышаясь и понижаясь относительно товарного образца. Нелинейное изменение противоизносных свойств вызвано уменьшением концентрации присадок одновременно с увеличением концентрации растворимых и нерастворимых продуктов окисления.

Противоизносные свойства масла оценивали эмпирическим критерием, который (рис. 2, *б*) характеризует условную концентрацию продуктов окисления на номинальной площади фрикционного контакта. Его зависимость от коэффициента $K_П$ описывается эмпирическим линейным уравнением $П = a_П K_П$, где $a_П$ — коэффициент, характеризующий среднюю скорость изменения критерия П. Для исследуемых масел получили: М-8$Г_2$ — $П = 3{,}79K_П$; М-10$Г_{2к}$ — $П = 3{,}87K_П$; Лукойл — $П = 3{,}86K_П$; Utech navigator — $П = 2{,}54K_П$.

Чем больше $a_П$, тем выше противоизносные свойства исследуемого масла.

Самые низкие противоизносные свойства имеет масло Utech (кривая *4*).

На рис. 3, *а—г* представлены диаграммы силы тока, протекающего через фрикционный контакт при испытаниях товарных минеральных моторных масел. Видны три характерных участка: первый — $I \approx 100$ мкА (заданная сила тока), характеризует продолжительность пластической деформации; второй — сила тока уменьшается до определенной стабильной величины, характеризует упругопластическую деформацию; третий — сила тока колеблется около определенной величины, характеризует упругие деформации, связанные с формированием и разрушением хемосорбционных защитных слоев на поверхностях трения.

По диаграммам на рис. 3 можно судить об интенсивности деформаций, происходящих во фрикционном контакте при испытаниях товарных масел и характеризующих сопротивление образующихся на поверхностях трения граничных слоев. Так, максимальная продолжительность пластических деформаций (максимальная сила тока 100 мкА) получена для масла М-8$Г_2$ (см. рис. 3, *а*), минимальная — для масла М-10$Г_{2к}$ (см. рис. 3, *б*). Наименьшая продолжительность упругопластических деформаций соответствует маслу Лукойл (см. рис. 3, *в*). Наибольшие колебания силы тока при упругих деформациях получены для масел М-8$Г_2$ и Utech (см. рис. 3, *г*).

По изменениям силы тока, протекающего через фрикционный контакт товарных и окисленных масел, можно судить о времени формирования защитных граничных слоев, их разрушении и восстановлении в зависимости от степени окисления, определяемой коэффициентом $K_п$.

Физическая модель процессов, протекающих во фрикционном контакте, представлена на рис. 4. Суммарное время пластической и упругопластической деформаций (участки I и II) определяет время формирования площади фрикционного контакта; при упругой деформации (участок III) формируются и разрушаются граничные защитные слои, при которых сила тока минимальна.

На рис. 5, *а—д* приведены диаграммы силы тока, протекающего через фрикционный контакт, при испытании минерального масла М-8$Г_2$ в зависимости от степени его окисления.

Минимальная сила тока при установившемся изнашивании для каждого масла при разной степени его окисления характеризует электрическое сопротивление фрикционного контакта и зависит от электропроводности граничного слоя. Большое сопротивление граничного слоя обусловлено образованием на поверхностях трения модифицированного слоя в результате химической реакции между металлическими поверхностями и органическими кислотами, образующимися при окислении масел и изменяющими электропроводность этих слоев. Обозначим сопротивление граничного слоя R, тогда сила тока, протекающего через граничный слой,

$$I = U_{г.с}/R, \qquad (5)$$

где $U_{г.с}$ — падение напряжения в граничном слое.

Для удобства применения формулы (5) силу тока заменим коэффициентом электропроводности граничного слоя: $K_{э.г.с} = I/I_з$, где $I_з$ — заданная сила тока при статическом положении пары трения.

Так как концентрация продуктов окисления в граничном слое определяется отношением $П = K_п/D$, где D — площадь фрикционного контакта, то она определяет сопротивление граничного слоя, т. е. П

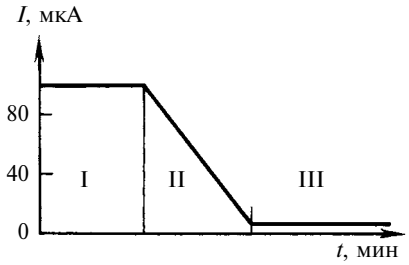


Рис. 4. Физическая модель процессов во фрикционном контакте в зависимости от времени *t* испытания моторного масла:
I, II, III — участки соответственно пластических, упругопластических, упругих деформаций

эквивалентно R. Тогда падение напряжения на граничном слое будет иметь вид:

$$U_{г.с} = П K_{э.г.с} = \frac{K_п}{I} K_{э.г.с}.$$

Данный показатель характеризует смазывающие свойства окисленных масел, т. е. $U_{г.с}$ — комплексный критерий, характеризующий концентрацию продуктов окисления на номинальной площади контакта и их электрические свойства.

Влияние продуктов окисления на триботехнические характеристики минеральных масел оценивали по среднеарифметическому значению диаметров пятен износа, критерию противоизносных свойств, времени формирования пятна износа (суммарная продолжительность пластической и упругопластической деформаций) и критерию смазывающих свойств окисленных масел.

Зависимости диаметра D пятна износа и критерия П противоизносных свойств от коэффициента $K_п$ поглощения светового потока рассмотрены ранее (см. рис. 2, *а*, *б*).

Зависимости времени $t_{ф.к}$ формирования пятен износа от коэффициента $K_п$ представлены на рис. 6, *а*. При снижении противоизносных свойств время формирования пятна износа уменьшается, но при окислении масел увеличивается их кислотность и в результате химической реакции между металлом и органическими кислотами на поверхностях трения образуются защитные пленки, которые изменяют электропроводность фрикционного контакта. Кроме того, продукты окисления влияют и на электрические свойства граничного слоя, что тоже определяет время $t_{ф.к}$ формирования пятна износа.

Согласно рис. 6, *б* с увеличением коэффициента $K_п$ время $t_{ф.к}$ колеблется в пределах 10÷42 мин в зависимости от соотношения концентраций растворимых и нерастворимых продуктов окисления (см. рис. 1, *а*).

В начале окисления в сравнении с товарным маслом (см. рис. 6, *а*, точки на ординате) время $t_{ф.к}$ формирования пятна износа для масел М-8$Г_2$ (кри-

вая *1*), Лукойл (кривая *3*) и Utech (кривая *4*) увеличивается, масла М-10$Г_{2к}$ (кривая *2*) уменьшается. При дальнейшем окислении время $t_{ф.к}$ для масел М-8$Г_2$ и Лукойл уменьшается (кривые *1*, *3*) при разных значениях коэффициента $K_п$, а для масла Utech увеличивается (кривая *4*). Эти отличия можно объяснить различиями соотношений концентраций первичных и вторичных продуктов окисления и концентраций присадок. Кроме того, на время $t_{ф.к}$ оказывает существенное влияние способность окисленных масел формировать защитные пленки на поверхностях трения, снижающие $t_{ф.к}$, что и определяет их смазывающую способность.

На рис. 6, *б* представлены зависимости критерия $U_{г.с}$ смазывающих свойств минеральных моторных масел от коэффициента $K_п$.

Данные зависимости имеют два участка: первый характеризует увеличение сопротивления граничного слоя, второй (колебания его значений) обусловлен изменениями сопротивления граничного слоя в результате формирования и разрушения пленок, образующихся на поверхностях трения.

У масла Utech (кривая *4*) наблюдается непрерывное увеличение критерия $U_{г.с}$, т. е. оно имеет самые низкие смазывающие свойства, что подтверждают данные по диаметру пятна износа (см. рис. 2, *а*) и критерию П противоизносных свойств (см. рис. 2, *б*). Электрическое сопротивление граничного слоя — низкое, что свидетельствует об отсутствии на поверхностях трения защитных пленок.

Таким образом, для сравнения смазочных масел целесообразно использовать комплекс показателей

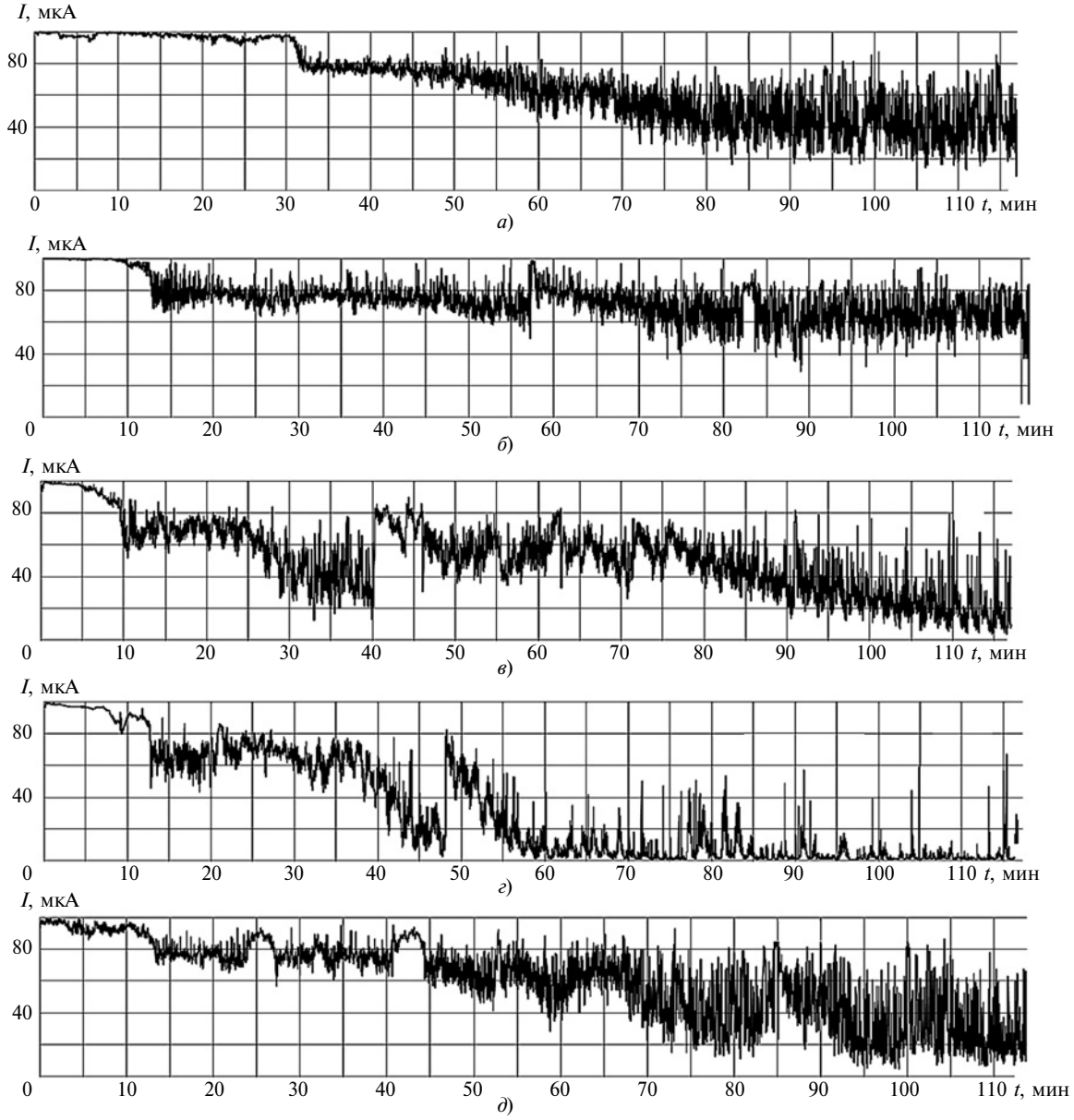


Рис. 5. Диаграмма силы тока *I*, протекающего через фрикционный контакт в товарном (*а*) масле М-8$Г_2$ и окисленном при $K_п$ = 0,29 (*б*); 0,593 (*в*); 0,717 (*г*); 0,857 (*д*)

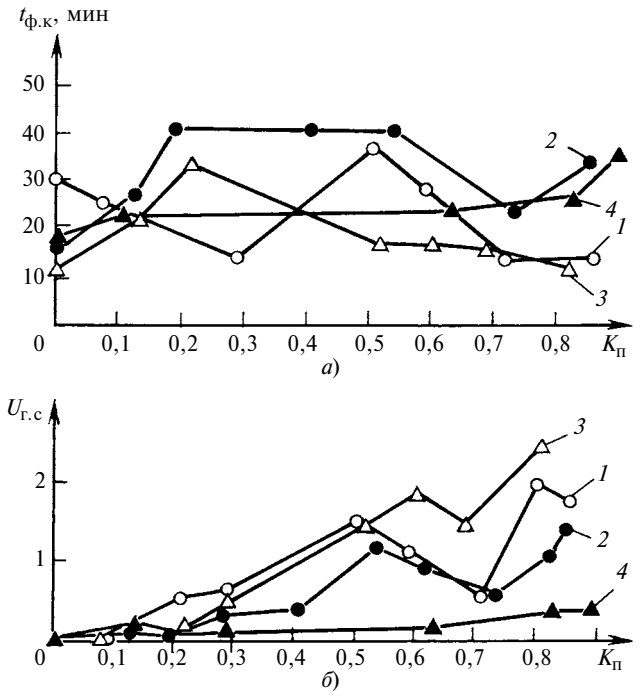


Рис. 6. Зависимости времени $t_{ф.к}$ формирования фрикционного контакта (*а*) и критерия $U_{г.с}$ от коэффициента $K_п$ (поз. *1÷4* — см. рис. 1)

термоокислительной стабильности — коэффициенты: поглощения светового потока ($K_п$), кинематической вязкости ($K_μ$), термоокислительной стабильности ($E_{то.с}$), потенциального ресурса противоизносных свойств $t_{п.р}$, критерий П противоизносных свойств, характеризующий электрическое сопротивление граничного слоя, время $t_{ф.к}$ формирования номинальной площади фрикционного контакта и коэффициента $U_{г.с}$ смазывающих свойств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Методика** идентификации смазочных масел / Б. И. Ковальский, М. М. Рунда, А. В. Берко, А. В. Юдин // Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. 2013. № 8. С. 26—29.

2. **Термоокислительная** стабильность трансмиссионного масла ТС гип / Б. И. Ковальский, Ю. Н. Безбородое, Г. М. Сорокин, Н. Н. Малышева // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 30.

3. **Метод** определения термоокислительной стабильности смазочных материалов / Б. И. Ковальский, Ю. Н. Безбородов, Н. Н. Малышева и др. // Вестник Сиб.ГАУ. 2009. Вып. 1 (22), 4.2. С. 93—96.

4. **Пат. 2428677** Рос.Федерации: МПК G01N 19/02. Устройство для испытания трущихся материалов и масел.

УДК 629.7.03.018.001.573

В. В. ФИРСАНОВ, д-р техн. наук (МАИ), П. В. МАКАРОВ, канд. техн. наук (ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют", г. Москва), e-mail: k906@mai.ru

Проектирование рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей и установок с учетом оценки их устойчивости к флаттеру[1]

Предложен способ расчетного прогнозирования флаттера рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей и установок на основе энергетического метода. Выполнены апробация способа на моделях ступеней компрессора и верификация экспериментальными данными.

Ключевые слова: компрессор, рабочее колесо, флаттер, устойчивость, проектирование, автоколебания.

The method of calculated forecasting of flutter of rotor wheels of gas-turbine engines compressors and systems on the base of energy approach is suggested. The practical approval of the method on models of compressor stages and verification by experimental data are performed.

Keywords: compressor, rotor wheel, flutter, stability, design, self-oscillations.

Разработка компрессоров для современных газотурбинных двигателей — наиболее сложная задача при создании двигателя. Проектирование этого узла требует особой тщательности, обоснованности решений и обеспечения минимальных рисков от неудовлетворительных результатов при испытаниях разрабатываемого компрессора как в составе экспериментальной установки, так и в составе двигателя. Изготовление и испытание опытных вариантов компрессора связано с большими затратами, поэтому переходить к созданию компрессора целесообразно, когда все возможности расчетных исследований исчерпаны и вероятность подтверждения при испытаниях требуемых параметров компрессора высока.

Тенденция к снижению массы компрессора и повышению допустимой аэродинамической нагруженности лопаток компрессоров газотурбинных двигателей и установок приводит к появлению флаттера (автоколебаний) лопаток. В сравнении с другими видами потерь динамической устойчивости опасность флаттера заключается в том, что происходит ускоренный рост напряжений во всех элементах рабочего колеса (РК) (лопатках, замках,

[1] Работа поддержана грантами РФФИ № 10-01-00256, № 13-08-01243.

дисках, антивибрационных полках), что может вызвать их быстрое разрушение. Поскольку при определенных условиях флаттер может возникнуть практически на любом режиме работы двигателя, предупреждение его появления (прогнозирование областей флаттера) особенно актуально.

Флаттер лопаток компрессоров — самовозбуждающиеся колебания с незатухающей амплитудой, поддерживаемые нестационарными аэродинамическими силами, которые возникают при колебательном движении лопаток из-за наличия обратных связей. Возникновение флаттера обусловлено упруго-массовыми характеристиками и условиями обтекания лопаток потоком воздуха, зависящими от частоты вращения ротора и параметров компрессора на напорном режиме, давления и температуры воздуха.

В российском двигателестроении расчетное прогнозирование флаттера лопаток базируется преимущественно на вероятностно-статистическом подходе, суть которого заключается в обобщении экспериментальных данных методами математической статистики и построении областей флаттера и устойчивости в многомерном пространстве диагностических факторов [1]. Такой подход хорошо себя зарекомендовал главным образом для компрессоров с рабочими лопатками, имеющими антивибрационные полки, для которых накоплен большой объем экспериментальных данных. Однако в случае его использования применительно к лопаткам широкохордных высоконапорных компрессоров без бандажных связей между лопатками, т. е. проведения экстраполяции за пределами области параметров, охватываемой имеющимися сегодня экспериментальными данными, результат представляется далеко не очевидным.

В настоящей работе для прогнозирования флаттера используют метод 3D-расчета работы нестационарных аэродинамических сил, действующих на колеблющиеся в потоке лопатки, который позволяет напрямую оценить количество энергии, подводимой к рабочей лопатке компрессора, и ее знак (т. е. направление подвода — от потока к лопатке или от лопатки к потоку) и спрогнозировать области ее неустойчивости к флаттеру [2].

Метод прогнозирования флаттера

Предлагаемый метод основан на допущении, что влияние потока на собственные формы и частоты колебаний лопатки невелико. Это допущение справедливо, когда лопатки — жесткие и возмущения, вызываемые в потоке их колебаниями, не оказывают существенного обратного действия на лопатки. Таким образом, поток воздуха приводит к малому дополнительному демпфированию колебаний (в случае устойчивости) или, наоборот, к дополнительной подкачке энергии из потока (в случае флаттера), но не к изменению форм и частот колебаний.

Уравнение изменения кинетической энергии лопатки в системе координат, связанной с вращающимся диском, имеет вид:

$$\mathrm{d}E(t)/\mathrm{d}t = A(t),$$

где $E(t)$ — суммарная кинетическая энергия; $A(t)$ — работа всех внутренних и внешних сил.

Пренебрегая конструкционным демпфированием лопатки, считаем, что работа совершается только силами давления, распределенными по поверхности лопатки. Тогда изменение кинетической энергии за период колебаний определяется как

$$\Delta E = W = \int_{t_0}^{t_0+T} \int_S \vec{p}(x, y, z, t)\vec{v}(x, y, z, t)\mathrm{d}s\mathrm{d}t, \quad (1)$$

где W — работа сил давления на лопатку; $T = 1/\omega$ — период колебаний лопатки (ω — частота колебаний); S — поверхность лопатки; $\vec{p}$ — вектор давления в потоке; $\vec{v}$ — вектор скорости движения точек лопатки.

Поскольку влияние потока на колебания мало, то работа, совершаемая при истинных (усиливающихся или затухающих) колебаниях лопатки в потоке, мала:

$$|W| \ll 1.$$

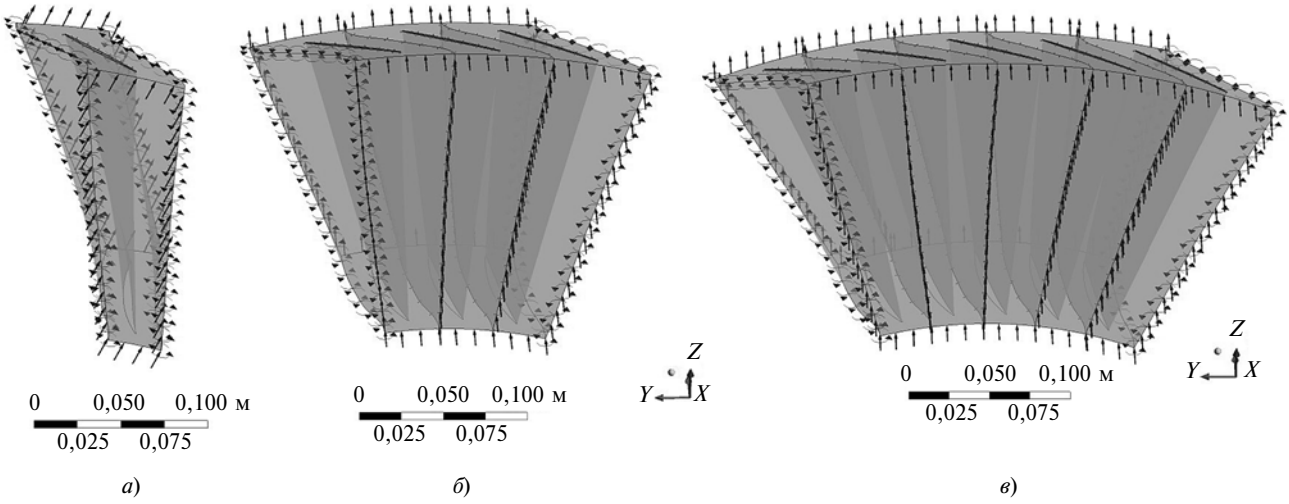
Работа, совершаемая при гармонических колебаниях, отличается от истинной работы на величину второго порядка малости, которой пренебрегаем. Гармонические колебания — собственные колебания лопатки в пустоте — определяются в стандартных пакетах расчетов на прочность и считаются известными. Работа стационарной составляющей давления при гармоническом колебании равна нулю, поэтому под давлением p подразумеваем его нестационарную часть.

Таким образом, предлагаемый подход состоит в определении интегральной величины работы, совершаемой нестационарным давлением на заданных перемещениях лопатки за один цикл колебаний. Критерий неустойчивости к флаттеру

$$W > 0, \quad (2)$$

что соответствует положительной работе, совершаемой силами давления в периоде собственных колебаний лопатки.

Вычисление работы нестационарных сил давления базируется на газодинамическом расчете вентилятора (компрессора) в целом на этапе аэродина-



Модели одной лопатки (*а*) и трех (*б*) и пяти (*в*) подряд стоящих лопаток

мического проекта. Рассматриваем конечно-объемную модель газодинамического тракта одного (рисунок, *а*), трех (рисунок, *б*) или пяти (рисунок, *в*) подряд стоящих профилей рабочих лопаток одной ступени.

Для расчета нестационарного обтекания профилей используем граничные условия на входе и выходе в данную ступень из стационарного газодинамического расчета вентилятора (компрессора) в целом с осредненными по окружности параметрами. Осреднение параметров проводится для исключения влияния аэродинамических следов направляющих аппаратов (резонансных колебаний). При этом каждому профилю задаются перемещения для соответствующей расчетной формы колебаний с определенным значением узловых диаметров:

$$\vec{u}(x, y, z, t) = A\sin(\omega t)L_n(x, z),$$

где A и ω — амплитуда и частота колебаний лопатки; $L_n(x, z)$ — интерполяционный многочлен Лагранжа 10-й степени, построенный для собственной формы колебаний (с помощью этого многочлена происходит передача рассчитанной формы колебаний в CFD-расчет).

Для задания бегущей волны деформаций, присущей решетчатому флаттеру [3], для соседних с центральной лопаткой профилей учитываются соответственно запаздывания $\sin(\omega t - \alpha)$ и опережения $\sin(\omega t + \alpha)$ по времени изменения амплитуд колебаний в соответствии с характерным для данного узлового диаметра сдвигом фаз на угол α.

В соответствии с изложенной методикой расчет на флаттер разбивается на следующие этапы:

1) расчет собственных частот и форм колебаний и построение интерполяционных многочленов для каждой формы;

2) расчет стационарного течения в компрессоре;

3) расчет нестационарного течения при колебаниях лопаток (поверхности газодинамической сетки) по заданному закону;

4) вычисление работы нестационарных сил давления по формуле (1) и проверка критерия по формуле (2).

Этапы 3 и 4 выполняют для каждой формы колебаний, потенциально неустойчивой к флаттеру. Для получения чисто гармонического отклика потока на колебание лопатки работу вычисляют на последнем из нескольких просчитанных периодов колебаний. Как правило, трех периодов колебаний достаточно для получения гармонического отклика.

Расчеты собственных частот и форм выполняют в пакете Ansys Mechanical, газодинамические расчеты — в Ansys CFX. Решают уравнения Навье—Стокса, осредненные по Рейнольдсу, с моделью турбулентности $k - \varepsilon$. Для построения интерполяционных многочленов и вычисления работы сил давления создано программное обеспечение.

Апробация метода и исследование влияния параметров численного моделирования

Для РК 1-й и 2-й ступеней вентилятора двигателя АЛ-31Ф выполнены расчеты устойчивости флаттера на различных режимах. Установлено, что работа W в сечении бандажированной лопатки на высоте от обода диска, равной 90 % высоты лопатки, определяет устойчивость к флаттеру всего РК, что совпадает с результатами многочисленных исследований подобных конструкций [1] и свидетельствует или о работоспособности, или об адекватности предложенного метода. Однако при смещении

узловой линии формы колебаний, что возможно из-за разброса геометрических параметров лопаток в РК и при разных числах узловых диаметров, данное сечение уже не является определяющим. Поэтому для корректного прогноза возможности возникновения флаттера необходим анализ знака интегральной работы нестационарных аэродинамических сил на упругих перемещениях всей поверхности лопатки, что можно сделать только в 3D-постановке предлагаемым методом.

Спрогнозированные на базе разработанного метода режимы работы двигателя АЛ-31Ф, на которых должен был возникнуть флаттер РК 1-й и 2-й ступеней вентилятора, полностью подтверждены результатами испытаний указанного двигателя на автоколебания [2, 4], что свидетельствует об успешной верификации предложенного метода прогнозирования флаттера РК компрессоров современных двигателей.

Численное моделирование в программном комплексе Ansys по прогнозированию устойчивости РК компрессора показало, что такие факторы, как повышение точности вычислений параметров процесса, разброс углов атаки в пределах допусков, уровень турбулентности на входе в ступень, а также амплитуды колебаний лопаток, не оказывают значительного влияния на результаты прогнозирования флаттера. Наибольшее влияние оказали выбор параметров дискретизации конечно-объемной газодинамической сетки и положения узловых линий при колебаниях по собственной форме. Также установлено, что для достоверного прогнозирования условий возникновения флаттера при безотрывном обтекании достаточно использовать модель исследуемой ступени, состоящую из трех лопаточных профилей, а работу нестационарных аэродинамических сил рассчитывать на третьем периоде колебаний при его дискретизации на 100 итераций.

Роль соединений в устойчивости рабочих колес к флаттеру

С целью достижения высоких аэродинамических параметров современные конструкции РК компрессоров выполняют преимущественно в виде блисков — диска с рабочими лопатками, выполненных как одно целое без дополнительных соединений. При этом число лопаток уменьшают и они становятся более широкохордными. Такие конструкции имеют меньшую массу чем замковые конструкции, и более технологичны в изготовлении, однако у них низкое механическое демпфирование, что негативно сказывается на их устойчивости к флаттеру.

Рабочие колеса компрессоров, как правило, отличаются большим относительным удлинением замковых рабочих лопаток. Поэтому на определенном радиусе пера лопатки выполняют бандажные связи, повышающие частоты и рассеивающие энергию колебаний лопаток. Замковые соединения и бандажные связи положительно влияют на устойчивость РК к флаттеру, повышая их механическое демпфирование. Однако при этом усиливается изнашивание контактных поверхностей деталей с образованием дефектов в виде выкрашивания (фреттинг-усталость) [5].

Предложенный метод прогнозирования флаттера позволяет предотвратить возникновение опасных форм колебаний даже при неизвестной заранее положительной величине механического демпфирования.

Таким образом, на базе общей формулировки энергетического подхода к решению задачи о прогнозировании флаттера разработан численный метод прогнозирования флаттера РК компрессоров газотурбинных двигателей и установок в условиях безотрывного обтекания их потоком газ, заключающийся в вычислении и определении знака (направления) работы нестационарных аэродинамических сил на упругих перемещениях трехмерного профиля лопатки, колеблющейся по собственной форме с учетом определенного сдвига фаз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хориков А. А.** Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД // Тр. ЦИАМ. № 1311. 2002. 352 с.

2. **Трехмерное** моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД / М. Е. Колотников, В. В. Веденеев, П. В. Макаров, В. В. Фирсанов // Вестник СГАУ. 2011. № 3 (27). Ч. 1. С. 47—56.

3. **Сачин В. М., Хориков А. А., Шатохин А. Г.** Исследование фазовых характеристик связанных колебаний лопаток компрессоров в потоке // Тр. ЦИАМ. № 953. С. 287—296.

4. **Макаров П. В.** Исследование флаттера рабочего колеса 2-й ступени вентилятора ГТД при различном опирании лопаток по бандажным полкам // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19. № 3. С. 101—111.

5. **Петухов А. Н.** Механизм фреттинга и фреттинг-усталость высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ // Тр. ЦИАМ. № 1338. 2008. 210 с.

УДК 621.01

В. И. ПОЖБЕЛКО, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: vipox@inbox.ru

Метод конструирования эффективных малогабаритных плоскоременных передач с уменьшенным углом обхвата и без пробуксовок тягового ремня

Предложен метод конструирования ременных фрикционных передач с гибкой связью, основанный на уменьшении угла обхвата и исключающий пробуксовку тягового ремня. Метод позволяет уменьшить межосевое расстояние и габаритные размеры ременной передачи, снизить напряжение в тяговом ремне и повысить его срок службы.

Ключевые слова: плоскоременная фрикционная передача, упругая деформация, гибкая связь, окружная сила трения, конструирование.

The method of design of belt friction gears with flexible coupling, based on reduction of wrapping angle and excluding of slippage of pull belt, is suggested. The method allows reducing the distance between axes and overall dimensions of belt gear, decreasing of stress in pull belt and increasing of its service life.

Keywords: flat-belt friction gear, elastic deformation, flexible coupling, circumferential friction force, design.

Плоскоременные фрикционные передачи относятся к механическим устройствам с гибкой связью и широко применяются в приводах различных машин, транспортных средств, станков, автоматических линий и другого технологического оборудования [1—3]. Их достоинства [4]: простота конструкции, низкая стоимость, плавность и бесшумность работы, отсутствие смазочной системы, выполнение функций неразрушающегося предохранительного звена при перегрузках; возможность реверсирования вращения выходного вала с помощью двухстороннего плоского ремня. Основные недостатки: большие габаритные размеры; малый срок службы тягового ремня; непостоянство передаточного отношения привода из-за неизбежного скольжения упругодеформированного ремня по шкиву и его изнашивания.

Конструирование и испытания [1—4] показали, что основным параметром, обусловливающим окружную силу трения, которая определяет момент вращения, является угол α обхвата шкива ремнем. Для плоскоременных передач с гибкой связью установлен минимально допустимый угол обхвата $\alpha^* \geq 150^\circ$, обеспечивающий межосевое расстояние $\Delta^* \geq 2(d_1 + d_2)$ [3, с. 611], где d_1 и d_2 — диаметры меньшего и большего шкивов.

Применяемый [1, 3] способ увеличения угла обхвата установкой сложного узла натяжного ролика нерационален, так как приводит к дополнительному знакопеременному изгибу тягового ремня, что снижает его срок службы.

Попробуем разрушить сложившийся стереотип проектирования ременных фрикционных передач с ограничением нижнего предельного значения угла α^* обхвата и тенденцию увеличения как угла обхвата тяговым ремнем меньшего шкива, так и расстояния Δ^* между осями шкивов, что существенно увеличивает диаметры шкивов плоскоременной фрикционной передачи, для обеспечения работы без пробуксовок.

На примере конструирования плоскоременной передачи покажем, что уменьшением угла обхвата меньшего шкива, приводящим к уменьшению окружной силы F_t трения и коэффициента ψ_0 тяги в упругодеформируемой ременной передаче [5], можно создать более эффективные ременные передачи, которые будут отличаться от традиционных следующим:

меньшим межосевым расстоянием между ведущим и ведомым валами;

меньшими габаритными размерами;

меньшими максимальными напряжениями изгиба в тяговом ремне;

большим сроком службы тягового ремня;

меньшей нестабильностью передаточного отношения на тяговых режимах.

Метод и алгоритм конструирования ременных передач с уменьшенным углом обхвата тягового ремня

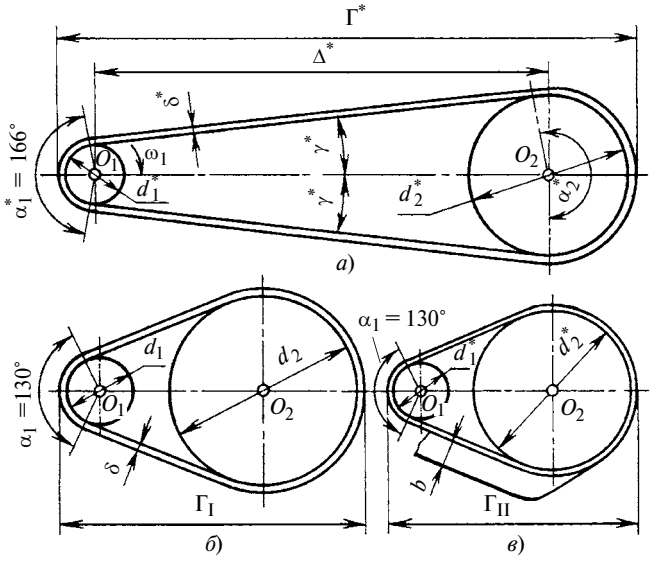
Предлагаемый метод конструирования учитывает, что необходимое для получения любых малогабаритных передач уменьшение межосевого расстояния в плоскоременной передаче приведет к уменьшению угла обхвата до нерекомендуемого значения [3, 4] $\alpha < 150^\circ$. Поэтому предлагается следующий алгоритм определения проектных величин:

1. Для проектируемой плоскоременной передачи с передаточным отношением $u \neq 1$ задаем уменьшенное межосевое расстояние:

$$\Delta = 0{,}6(d_1 + d_2). \qquad (1)$$

2. Рассчитываем угол обхвата меньшего шкива ($d_1 < d_2$):

$$\alpha_1 = 180 - 57{,}3\frac{(d_2 - d_1)}{\Delta}. \qquad (2)$$



Варианты схем упругодеформируемой понижающей плоскоременной передачи:

а — базовый ($\alpha_1^* = \pi - 2\gamma^* = 166°$, $\alpha_2^* = \pi + 2\gamma^*$, $\alpha_1^* < \alpha_2^*$); *б* и *в* — оптимизированные варианты I и II с углом обхвата $\alpha_1 = 130°$

3. Рассчитываем коэффициент $A_k > 1$ пересчета проектных параметров базовой плоскоременной передачи [$\alpha_1^* \ge 150°$, $\Delta^* \ge 2(d_1 + d_2)$] для получения параметров малогабаритной передачи [$\Delta = 0{,}6(d_1 + d_2)$, $\alpha_1 < \alpha_1^*$]:

$$A_k = \alpha_1^*/\alpha_1. \qquad (3)$$

4. С учетом выражения (3) и закона предельного трения без пробуксовок упругодеформируемых гибких тел (будет рассмотрен ниже) определяем параметры, силовые показатели и характеристики габаритной плоскоременной передачи, используя пропорциональный расчетный ряд

$$A_k = \frac{\alpha_1^*}{\alpha_1} = \frac{d_1}{d_1^*} = \frac{d_2}{d_2^*} = \frac{\psi_0^*}{\psi_0} = \frac{\varepsilon_0^*}{\varepsilon_0}. \qquad (4)$$

В выражении (4) параметры с индексом "*" относятся к базовому варианту, а без индекса — к проектируемой передаче.

В качестве базового варианта принимаем плоскоременную передачу, представленную на рисунке, *а*, в случае ее выполнения как понижающей, например, с передаточным отношением $u = 3$ и требующимся согласно рекомендациям [3, с. 611] межосевым расстоянием $\Delta^* = 2(d_1^* + d_2^*)$.

Сначала рассчитываем угол α_1^* обхвата меньшего шкива по формуле, идентичной формуле (2):

$$\alpha_1^* = 180 - \frac{(d_2^* - d_1^*)}{\Delta^*}57{,}3 = 180 - \frac{(d_2^* - d_1^*)}{2(d_2^* + d_1^*)}57{,}3 = 180 - \frac{u-1}{2(u+1)}57{,}3 = 166.$$

Затем используем новый закон предельного трения без пробуксовок упругодеформируемой гибкой связи, предложенный в работе [5] в виде экспоненциальной зависимости

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_0 = \exp\left[f\left(\alpha - A\frac{\delta}{d_{\min}}\right)\right] = \exp\left(\frac{2}{3}f\alpha\right), \qquad (5)$$

из которого следует, что окружная сила трения тягового ремня в реальной упругодеформируемой ременной передаче (в отличие от частного закона Эйлера для условной нерастяжимой буксующей нити с $\delta = 0$ [4]) зависит от соотношения толщины δ ремня и диаметра $d_{\min}$ шкива. На основе для работающей без пробуксовок ременной передачи составим силовые зависимости [5]:

$$\left.\begin{aligned} &(F_1/F_2)_0 = m_0;\\ &F_t = F_1 - F_2 = 2F_0\left(\frac{m_0-1}{m_0+1}\right);\\ &F_0 = \frac{m_0+1}{2(m_0-1)}F_t;\\ &\psi_0 = \frac{m_0-1}{m_0+1};\\ &\varepsilon_0 = \delta/d_{\min} \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

и определим для базового варианта ($\alpha_1^* = 166°$) все проектные параметры плоскоременной фрикционной передачи: коэффициент ψ_0^* тяги; расчетный модуль m_0; коэффициент ε_0^* упругого скольжения тягового ремня; предельное отношение $d_{\min}^*/\delta^*$ для работы без пробуксовок:

$$\left.\begin{aligned} &\psi_0^* = 0{,}41;\\ &m_0^* = 2{,}38;\\ &\varepsilon_0^* = 0{,}024;\\ &d_{\min}^*/\delta^* = 41{,}5. \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Аналогично для *малогабаритной плоскоременной понижающей* ($u = 3$) передачи с рассчитанным по формуле (1) межосевым расстоянием определим угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{(d_2 - d_1)57{,}3}{0{,}6(d_1 + d_2)} = 180 - \frac{(u-1)57{,}5}{0{,}6(1+u)} = 130°.$$

Из закона (5) предельного трения по формулам (6) для передачи с уменьшенным углом обхвата рассчитаем соответствующие для $\alpha_1 = 130°$ значения коэффициента ψ_0 тяги, расчетного модуля m_0,

коэффициента ε_0 упругого скольжения и предельное отношение $d_{\min}/\delta$ для работы без пробуксовок:

$$\left.\begin{aligned} \psi_0 &= 0{,}32; \\ m_0 &= 1{,}9; \\ \varepsilon_0 &= \delta/d_{\min} = 0{,}019; \\ d_{\min}/\delta &= 53. \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Найдем пересчетный коэффициент проектных параметров ременной передачи, работающей без пробуксовок с уменьшенным до $\alpha_1 = 130^\circ$ углом обхвата:

$$A_k = \alpha_1^*/\alpha_1 = 1{,}28.$$

Тогда получим расчетные соотношения проектных диаметров шкивов оптимальной и базовой плоскоременных передач: $d_1 = 1{,}28\,d_1^*$; $d_2 = 1{,}28\,d_2^*$, указывающие на необходимость следующего их увеличения для полной компенсации уменьшения окружной силы трения F_t при снижении угла обхвата с $\alpha_1^* = 166^\circ$ до $\alpha_1 = 130^\circ$ или на необходимость при сохранении диаметров шкивов ($d_1 = d_1^*$, $d_2 = d_2^*$) обеспечить выполнение требуемых для передачи с $\alpha_1 = 130^\circ$ проектных параметров (8) уменьшением толщины тягового ремня в A_k раз:

$$\delta = \delta^*/A_k = \delta^*/1{,}28.$$

Анализ расчетных параметров базовой передачи по формулам (7) с увеличенным углом обхвата α_1^* и оптимальной передачи по формулам (8) с уменьшенным углом обхвата α_1 показал, что для малогабаритной ременной передачи с $\alpha = 130^\circ$ требуемое увеличение $d_{\min}/\delta$ в 1,28 раз *конструктивно* можно осуществить двумя способами:

вариант I — увеличение диаметров шкивов в A_k раз ($d_1 = A_k d_1^*$, $d_2 = A_k d_2^*$) при сохранении толщины тягового ремня ($\delta = \delta^* = \text{const}$);

вариант II — уменьшение толщины тягового ремня в A_k раз ($\delta = \delta^*/A_k$) при сохранении диаметров шкивов ($d_1 = d_1^*$, $d_2 = d_2^*$).

Анализ варианта I оптимизации плоскоременной фрикционной передачи

Сравним технико-эксплуатационные показатели двух плоскоременных передач — спроектированной с применением нового алгоритма [формулы (1)—(6)] (см. рисунок, *а*) и оптимизированной передачи, представленной на рисунке, *б*.

Базовый вариант передачи имеет традиционно рекомендуемый [3, с. 611] увеличенный угол обхвата $\alpha_1^* = 166^\circ$ и увеличенное для достижения этого межосевое расстояние $\Delta^* = 2(d_1^* + d_2^*)$, $\psi_0^* = 0{,}41$, $\varepsilon_0^* = 0{,}024$.

Вариант I оптимизации ременной передачи отличается уменьшенным углом обхвата $\alpha_1 = 130^\circ$ и соответственно уменьшенным межосевым расстоянием $\Delta = 0{,}6(d_1 + d_2)$, которые получены при соблюдении следующих условий:

на ведомом валу создается заданный вращающий момент $F_t d = F_t^* d^*$;

толщина и ширина ремня остаются неизменными ($\delta = \delta^*$, $b = b^*$);

усилие предварительного натяжения ремня остается неизменным ($F_0 = \text{const}$);

угол обхвата меньшего шкива плоским ремнем уменьшается с $\alpha^* = 166^\circ$ до $\alpha = 130^\circ$, что уменьшает исходный коэффициент тяги с $\psi_0^* = 0{,}41$ до $\psi_0 = 0{,}32$.

Оптимальное конструирование плоскоременной фрикционной передачи с передаточным числом $u = 3$ (см. рисунок, *б*) показало следующее:

1. Габаритный размер $\Gamma_I = \Delta + 0{,}5(d_1 + d_2)$ оптимизированной плоскоременной передачи меньше размера $\Gamma^* = \Delta^* + 0{,}5(d_1^* + d_2^*)$ базовой передачи в 1,78:

$$\Gamma^*/\Gamma_I = \frac{\Delta^* + 0{,}5(d_1^* + d_2^*)}{\Delta + 0{,}5(d_1 + d_2)} = \frac{2{,}5(d_1^* + d_2^*)}{1{,}1(d_1 + d_2)} = \frac{2{,}5(d_1^* + d_2^*)}{1{,}1A_k(d_1^* + d_2^*)} = 1{,}78.$$

2. Окружная сила трения тягового ремня о шкив и соответственно оптимальный коэффициент тяги в оптимизированной передаче уменьшились в 1,28 раза:

$$\frac{F_t^*}{F_t} = \frac{\alpha_1^*}{\alpha_1} = \frac{\psi_0^*}{\psi_0} = \frac{166}{130} = 1{,}28.$$

3. Для компенсации снижения окружной силы трения и сохранения передаваемого вращающего момента диаметры шкивов следует при оптимизации увеличить в 1,28 раза:

$$\frac{d_1}{d_1^*} = \frac{d_2}{d_2^*} = \frac{\alpha_1^*}{\alpha_1} = \frac{166}{130} = 1{,}28.$$

4. Сила F_1 на ведущей ветви тягового ремня и соответственно наибольшее напряжение σ_p [4] ее растяжения уменьшились в 1,07 раза:

$$F_1^* = F_0 + 0{,}5F_t^* = F_0 + 0{,}5\psi_0^* 2F_0 = F_0 + 0{,}41F_0 = 1{,}41F_0;$$

$$F_1 = F_0 + 0{,}5F_t = F_0 + 0{,}5\psi_0 2F_0 = F_0 + 0{,}32F_0 = 1{,}32F_0;$$

$$\frac{\sigma_p^*}{\sigma_p} = \frac{1{,}41F_0}{1{,}32F_0} = 1{,}07.$$

5. Максимальное напряжение $\sigma_и$ [4] изгиба ремня вокруг шкива увеличенного диаметра ($d_1 > d_1^*$) уменьшилось в 1,28 раза:

$$\frac{\sigma_и^*}{\sigma_и} = \frac{E(2y_0/d_1^*)}{E(2y_0/d_1)} = \frac{d_1}{d_1^*} = 1{,}28.$$

6. Нестабильность угловой скорости ведомого шкива плоскоременной передачи с увеличенными диаметрами шкивов (определяется коэффициентом ε_0 [4] упругого скольжения) снизилась в 1,28 раза:

$$\frac{\varepsilon_0^*}{\varepsilon_0} = \frac{d_1^*}{d_1} = \frac{\alpha_1^*}{\alpha_1} = \frac{166}{130} = 1{,}28.$$

7. Радиальная нагрузка R [4] на валы и опоры шкивов уменьшилась в 1,1 раза:

$$\frac{R^*}{R} = \frac{2F_0\cos[0{,}5(180-\alpha_1^*)]}{2F_0\cos[0{,}5(180-\alpha_1)]} = 1{,}1,$$

что согласно методике расчета деталей машин [4] приводит к увеличению эксплуатационного ресурса опорных подшипников качения в 1,35 раза.

9. Длина L_I ремня [4] (сумма прямолинейных участков и дуг обхвата) уменьшилась в 1,6 раза:

$$\frac{L^*}{L_\text{I}} = \frac{2\Delta^* + 0{,}5\pi(d_1^* + d_2^*) + 0{,}25(d_2^* - d_1^*)^2\Delta^*}{2\Delta + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + 0{,}25(d_2 - d_1)^2\Delta} = 1{,}6.$$

10. Частота ν [4] пробегов тягового ремня увеличивалась в 2,05 раза:

$$\frac{\nu}{\nu^*} = \frac{0{,}5\omega_1 d_1/L_\text{I}}{0{,}5\omega_1 d_1^*/L^*} = \frac{d_1}{d_1^*}\frac{L^*}{L_\text{I}} = 1{,}28\cdot 1{,}6 = 2{,}05.$$

11. Срок $L_{h\text{I}}$ службы тягового ремня, рассчитанный по стандартной методике [1, с. 614; 4, с. 141], с учетом увеличения ν в 2,05 раза и снижения $\sigma_и$ ремня в 1,28 раза увеличился в 2,16 раза:

$$L_{h\text{I}} \approx \frac{1}{\nu(\sigma_{и\max})^{g=6}};$$

$$\frac{L_{h\text{I}}}{L_h^*} = \frac{\nu^*(\sigma_{и\max}^*)^6}{\nu(\sigma_{и\max})^6} = \frac{\nu^*}{\nu}\left(\frac{d_1}{d_1^*}\right)^6 = \frac{1}{2{,}05}\cdot 1{,}28^6 = 2{,}16.$$

Анализ варианта II оптимизации плоскоременной фрикционной передачи

Вариант II оптимизации заключается в том, что компенсация уменьшения угла обхвата меньшего шкива с $\alpha^* = 166^\circ$ (базовый вариант) до $\alpha = 130^\circ$ достигается уменьшением толщины тягового ремня при неизменных диаметрах шкивов: $d_1 = d_1^*$, $d_2 = d_2^*$.

Проанализируем технико-эксплуатационные показатели плоскоременной малогабаритной передачи (рисунок, *в*), спроектированной на основе закона предельного трения (5) [5] и зависимостей (6) по варианту II оптимизации ($\alpha = 130^\circ$; $\Delta = 0{,}6(d_1 + d_2)$; $\psi_0 = 0{,}32$; $d_{\min}/\delta = 53$; $\varepsilon_0 = 0{,}019$ в сравнении с показателями базовой передачи ($\alpha^* = 166^\circ$; $\Delta^* = 2(d_1^* + d_2^*)$; $\psi_0^* = 0{,}41$; $d_{\min}^*/\delta^* = 41{,}5$; $\varepsilon_0^* = 0{,}024$) при следующих условиях их силовой эквивалентности:

на ведомых валах одинаковые вращающие моменты;

при работе ременной передачи в тяговом ремне одинаковые наибольшие напряжения растяжения.

Оптимизация по варианту II малогабаритной плоскоременной передачи с передаточным числом $u = 3$ (см. рисунок, *в*) показала следующее.

1. Габаритный размер Γ_II оптимизированной плоскоременной передачи по сравнению с базовой уменьшился в 2,2 раза:

$$\Gamma^*/\Gamma_\text{II} = \frac{\Delta^* + 0{,}5(d_1^* + d_2^*)}{\Delta + 0{,}5(d_1 + d_2)} =$$

$$= \frac{2(d_1^* + d_2^*) + 0{,}5(d_1^* + d_2^*)}{0{,}6(d_1^* + d_2^*) + 0{,}5(d_1^* + d_2^*)} = \frac{2{,}5}{1{,}1} = 2{,}2.$$

2. Минимально допустимые (для исключения пробуксовок ремня) диаметры шкивов не изменились:

$$d_{\min} = 53\delta = 53(\delta^*/A_k) = 53(\delta^*/1{,}28) = 41{,}5\delta^*;$$

$$d_{\min}^* = d_{\min} = 41{,}5\delta^* = \text{const}.$$

3. Для компенсации уменьшения коэффициента тяги в 1,28 раза необходимо увеличить в 1,28 раза и усилие предварительного натяжения тягового ремня:

$$\frac{F_0}{F_0^*} = \frac{\psi_0^*}{\psi_0} = \frac{0{,}41}{0{,}32} = \frac{\alpha_1^*}{\alpha_1} = \frac{166}{130} = 1{,}28;$$

$$F_0 = A_k F_0^* = 1{,}28\,F_0^*.$$

4. Окружная сила трения ремня о шкив (с учетом снижения коэффициента тяги в 1,28 раза и увеличения F_0 в 1,28 раза) остается неизменной ($F_t = F_t^* = \text{const}$) и при неизменных диаметрах шкивов обеспечивает на ведомом валу ременной передачи заданный вращающий момент:

$$F_t = 2F_0\psi_0 = 2F_0^* A_k\psi_0^* = 2F_0^*\cdot 1{,}28\cdot 0{,}32 = 0{,}82\,F_0^*;$$

$$F_t^* = 2F_0^*\psi_0^* = 2F_0^*\cdot 0{,}41 = 0{,}82\,F_0^*;$$

$$F_t = F_t^* = \text{const}.$$

5. Радиальная нагрузка R [4] на валы и опоры шкивов с учетом увеличения F_0 в 1,28 раза и умень-

шения угла обхвата со 166° до 130° увеличилась в 1,15 раза:

$$\frac{R}{R^*} = \frac{2F_0\cos[0{,}5(180-\alpha_1)]}{2F_0^*\cos[0{,}5(180-\alpha_1^*)]} = 1{,}15.$$

6. Сила растяжения ведущей ветви тягового ремня (F_1) увеличилась в 1,2 раза:

$$\frac{F_1}{F_1^*} = \frac{F_0 + 0{,}5F_t}{F_0^* + 0{,}5F_t^*} =$$

$$= \frac{1{,}28F_0^* + 0{,}5(0{,}82F_0^*)}{F_0^* + 0{,}5(0{,}82F_0^*)} = 1{,}2.$$

7. Согласно закону предельного трения (5) для исключения пробуксовок ремня толщину тягового ремня ($\delta < \delta^*$) относительно базового варианта следует уменьшить в 1,28 раза:

$$\frac{\delta^*}{\delta} = \frac{\alpha_1^*}{\alpha_1} = 1{,}28.$$

8. Для обеспечения неизменного напряжения растяжения в ведущей ветви ремня с учетом уменьшения его толщины в 1,28 раза и увеличения усилия F_1 растяжения в 1,2 раза ширину b тягового ремня следует увеличить в 1,54 раза:

$$\frac{b}{b^*} = 1{,}28 \cdot 1{,}2 = 1{,}54.$$

9. Нестабильность угловой скорости ведомого шкива уменьшилась в 1,28 раза:

$$\varepsilon_0^*/\varepsilon_0 = \frac{\delta^*}{\delta} = 1{,}28.$$

10. Максимальные напряжения $\sigma_{и\,max}$ изгиба тягового ремня вследствие уменьшения его толщины в 1,28 раза согласно формулам работы [4, с. 36] снизились в 1,28 раза:

$$\sigma_{и\,max}^*/\sigma_{и\,max} = \delta^*/\delta = 1{,}28.$$

11. Наибольшие напряжения растяжения $\sigma_{p\,max} = \sigma_1$, возникающие в ведущей ветви тягового ремня, при уменьшении угла α_1 обхвата и межосевого расстояния остаются неизменными ($\sigma_1 = \sigma_1^* = \text{const}$):

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_1^*} = \frac{F_1/(b\delta)}{F_1^*/(b^*\delta^*)} = \frac{F_1}{F_1^*}\frac{b^*}{b}\frac{\delta^*}{\delta} = 1{,}2\frac{1}{1{,}54}1{,}28 = 1.$$

12. Длина L_{II} тягового ремня, рассчитанная по формулам работы [4, с. 144], уменьшилась в 1,82 раза:

$$L^*/L_{II} = 1{,}82.$$

13. Частота ν [4] пробегов тягового ремня меньшей длины увеличивалась в 1,82 раза:

$$\frac{\nu}{\nu^*} = \frac{0{,}5\omega_1 d_1/L_{II}}{0{,}5\omega_1 d_1^*/L^*} = \frac{d_1}{d_1^*}\frac{L^*}{L_{II}} = 1\frac{L^*}{L_{II}} = 1{,}82.$$

14. Срок службы L_{hII} тягового ремня, рассчитанный по стандартной методике [1, с. 614; 4, с. 141] с учетом увеличения числа пробегов ремня меньшей длины в 1,82 раза и снижения максимальных напряжений изгиба ремня меньшей толщины в 1,28 раза, увеличился в 2,4 раза:

$$L_{hII} \approx \frac{1}{\nu(\sigma_{и\,max})^{g=6}};$$

$$\frac{L_{hII}}{L_h^*} = \frac{\nu^*}{\nu}\left(\frac{\sigma_{и\,max}^*}{\sigma_{и\,max}}\right)^6 = \frac{1}{1{,}82}(1{,}28)^6 = 2{,}4.$$

Таким образом, новый метод конструирования ременных фрикционных передач заключается в уменьшении угла обхвата меньшего шкива тяговым ремнем при одновременном или увеличении диаметров ведущего и ведомого шкивов прямо пропорционально уменьшению коэффициента ψ_0 тяги в передаче с уменьшенным углом α, или уменьшении толщины тягового ремня прямо пропорционально уменьшению угла обхвата меньшего шкива в передаче с уменьшенным межосевым расстоянием. Это обеспечивает: уменьшение минимально допустимого межосевого расстояния между ведущим и ведомым валами при заданном передаточном отношении ременной передачи; уменьшение габаритного размера Г плоскоременной передачи; снижение максимальных напряжений изгиба ремня; уменьшение нестабильности передаточного отношения ременной передачи вследствие уменьшения коэффициента упругого скольжения тягового ремня по шкиву; увеличение срока службы ремня.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крайнев А. Ф.** Механика машин: Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000. 904 с.

2. **Дроздов Ю. Н.** Передаточные механизмы. Трение, изнашивание, смазка: Справочник. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1979. С. 113—147.

3. **Машиностроение.** Энциклопедия: Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1. / Д. Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

4. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

5. **Пожбелко В. И.** Силовые закономерности трения упруго-деформируемой ременной передачи (новая постановка задачи Эйлера) // Известия Челябинского научного центра. Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 3. С. 56—62.

УДК [621.787:62-408.64].001.57

И. В. АБРАМОВ, д-р техн. наук, П. В. ЛЕКОМЦЕВ (Ижевский ГТУ им. М. Т. Калашникова),
e-mail: lekomtsev@istu.ru

Моделирование точности сопрягаемых поверхностей в конических соединениях

Рассмотрено обеспечение точности сопрягаемых поверхностей в конических соединениях с отверстиями в охватывающих деталях, полученными калибровкой предварительно смазанным жестким пуансоном. Представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния пуансона и детали, способы повышения точности отверстия и алгоритм численного моделирования точности сопрягаемых поверхностей.

Ключевые слова: коническое отверстие, калибровка, точность, численное моделирование, напряженно-деформированное состояние, остаточные радиальные перемещения, пуансон.

The support of accuracy of mating surfaces in conical joints with holes in external members, obtained by calibration with preliminary lubricated rigid punch, is considered. The results of stressed-deformed state analysis of a punch and a part, the ways of hole accuracy improvement and algorithm of numerical simulation of mating surfaces accuracy are presented.

Keywords: conical hole, calibration, accuracy, numerical simulation, stressed-deformed state, residual radial deflection, punch.

Традиционно конические отверстия получают растачиванием, развертыванием и электрохимической обработкой. Для пластически деформируемых материалов предложен метод упругопластического деформирования (калибровки) чернового отверстия предварительно смазанным жестким пуансоном [1]. Метод основан на гидродинамическом эффекте, возникающем в слое смазочного материала, сдавливаемого параллельно сближающимися поверхностями. В результате в слое смазочного материала возникает давление, вызывающее упругопластические деформации материала заготовки, которые обусловливают упрочнение поверхностного слоя отверстия, т. е. автофретирования — создания благоприятных остаточных напряжений, что повышает ресурс таких изделий в 1,6÷2,0 раза [1, 2].

Анализ процесса калибровки

Рассмотрим процесс калибровки зубчатых колес [3], используемых в зубчатых приводах сушильных цилиндров бумагоделательной машины Б-15. Чертеж заготовки зубчатого колеса представлен на рис. 1, параметры пуансона и заготовки — в табл. 1.

В начале процесса калибровки посадочного отверстия заготовки смазочный материал выжимается из пространства между поверхностями пуансона и заготовки в результате их сближения. Адгезия между смазочным материалом и материалом пуансона и заготовки, а также значительная вязкость смазочного материала обусловливают гидродинамическое давление в смазочном слое. На рис. 2, *а*, *б* представлены характерные этапы калибровки и соответствующие им эпюры давлений: p в смазочном слое и p_K в зонах контакта пуансона и поверхностей отверстия.

С уменьшением зазора между заготовкой и пуансоном давление в смазочном слое *3* повышается, что создает упругопластические деформации в поверхностных слоях пуансона *2* и заготовки *1*. Вследствие переменной жесткости заготовки и наличия ребра жесткости при двунаправленном выжимании смазочного материала (см. рис. 2, *а*) мак-

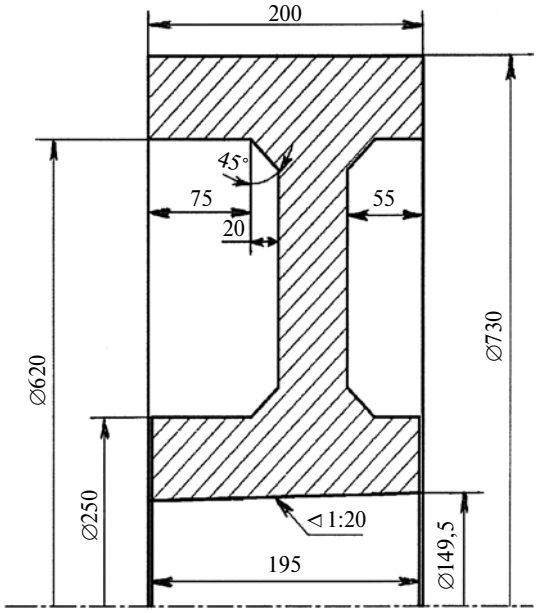


Рис. 1. Геометрическая модель заготовки зубчатого колеса

Таблица 1

Показатели свойств материалов и параметры посадочных поверхностей инструмента и заготовки

Показатель, параметр	Инструмент	Заготовка
Марка стали	Р18	40Х
Твердость	52 *HRC*	360÷380 *HB*
Модуль упругости E, МПа	$2{,}28 \cdot 10^5$	$2{,}14 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона μ	0,3	0,3
Шероховатость посадочной поверхности, мкм	$Ra = 0{,}63$	$Rz = 15 \div 30$
Предел текучести $\sigma_т$, МПа	—	380

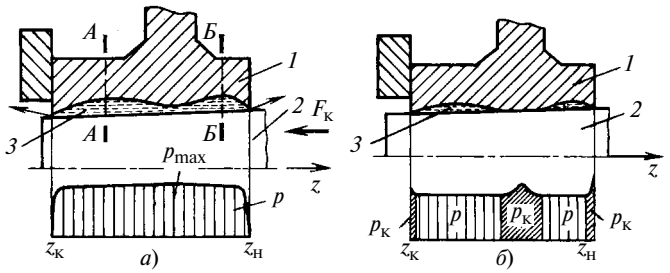


Рис. 2. Два этапа калибровки конических отверстий смазанным пуансоном (*p* — давление в смазочном материале, $p_к$ — давление в зоне контакта пуансона и поверхности отверстия)

симальное давление p_{max} в смазочном слое создается в зоне ребра жесткости, однако наибольшие деформации происходят в сечениях *А—А* и *Б—Б* (см. рис. 2, *а*).

При достижении требуемого осевого натяга движение пуансона прекращается, смазочный материал выдавливается до тех пор, пока в зонах кромок не произойдет смыкание поверхностей пуансона и заготовки. При значительном осевом натяге смыкание поверхностей заготовки и пуансона может произойти и в зоне ребра жесткости. При этом смазочный материал окажется в замкнутых полостях (см. рис. 2, *б*). После выдержки, необходимой для максимального выдавливания смазочного материала, пуансон выводят из зоны контакта с заготовкой, происходят разгрузка и окончательное формирование геометрии отверстия.

Анализ процесса калибровки отверстия показал, что при математическом моделировании напряженно-деформированных состояний (НДС) заготовки и инструмента на большей части конического сопряжения можно принять коэффициент трения $f \approx 0{,}02$, который соответствует жидкостному трению. Высокие контактные давления на кромках сопряжения обусловлены краевым эффектом и действуют на площади, составляющей не более 5 % от общей площади поверхности сопряжения. Поэтому в дальнейших расчетах на данных участках задаем коэффициент трения $f \approx 0{,}08$, что соответствует полусухому трению.

Ввиду переменной жесткости заготовки пластическая деформация, а следовательно, и остаточные перемещения по длине отверстия неравномерны. От распределения последних зависит точность отверстия.

Моделирование формы пуансона

Моделирование формы пуансона состояло из двух этапов, на каждом из которых методом конечных элементов в программе Ansys рассчитывали НДС и результирующий профиль отверстия заготовки.

На первом этапе моделирования форма пуансона соответствовала форме конического отверстия до калибровки (рис. 3):

$$r_п(z) = r_о(z) = \frac{D}{2} - \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} z = 74{,}75 - 0{,}025z, \text{ мм}, \quad (1)$$

где $r_п(z)$ и $r_о(z)$ — радиусы образующих поверхностей конуса пуансона и заготовки соответственно как функции от расстояния z от торца ступицы заготовки ($z \in [-20; 220]$ для пуансона и $z \in [0; 192]$ для заготовки).

Как и ожидалось, расчеты показали, что при использовании формулы (1) имеют место неравномерные остаточные перемещения по длине отверстия после разгрузки:

$$\Delta r_о(z) = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 = \\ = 0{,}05 - 0{,}3 \cdot 10^{-3} z + 2 \cdot 10^{-6} z^2. \quad (2)$$

Зависимость (2) получена аппроксимацией рассчитанных в численном эксперименте значений остаточных радиальных перемещений образующей конического отверстия заготовки полиномом второй степени. Достоверность аппроксимации составила $R^2 = 0{,}96$.

Геометрию образующей поверхности конического отверстия заготовки на основе расчетов после калибровки представим также в виде функции радиального расстояния от осевой координаты:

$$r'_о(z) = \Delta r_о(z) + r_о(z) = \\ = 74{,}8 - 25{,}3 \cdot 10^{-3} z + 2 \cdot 10^{-6} z^2. \quad (3)$$

Максимальные отклонения от прямолинейности образующей на участке $z \in [10; 182]$ составили 0,012 мм, что существенно уменьшает площадь первоначального пятна контакта конического соединения.

На втором этапе моделирования профиль пуансона изменили следующим образом.

Форма образующей для участка контакта с заготовкой при заданном осевом натяге Δ_z определялась уравнением

$$r_п(z) = r_о(z) - \Delta r_о(z + \Delta_z) + \Delta r_{min}, \quad (4)$$

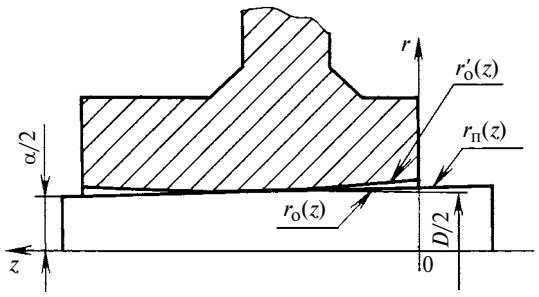


Рис. 3. Исходная $r_о(z)$ и окончательно сформированная $r'_о(z)$ геометрии отверстия в колесе; геометрия поверхности пуансона $r_п(z)$ (при натяге $z_п = 0$)

где Δr_{min} — минимальное значение функции $\Delta r_o(z)$ на длине образующей отверстия заготовки.

Согласно уравнению (2) в диапазоне $z \in [0; 192]$ получили $\Delta r_{min} = 0{,}03875$ мм на длине $z = 75$ мм.

Для рассматриваемого случая (при $\Delta_z = 10$ мм, $z \in [-10; 182]$) получим:

$$r_п(z) = 74{,}74155 - 0{,}2474 \cdot 10^{-1} z - 2 \cdot 10^{-6} z^2, \text{ мм.}$$

Форму оставшейся части пуансона ($z \in [-20; -10]$ и $z \in [182; 220]$) не изменили.

Остаточные радиальные перемещения образующей конического отверстия на втором этапе моделирования составили:

$$\Delta r_o(z) = 0{,}035 - 0{,}1 \cdot 10^{-3} z + 0{,}6 \cdot 10^{-6} z^2, \text{ мм.}$$

Достоверность аппроксимации составила $R^2 = 0{,}96$.

Геометрия образующей (3) поверхности конического отверстия заготовки на основании результатов второго этапа расчетов описывается выражением

$$r_o''(z) = \Delta r_o(z) + r_o(z) =$$
$$= 74{,}785 - 25{,}1 \cdot 10^{-3} z + 0{,}6 \cdot 10^{-6} z^2, \text{ мм.}$$

Максимальное отклонение от прямолинейности образующей отверстия на участке $z \in [10; 182]$ (рис. 4) для второго этапа расчетов составило 0,0057 мм, что более чем в 2 раза меньше значения, полученного при калибровке пуансоном с прямой образующей.

Результаты расчетов

На рис. 4 приведены кривые *1* и *2* перемещений образующей конического отверстия заготовки после разгрузки (осевой натяг 10 мм), полученные для профиля пуансона, рассчитанного по формулам соответственно (1) и (4). На рис. 5 и 6 (см. обложку) представлены диаграммы соответственно интенсивностей напряжений при осевом натяге 10 мм и остаточных перемещений в заготовке после калибровки пуансоном, профиль которого рассчитывался по формулам (1) (см. рис. 5, *а*, рис. 6, *а*) и формуле (4) (см. рис. 5, *б*, рис. 6, *б*).

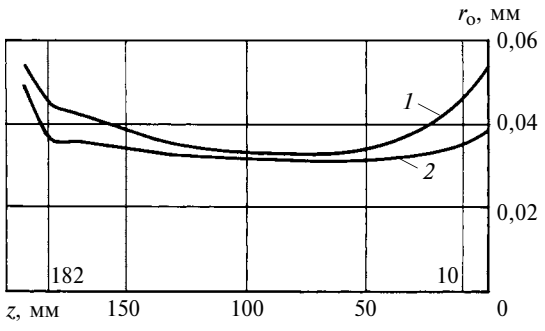


Рис. 4. Кривые *1* и *2* перемещений образующей конического отверстия заготовки после разгрузки, полученные для профиля пуансона, рассчитанного соответственно по формуле (1) и по формуле (4)

Таблица 2

Радиусы конусного отверстия заготовки и их отклонения от исходного значения в сечениях по длине z отверстия, мкм

z	r_o	r_o'	r_o''	$r_o' - r_0$	$r_o'' - r_0$
10	74,500	74,547	74,534	0,047	0,034
50	73,500	73,540	73,532	0,040	0,031
75	72,875	72,914	72,906	0,039	0,031
130	71,500	71,545	71,532	0,045	0,032
182	70,200	70,262	70,237	0,062	0,037

Расчетные радиусы конического отверстия в нескольких сечениях заготовки, определяющие его оптимальную форму (r_o), и полученные моделированием r_o' и r_o'', представлены в табл. 2. Приведены также разности ($r_o' - r_o$) и ($r_o'' - r_o$), характеризующие отличие полученной формы отверстия от исходной соответственно на первом и втором этапах моделирования.

Первый этап моделирования показал, что реальная точность конических отверстий деталей сложной формы после калибровки [4] обусловлена криволинейной формой образующей конического отверстия. Второй этап моделирования подтвердил возможность повышения точности отверстия путем изменения формы образующей пуансона.

Выводы

1. Рассмотренный способ корректировки формы пуансона позволяет более чем в 2 раза уменьшить отклонение образующей конического отверстия от прямолинейности уже при двух итерациях.

2. Моделирование НДС и результаты оценки остаточных деформаций позволяют на этапе проектирования технологического процесса и инструмента без проведения дорогостоящих экспериментов повысить точность калибруемого конического отверстия.

3. Приведенный порядок многоэтапного моделирования может быть основой для создания системы автоматизированного проектирования инструмента для калибровки конических отверстий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Высоконапряженные** соединения с гарантированным натягом / И. В. Абрамов, Ф. Ф. Фаттиев, В. А. Дулотин и др. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2002. 300 с.

2. **Клековкин В. С., Фаттиев Ф. Ф., Турыгин Ю. В.** Автофретаж сопрягаемых соединений с натягом // Информационный листок ЦНТИ № 584. 1984. 4 с.

3. **Абрамов И. В., Лекомцев П. В.** Анализ процесса калибровки и точности получаемых конических отверстий деталей сложной формы // СТИН. 2015. № 2. С. 37—40.

4. **Абрамов А. И., Абрамов И. В., Лекомцев П. В.** Анализ точности конических отверстий, получаемых методом упругопластического деформирования в режиме жидкостного трения // Вестник ИжГТУ, 2013. № 4. С. 28—30.

УДК 629.1.07

Р. С. ЛИТВИНЕНКО, П. П. ПАВЛОВ, кандидаты технических наук, В. М. ГУРЕЕВ, д-р техн. наук,
Р. Ш. МИСХАБОВ, канд. техн. наук (Казанский государственный энергетический университет), e-mail: litrus@km.ru

Оценка технического уровня сложных систем на этапе разработки[1]

Предложено решение задачи многокритериального сравнительного анализа сложных технических систем методом иерархий на примере выбора оптимального варианта конструкции электромобиля.

Ключевые слова: техническая система, технический уровень, метод иерархии, декомпозиция, матрица, приоритет.

The solution of problem of multicriterion comparative analysis of complicated engineering systems by hierarchy method on the example of selection of optimal alternate design of an electromobile is suggested.

Keywords: engineering system, engineering level, hierarchy method, decomposition, matrix, proirity.

Ухудшение экологической ситуации в мире и истощение запасов традиционных углеводородов приводят к ужесточению экологических и технико-экономических требований к автотранспортным средствам. Достигнуть заданных параметров можно применением разных инженерных решений [1, 2].

При планировании технического задания для многофункциональных сложных технических систем (СТС), особенно в условиях ограниченного финансирования, большое значение приобретает выбор проекта для дальнейшей разработки, так как многофункциональность влияет на постановку задачи анализа СТС. Суть выбора — на начальных этапах найти рациональное решение на основе сравнительной оценки технического уровня предложенных альтернативных вариантов систем.

В статье предлагается методика выбора одного из альтернативных вариантов СТС с применением так называемых матричных методов, одним из которых является метод анализа иерархий (МАИ) — Analytic Hierarchy Process, предложенный Т. Саати [3, 4], с учетом всего спектра задач, выполняемых такими системами. Основное преимущество МАИ по сравнению с большинством существующих методов оценки альтернатив (взвешивания, ранжирования, аксиоматических, лексикографических и др.) — четкое выражение суждений экспертов, а также ясное представление структуры проблемы — элементов и взаимосвязей между ними [5]. МАИ широко применяется при сравнительном анализе разных технических систем, анализе "эффективность — стоимость", стратегическом адаптивном планировании и пр. Метод [6] учитывает разные факторы и множественность целей, а также возможное их взаимодействие и влияние на систему в целом; позволяет не только упорядочить альтернативы, но и ранжировать их; обладает простотой вычисления.

МАИ предлагает оригинальный способ определения степени влияния элементов нижнего уровня на элементы верхнего уровня иерархии, представляющей абстрактную структуру системы (объекта исследования), основанный на парном сравнении элементов-критериев. По результатам формируется матрица парных сравнений, рассчитываются собственный вектор и собственное значение матрицы. Собственный вектор определяет порядок приоритетов элементов-критериев, а собственное значение — приоритет высказываний эксперта.

На первом этапе составляется перечень показателей, используемых для сравнительного анализа разрабатываемой СТС. Перечень предусматривает возможность сопоставления изделий одного вида, поэтому должен быть одинаковым для всех аналогов и сравниваемых изделий.

На ранних этапах разработки информацию получают по результатам математического моделирования функционирования представленных вариантов системы в разных условиях испытаний, а также используют известные аналитические зависимости. Таким образом, рассматривая эффективность выполнения СТС поставленных задач, можно учесть широкий спектр факторов и показателей (критериев), характеризующих технический уровень предлагаемого к разработке изделия (системы).

Перечень и число рекомендуемых функций, используемых для сравнительной оценки качества функционирования СТС, определяет заказчик проекта, исходя из целей и задач, которые должна выполнить разрабатываемая система (комплекс). Показатели, входящие в перечень, должны наиболее полно характеризовать основные свойства изделия и выбираться в соответствии с задачей сравнительного анализа.

Рассмотрим применение МАИ на примере. Допустим, что для выбора альтернативного варианта разрабатываемого электромобиля заказчик проекта предложил следующий перечень показателей: мощность электромобиля; запас хода на заряженном аккумуляторе; время разгона до скорости 100 км/ч;

[1] Работа выполнена в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства "Создание семейства двигателей КАМАЗ на альтернативных видах топлива с диапазоном мощностей 300÷400 л. с. и потенциалом выполнения перспективных экологических требований" по договору № 02.G25.31.0004 от 12 февраля 2013 г.

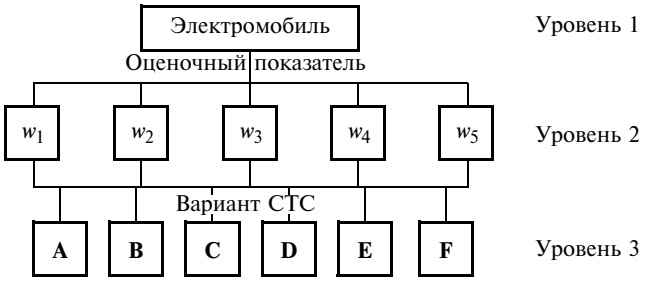
Таблица 1

Оценочные показатели сравниваемых электромобилей

Вариант электромобиля	Параметр				
	Мощность, кВт (w_1)	Запас хода, км (w_2)	Разгон до скорости 100 км/ч, (w_3)	Максимальная скорость, км/ч (w_4)	Минимальная стоимость, тыс. у.е. (w_5)
A. Tesla S	266	482	5,6	201	70
B. Focus Electric	105	122	9,7	136	40
C. Mitsubishu MIEV	49	160	9,0	130	28
D. Opel Ampera	111	60	9,0	160	43
E. Nissan LEAF	80	160	11,9	145	48
F. Toyota RAV4 EV	115	160	8,6	120	60

максимальная скорость и минимальная стоимость изделия. В качестве альтернативных предложены шесть разрабатываемых вариантов электромобилей, оценочные показатели которых приведены в табл. 1 [7]. Необходимо выбрать наиболее предпочтительный вариант СТС.

Декомпозиция задачи в иерархию. Декомпозиция задачи выбора одного из вариантов системы для дальнейшей разработки представлена на рисунке. Элементарное представление иерархии — вершина (условно общая цель, в частности — выбор оптимального варианта электромобиля), от которой идут промежуточные уровни (пять критериев, уточняющих цель) к самому низкому уровню (шесть вариантов электромобиля). Такую иерархию называют доминантной.



Построение матриц попарных суждений. Так как при использовании МАИ проблема представлена иерархически, то матрица сравнения важности показателей эффективности на втором уровне составляется относительно общей цели — уровня 1. Подобные матрицы строятся для парных сравнений каждой альтернативы СТС по отношению к элементам уровня 2, при этом сравниваемые элементы перечисляются слева и сверху. Для проведения субъективных парных сравнений Т. Саати разработал численную шкалу относительной важности [3, 4, 8], в соответствии с которой эксперты определяют вес функций (показателей), характеризующих разрабатываемую систему.

Допустим, что $A_1, A_2, ..., A_n$ — множество из n элементов, а $b_1, b_2, ..., b_n$ — соответственно их веса. При использовании МАИ сравнивают важность каждого элемента с важностью любого другого элемента множества. Сравнение весов относительно общего для них свойства или цели представим в следующем виде:

$$\begin{array}{c|cccc} & A_1 & A_2 & \dots & A_n \\ \hline A_1 & b_1/b_1 & b_1/b_2 & \dots & b_1/b_n \\ A_2 & b_2/b_1 & b_2/b_2 & \dots & b_2/b_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ A_n & b_n/b_1 & b_n/b_2 & \dots & b_n/b_n. \end{array}$$

Для построения матрицы A_1 попарных суждений размерностью $k \times k$ (где k — число показателей эффективности выполнения функций, в рассматриваемом примере применительно к уровню 2) составляется таблица из k строк и столбцов, в которой в заголовках граф и строк записываются применяемые при анализе функций (задач) показатели эффективности w_j ($j = \overline{1, k}$). Действия начинают с элемента, расположенного в заголовке 1-й строки, и при этом задаются вопросом, насколько этот показатель важнее показателя, указанного в заголовке графы. При сравнении показателя эффективности с самим собой отношение равно единице. Если первый показатель важнее второго, то используют целое число из шкалы относительной важности, в противном случае — обратную величину. Таким образом определяют все элементы матрицы A_1 попарных суждений для уровня 2 (табл. 2).

Таблица 2

Матрица A_1 попарных сравнений для уровня 2

Показатель	w_1	w_2	w_3	w_4	w_5
w_1	1	3	4	4	1/5
w_2	1/3	1	3	4	1/4
w_3	1/4	1/3	1	3	1/5
w_4	1/4	1/4	1/3	1	1/6
w_5	5	4	5	6	1

Составление матриц A_{2j} для уровня 3 применительно к выбору для дальнейшей разработки одного из нескольких вариантов электромобиля существенно упрощается, так как значения показателей выражаются в числах, а не качественно. Элементы матриц A_{2j} формируются делением значений показателей эффективности выполнения 1-й задачи соответствующего s-го варианта СТС применительно к каждому из остальных показателей. Тогда при выборе наиболее предпочтительного варианта электромобиля матрицы A_{2j} попарных сравнений для уровня 3 примут вид:

Матрица A_{21}

w_1	A	B	C	D	E	F
A	1	105/266 = 0,39	49/266 = 0,18	111/266 = 0,42	80/266 = 0,30	115/266 = 0,43
B	266/105 = 2,53	1	49/105 = 0,47	111/105 = 1,06	80/105 = 0,76	115/105 = 1,10
C	266/49 = 5,43	105/49 = 2,14	1	111/49 = 2,27	80/49 = 1,63	115/49 = 2,35
D	266/111 = 2,40	105/111 = 0,95	49/111 = 0,44	1	80/111 = 0,72	115/111 = 1,04
E	266/80 = 3,33	105/80 = 131	49/80 = 0,61	111/80 = 1,39	1	115/80 = 1,44
F	266/115 = 2,31	105/115 = 0,91	49/115 = 0,43	111/115 = 0,97	80/115 = 0,70	1

Матрица A_{22}

w_2	A	B	C	D	E	F
A	1	0,25	0,33	0,12	0,33	0,33
B	3,95	1	1,31	0,49	1,31	1,31
C	3,01	0,76	1	0,38	1	1
D	8,03	2,03	2,67	1	2,67	2,67
E	3,01	0,76	1	0,38	1	1
F	3,01	0,76	1	0,38	1	1

Матрица A_{23}

w_3	A	B	C	D	E	F
A	1	1,73	1,61	1,61	2,13	1,54
B	0,58	1	0,93	0,93	1,23	0,89
C	0,62	1,08	1	1	1,32	0,96
D	0,62	1,08	1	1	1,32	0,96
E	0,47	0,82	0,76	0,76	1	0,72
F	0,65	1,13	1,05	1,05	1,38	1

Матрица A_{24}

w_4	A	B	C	D	E	F
A	1	0,68	0,65	0,8	0,72	0,6
B	1,48	1	0,96	1,18	1,07	0,88
C	1,55	1,05	1	1,23	1,12	0,92
D	1,26	0,85	0,81	1	0,91	0,75
E	1,39	0,94	0,9	1,1	1	0,83
F	1,68	1,13	1,08	1,33	1,21	1

Матрица A_{25}

w_5	A	B	C	D	E	F
A	1	0,57	0,4	0,61	0,69	0,86
B	1,75	1	0,7	1,08	1,2	1,5
C	2,5	1,43	1	1,54	1,71	2,14
D	1,63	0,93	0,65	1	1,12	1,4
E	1,46	0,83	058	0,9	1	1,25
F	1,17	0,67	0,47	0,72	0,8	1

Таким образом, результатом действий на этом этапе будут матрица A_1 попарных сравнений для уровня 2 и матрицы A_{2j} для уровня 3.

Определение локальных приоритетов и согласованности мнений экспертов для уровня 2. Для матрицы A_1 попарных сравнений уровня 2 определяют набор локальных приоритетов, выражающих относительное влияние множества верхних элементов на нижний элемент иерархии. При этом устанавливают вес каждого отдельного компонента матрицы, для чего вычисляют собственный вектор матрицы $\Lambda_1 = [\lambda_{11}, ..., \lambda_{1k}]^{\mathrm{T}}$, который состоит из собственных векторов строк матрицы, а затем результаты приводят к нормализованному виду. Для вычисления собственных векторов Λ_1 определяют среднее геометрическое значение следующим образом:

перемножают элементы каждой строки и полученные результаты записывают в столбец;

извлекают корень k-й степени (k — число строк (столбцов) матрицы) из каждого элемента найденного столбца;

складывают элементы этого столбца;

каждый из этих элементов делят на полученную сумму.

Согласно этому порядку определяют локальные приоритеты для уровня 2. При выборе рационального варианта электромобиля собственный столбец матрицы A_1 имеет вид:

$$\Lambda_1 = \begin{bmatrix} 0{,}188 \\ 0{,}145 \\ 0{,}092 \\ 0{,}051 \\ 0{,}524 \end{bmatrix}.$$

Сумма всех элементов полученного столбца Λ_1 (столбца приоритетов) равна 1.

После определения локальных приоритетов следует процедура оценки их согласованности, поскольку обобщенное мнение группы экспертов не лишено субъективности, так как использовалась

качественная шкала оценок. Для этого МАИ предусматривает применение индекса согласованности, который дает информацию о степени нарушения численной и порядковой согласованности. При существенном нарушении согласованности можно рекомендовать поиск дополнительной информации и пересмотр суждений экспертов на втором туре экспертизы.

Индекс согласованности в каждой матрице рассматриваемого уровня иерархии можно определить приближенно следующим образом: сначала суммируют элементы (суждения) матрицы A_1 в первом столбце; сумму элементов (суждений) первого столбца C_1 умножают на первый компонент вектора приоритетности ($C_1\lambda_{11}$), сумму элементов второго столбца — на второй компонент ($C_2\lambda_{12}$) и т. д. Полученные результаты суммируют и получают величину λ_{max}, являющуюся максимальным собственным числом матрицы A_1.

Из линейной алгебры известно, что у положительно определенной, обратно симметричной матрицы, имеющей ранг, равный 1, максимальное собственное число равно размерности этой матрицы. При сравнениях в реальной ситуации расчетное собственное число λ_{max} будет отличаться от соответствующего собственного числа для идеальной матрицы. Это различие характеризует так называемую рассогласованность реальной матрицы и, соответственно, уровень доверия к полученным результатам: чем больше отличие, тем меньше доверие. Таким образом, эта модификация метода парных сравнений содержит внутренние инструменты, позволяющие определять качество обрабатываемых данных и степень доверия к ним.

Индекс согласованности определяем по формуле $I_{и.с} = \lambda_{max} - n/(n-1)$, где n — число сравниваемых элементов матрицы.

Применительно к симметричной матрице всегда соблюдается условие $\lambda_{max} \geq n$. При абсолютной согласованности матрицы $\lambda_{max} = n$. Сравним эту величину с величиной при случайном наборе количественных суждений из шкалы 1/9, 1/8, 1/7, ..., 1, 2, ..., 9, но при условии создания обратно симметричной матрицы.

Таблица 3

Исходные данные для определения глобальных приоритетов

Исходные данные	Показатель				
	w_1	w_2	w_3	w_4	w_5
Вектор приоритета λ_{1j}	0,188	0,145	0,092	0,051	0,524
Приоритет по показателю λ_{2ij}:					
A	0,0584	0,0451	0,2536	0,1201	0,1052
B	0,1493	0,1792	0,1466	0,1773	0,1842
C	0,3193	0,137	0,1576	0,1854	0,2629
D	0,1411	0,3648	0,1576	0,1505	0,1714
E	0,1955	0,137	0,1194	0,1662	0,1533
F	0,1364	0,137	0,1651	0,2005	0,1231

В работе [6] приведена таблица, позволяющая определить среднюю согласованность $I_{с.с}$ для разных случайных матриц. Если разделить индекс согласованности на число, соответствующее случайной согласованности матрицы того же порядка, то получим отношение согласованности: $I_{о.с} = (I_{и.с}/I_{с.с})100\ \%$. Приемлемой будет величина $I_{о.с} \leq 10\ \%$. В некоторых случаях можно допустить $I_{о.с}$ не более 20 %. При $I_{о.с} > 20\ \%$ необходима повторная экспертиза [2].

Для рассматриваемого выбора варианта электромобиля и данных матрицы A_1 попарных сравнений для уровня 2 (см. табл. 2) получили:

$$\lambda_{max} = 1{,}346 \cdot 7{,}16 + 1{,}244 \cdot 8{,}58 + 1{,}042 \cdot 11{,}33 + 0{,}867 \cdot 17 + 0{,}954 \cdot 1{,}82 = 5{,}453;$$

$$I_{и.с} = (\lambda_{max} - n)/(n-1) = (5{,}453 - 5)/(5-1) = 0{,}113;$$

$$I_{о.с} = I_{и.с}/I_{с.с} = 0{,}113/1{,}12 = 0{,}1 = 10\ \%.$$

Так как получили $I_{о.с} = 10\ \%$, то можно сделать вывод об удовлетворительной согласованности матрицы A_1 попарных сравнений для уровня 2 выбора альтернативного варианта электромобиля.

Далее аналогичным образом определяем локальные приоритеты и их согласованность для уровня 3 (табл. 3). Отметим, что если показатели альтернативных вариантов заданы численно, то индекс согласованности можно не определять, о чем свидетельствует подсчет λ_{max}, так как $I_{и.с} = 0$ и $I_{о.с} = 0$ для всех вариантов.

Определение глобальных приоритетов. Для выбора одной из альтернатив приоритеты синтезируют, начиная с уровня 2. Локальные приоритеты умножают на приоритет соответствующего критерия (показателя) на вышестоящем уровне и суммируют по каждому элементу в соответствии с критерием, на который воздействует этот элемент (каждый элемент уровня 2 умножается на единицу, т. е. на вес единственной цели самого верхнего уровня). Это дает составной или глобальный приоритет того элемента, который затем используется как критерий для взвешивания локальных приоритетов элементов, расположенных уровнем ниже. Процедура продолжается до самого нижнего уровня.

Для определения глобальных приоритетов P_i, $i = \overline{1, s}$ альтернативных вариантов СТС локальные приоритеты вариантов X_1, X_2, ..., X_s определяют по формуле

$$P_i = \sum_{j=1}^{k} \lambda_{1j}\lambda_{2ij},$$

где λ_{1j}, $j = \overline{1, k}$ — элементы вектора Λ_1 приоритетности матрицы A_1; λ_{2ij}, $j = \overline{1, k}$ — элементы вектора Λ_2 приоритетности матрицы A_{2j}.

Отметим, что сумма глобальных приоритетов равна 1. Для исходных данных нашего примера получили следующие глобальные приоритеты:

$$P_{\mathbf{A}} = 0{,}188 \cdot 0{,}0584 + 0{,}145 \cdot 0{,}0451 + 0{,}092 \cdot 0{,}2536 + 0{,}051 \cdot 0{,}1201 + 0{,}524 \cdot 0{,}1052 = 0{,}011 + 0{,}007 + 0{,}0233 + 0{,}0061 + 0{,}0551 = 0{,}1025;$$

$$P_{\mathbf{B}} = 0{,}1731; \quad P_{\mathbf{C}} = 0{,}2418; \quad P_{\mathbf{D}} = 0{,}1917;$$

$$P_{\mathbf{E}} = 0{,}1563; \quad P_{\mathbf{F}} = 0{,}1354.$$

Сравнивая значения глобальных приоритетов, принимающий решение может сделать вывод, что электромобиль, соответствующий варианту *C* (Mitsubishi MIEV), имеет наибольший приоритет, а следовательно — наивысший технический уровень, и предпочтительнее для дальнейшей разработки.

Таким образом, метод анализа иерархий позволяет на основании поэтапной оценки технического уровня сразу нескольких вариантов системы выбрать более перспективный для дальнейшей разработки. Шкала относительной важности позволяет качественные показатели свести к количественным, что упрощает экспертизу критериев (оценочных показателей) и определение их веса применительно к образцам техники, выполняющим одни и те же функции. Все математические процедуры, используемые при анализе легко реализуются с помощью любой программной среды, что значительно упрощает вычисления и сокращает время проведения исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Influence** of fuel hydrogen additives on the characteristics of a gas-piston engine under changes of an ignition advance angle / V. M. Gureev, R. S. Misbakhov, Y. F. Gortyshov et. al. // Russian Aeronautics. 2009. V. 52. P. 488—490.

2. **Гуреев В. М., Мисбахов Р. Ш., Гумеров И. Ф.** Улучшение экологических и экономических характеристик газопоршневого двигателя КАМАЗ 820.20.200 в составе электросиловой установки АШ100С-Т400-1Р // Энергетика Татарстана. 2009. № 2. С. 26—30.

3. **Saaty T. L.** Rank generation, preservation and reversal in the analytic hierarchy process // Decision Sciences. 1987. V. 18. N. 2. P. 157—177.

4. **Павлов П. П., Литвиненко Р. С.** Методика выбора рационального варианта многофункциональной авиационной системы // Изв. вузов. Авиационная техника. 2008. № 2. С. 62—65.

5. **Аухадеев А. Э.** Методологические подходы к исследованию процессов развития городского электрического транспорта // Вестник СамГУПС. 2012. № 3 (17). С. 76—80.

6. **Оценка** эксплуатационной надежности тяговых генераторов / Р. Г. Идиятуллин, А. Н. Хуснутдинов, Л. Н. Киснеева и др. // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 1987. № 11—12. С. 108—114.

7. **www.e-bike.com.ua**

8. **Семенов С. С., Харчев В. Н., Иоффин А. И.** Оценка технического уровня образцов вооружения и военной техники. М.: Радио и связь, 2004. 552 с.

УДК 621.643.001.57

А. Н. ЛЕСНЯК, А. А. ПШЕНИЦЫН, д-р техн. наук, В. С. САМОХИН (СЕВМАШВТУЗ, г. Северодвинск), e-mail: samokhinvs@yandex.ru

Оценка эффективности управления динамическими характеристиками трубопроводов

Исследованы динамические характеристики трубопроводов и установлены их зависимости от статической деформации цельнометаллических упругодемпфирующих элементов, а также зависимости изменения форм собственных колебаний системы от жесткости опор.

Ключевые слова: трубопровод, собственные колебания, резонанс, упругодемпфирующий элемент, жесткость опоры.

The dynamic characteristics of pipelines are investigated, and their dependencies from static deformations of all-metal elastic damping elements, as well as dependencies of eigenvibrational modes of a system from bearing stiffness are determined.

Keywords: pipeline, eigenvibrations, resonance, elastic damping element, bearing stiffness.

В настоящее время разработка конструкторско-технологической документации при проектировании специальной оснастки для испытаний трубопроводных систем энергетических установок судов в условиях интенсификации физических процессов, применения рабочих сред с высокими скоростями, давлениями и температурами требует всесторонних исследований с целью обоснованного выбора оптимальных сочетаний основных технических параметров, обеспечивающих необходимые прочностные и технологические характеристики.

В трубопроводных системах источниками колебаний являются практически все их элементы — лопастные машины, клапаны, арматура, дроссельные шайбы и др., каждый из которых характеризуется своим частотным диапазоном и интенсивностью колебаний.

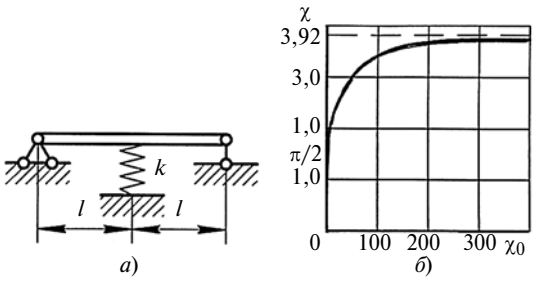


Рис. 1. Схема крепления стержня (*а*) и зависимость частотных коэффициентов χ и χ_0 (*б*) для стержня с промежуточной опорой

Ярким примером высоконагруженных трубопроводных систем со скоростями рабочей среды, в разы превышающими параметры штатных режимов, являются мобильные стенды промывки систем, для которых требования компактности и мобильности стоят на первом месте. Для увеличения скорости среды в 3 раза мощность насосного оборудования необходимо увеличить в 9 раз. На практике в таких объектах неоднократно наблюдалось возбуждение резонансных колебаний как в самих стендах, так и в системах промывки, что могло привести к их разрушению.

Для дальнейшего улучшения характеристик и обеспечения требуемого ресурса технологических стендов и судовых систем, работающих в условиях повышенных гидродинамических нагрузок, необходимы исследования параметров динамического взаимодействия, разработка методов расчета и средств защиты от вибраций, пульсаций давления и ударов. Конструкции и материалы, применяемые для решения поставленных задач, должны обеспечивать надежность, безотказную работу и безопасную эксплуатацию объекта.

В последние годы кораблестроители решают новые конверсионные задачи, связанные с освоением месторождений нефти и газа на шельфе северных морей. Надежность и вибрационная прочность энергетических установок буровых платформ в значительной степени будут зависеть от применения технологического оборудования с низкими уровнями вибрации. В противном случае возможны усталостное разрушение элементов гидросистем, их разгерметизация и аварийная ситуация.

В данной работе анализируются закономерности появления повышенных уровней шума и вибрации в элементах трубопроводов энергетических установок, экспериментально и теоретически устанавливаются возможности управления динамическими характеристиками трубопроводных систем путем изменения их параметров.

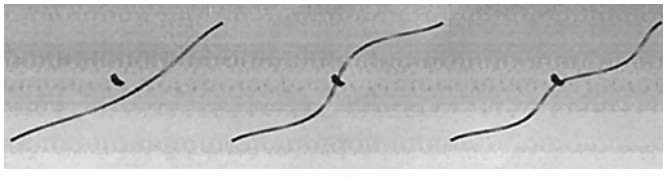
Приведенные в работе [1] примеры настройки даже простых стержневых систем (рис. 1, *а*, *б*) требуют дополнительного анализа.

Увеличение жесткости промежуточной опоры приводит к изменению характеристического числа системы от 1,57 (однопролетный стержень длиной $2l$) до 3,14 (двухпролетный стержень с длиной пролета l). Однако в этом случае невозможно объяснить преобразование первой симметричной формы колебаний во вторую кососимметричную. Эти собственные формы колебаний независимы. В работе приведены теоретическое решение и экспериментальное подтверждение перехода первой формы колебаний по частоте f через вторую при регулировании жесткости промежуточной опоры.

Настройка динамических характеристик трубопроводных систем — сложная задача [2—5], которая в настоящее время непосредственно связана с компьютерным моделированием изделия. Большинство графических пакетов имеют модули для расчета статических и динамических нагрузок, резонансных частот и других характеристик механической системы.

В качестве тестовой задачи для отработки предлагаемого метода выполнен расчет модели экспериментального трубопровода с промежуточной опорой с упругодемпфирующим элементом (УДЭ). Трубопровод, защемленный на концах, имел длину 2,6 м и наружный диаметр 32 мм. Результаты расчета (рис. 2) отличаются от зависимости, показанной на рис. 1. При увеличении жесткости k опоры первый тон колебаний (рис. 2, *а*) не только поднимается до частоты f второго тона (рис. 2, *б*), но и превышает его (рис. 2, *в*), при этом форма собственных колебаний на первой частоте остается симметричной, а на второй — кососимметричной.

Основными элементами большинства конструкций противоударных демпферов, виброизоляторов и вибропоглотителей являются резиновые элементы, требующие существенных ограничений по предельным статическим и динамическим нагрузкам. Для решения задач, поставленных в работе, требуется упругий элемент, обеспечивающий как виброизоляцию, так и регулирование динамических характеристик. Таким элементом является УДЭ из стальной коррозионно-стойкой проволоки [3]. В ра-



а) *б*) *в*)

Рис. 2. Формы колебаний трубопровода при увеличении жесткости промежуточной опоры:
а — $f = 23{,}63$ Гц, $k = 7{,}5 \cdot 10^4$ Н/м; *б* — $f = 49{,}72$ Гц, $k = 7{,}5 \cdot 10^4$ Н/м; *в* — $f = 68{,}45$ Гц, $k = 1 \cdot 10^6$ Н/м

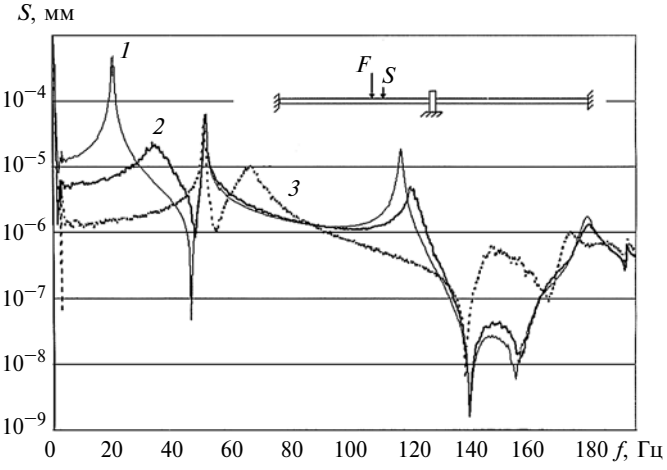


Рис. 3. АЧХ виброперемещений трубопровода с подвеской из УДЭ при ε = 0 (*1*), 10 (*2*) и 20 % (*3*)

боте приведены результаты, полученные для УДЭ из сплава 36НХТЮ.

Рассмотрим влияние свойств УДЭ на динамические системы. Требуемые динамические характеристики системы можно получить, изменяя степень обжатия опоры трубопровода. Также представляет интерес оценка влияния нелинейности упругой связи на динамику трубопровода.

Исследования проводили на экспериментальном стенде, состоящем из трубопровода длиной 2,6 м с наружным диаметром 32 мм, защемленного на концах; подвески с УДЭ; вибратора; трактов возбуждения и измерения. Изменяя жесткость промежуточной опоры, можно экспериментально показать переход первой низшей симметричной формы колебаний по частоте через более высокую вторую кососимметричную. На рис. 3 показаны схема крепления трубопровода, точка приложения силы *F*, точка измерения виброперемещения *S* и амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) трубопровода.

Амплитудно-частотные характеристики виброперемещения трубопровода с цельнометаллической опорой по середине меняются при различных уровнях вибровозбуждения белым шумом. Виброизолирующий элемент опоры представляет собой три кольцевых слоя УДЭ толщиной по 5 мм.

Рассмотрим изменения собственных частот и форм колебаний при постепенном статическом обжатии подвески, т. е. при изменении статической деформации УДЭ. Из рис. 3 видно, что АЧХ виброперемещения *S* трубопровода зависят от предварительной деформации УДЭ. В частности, частота *f* первой формы колебаний с увеличением степени деформации ε от 0 до 20 % увеличивается и становится больше частоты второй формы (АЧХ этого режима — линия *3*).

При обжатии опоры с ε = 0÷20 % от номинальной толщины УДЭ частота *f* собственных колебаний увеличивается с 20 до 68 Гц. Таким образом, применение подвески с УДЭ дает принципиальную возможность отстройки трубопроводных систем от резонансов и возможность демпфирования резонансных явлений в трубопроводах.

Для рассматриваемой системы зависимости характеристических чисел $\lambda_1(k)$, $\lambda_3(k)$, $\lambda_5(k)$ от жесткости k промежуточных опор для многопролетных стержневых систем показаны на рис. 4, причем жесткости опоры изменялись в интервале [0, 10^9 Н/м]. Наибольшее влияние жесткости проявляется на трех низших частотах собственных колебаний в интервале [10^5, 10^8 Н/м], в котором производные от частот по жесткости принимают максимальные значения. Отметим, что частоты нечетных (*1*, *3*, *5*) симметричных форм колебаний исследуемого трубопровода становятся больше частот четных (*2*, *4*, *6*) кососимметричных форм. Таким образом, при увеличении жесткости опоры первый тон колебаний не только поднимается до второго, но и превышает его.

Отметим также, что частоты четных кососимметричных форм собственных колебаний не зависят от жесткости опоры, так как она расположена в узле кососимметричной формы.

Изложенное подтверждают результаты экспериментальных исследований форм колебаний трубопровода при статическом изменении жесткости опоры. На рис. 5, *а*, *б* показан переход первой симметричной формы колебаний через вторую кососимметричную. Так как на рис. 5 приведены модули амплитуд перемещений трубопровода, то для идентификации симметричных и кососимметричных форм на рис. 6 показаны изменения фазы *P* по длине трубопровода *l*. На частоте 26,5 Гц (график *1*) трубопровод колеблется по первой симметричной форме колебаний, причем все сечения движутся синфазно (график *4*). На частоте 52 Гц (график *2*) трубопровод колеблется по кососимметричной форме; пролеты движутся в противофазе (график *5*).

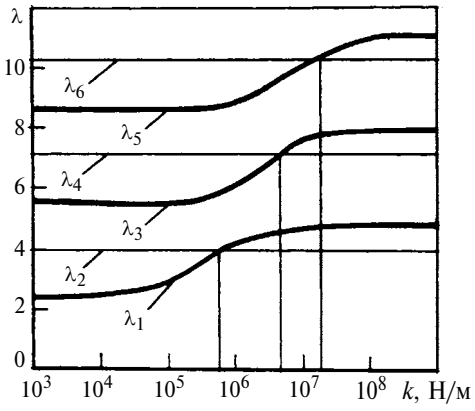


Рис. 4. Изменение характеристических чисел λ в зависимости от жесткости *k* опоры

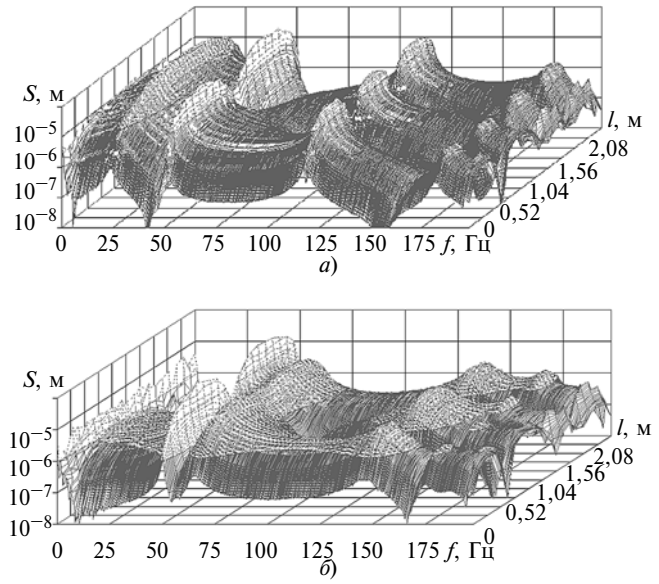


Рис. 5. Формы колебаний трубопровода при статической деформации ε = 2 (*а*) и 20 % (*б*) от номинальной толщины УДЭ

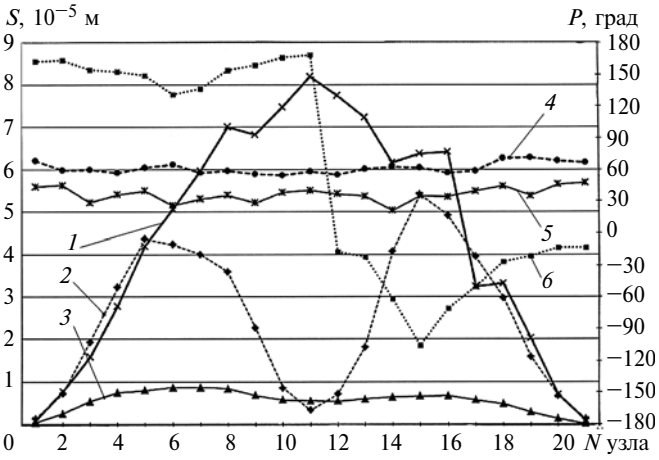


Рис. 6. Изменение амплитуд *S*(*N*) (*1*, *2*, *5*) и фаз *P*(*N*) (*4*, *5*, *6*) колебательного смещения по длине трубопровода на собственных частотах *f* = 26,5, 52 и 68,5 Гц:
N — номер точки измерения

С увеличением жесткости опоры (ε = 20 %) частота колебаний повышается с 26,5 до 68,5 Гц и формально становится второй собственной частотой системы, но по-прежнему все сечения трубопровода при частоте 68,5 Гц (график *3*) движутся синфазно (график *6*) (см. рис. 6). Данная форма колебаний (график *3*) сохраняет симметрию.

Таким образом, изменяя статическую жесткость опор в определенном диапазоне, можно обеспечить наиболее эффективную частотную отстройку по отдельным формам колебаний. Диапазон регулирования частот и форм колебаний зависит от соотношения жесткостей трубопровода и опор. Проектирование трубопроводных систем с заданными динамическими характеристиками находит все большее распространение в технике. Однако динамический анализ конструкций показал, что в рамках расчетно-теоретического подхода вряд ли можно решить проблемы обеспечения вибропрочности систем и прогноза их ресурса. Эффективным решением поставленных задач будет расчетно-экспериментальный метод исследования систем и технических средств управления их динамическими характеристиками. Теоретические, экспериментальные и натурные исследования позволили предложить и комплексно обосновать новый подход к решению проблемы вибрационной прочности и надежности элементов и систем трубопроводов энергетических установок судов. Экспериментальные исследования УДЭ подтверждают эффективность их применения для отстройки систем от неучтенных в процессе проектирования режимов вынужденных колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вибрации** в технике: Справочник. Т. 1. Колебания линейных систем. М.: Машиностроение, 1978. 351 с.

2. **Пшеницын А. А.** К оценке эффективности управления динамическими характеристиками трубопровода при проектировании // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 35—38.

3. **Лесняк А. Н., Пшеницын А. А.** Исследование нелинейности амортизаторов при статической и динамической нагрузке // Судостроение. 2005. № 2. С. 45—47.

4. **Пшеницын А. А.** К вопросу о самокомпенсации высокотемпературных трубопроводов при упругом закреплении // Вестник машиностроения. 2009. № 3. С. 31—33.

5. **Пшеницын А. А.** Компьютерное моделирование и настройка динамических характеристик распределенных систем // Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 15—18.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 621.85.055

С. В. КАМЕНЕВ, канд. техн. наук, М. Ю. ЛАПЫНИНА, А. П. ФОТ, д-р техн. наук (Оренбургский ГУ), e-mail: fot@mail.osu.ru

Определение рациональных размеров пластин звеньев приводных роликовых цепей

Предложена методика расчета рациональных размеров пластин роликовых цепей на основании их напряженно-деформированного состояния.

Ключевые слова: приводная роликовая цепь, звено, пластина, оптимизация параметров.

The results of modeling and calculation of rational parameters of roller chain plates on the base of analysis of their stressed-deformed state are presented.

Keywords: driving roller chain, link, plate, optimization of parameters.

Цепные передачи широко используются, например, в приводах транспортных машин, нефтегазового оборудования, металлорежущих станков и др. Наиболее часто применяются одно- и многорядные роликовые цепи, основные параметры которых определяются стандартами ГОСТ 13568—97, ГОСТ 21834—87, DIN 8187, DIN 8188 и др., которые допускают широкое варьирование параметров пластин звеньев цепей, включая их размеры, характеристики материалов и режимы разных упрочняющих обработок. Поэтому производимые разными заводами по существующим стандартам цепи существенно отличаются по весовым и эксплуатационным характеристикам (в частности, по долговечности) и выбор размеров элементов цепей, в том числе и пластин звеньев, при проектировании остается актуальным.

Метод конечных элементов (МКЭ) и результаты машинного эксперимента [1] позволили оценить напряженно-деформированное состояние (НДС) пластин и получить математические модели максимальных напряжений и теоретического коэффициента α_σ концентрации напряжений (основных факторов, влияющих на долговечность цепей) в пластинах внутренних (ВП) и наружных (НП) звеньев цепей с разным шагом, выпускаемых некоторыми заводами-изготовителями.

Для определения оптимальных размеров пластин необходимо выбрать критерий. Если за критерий принять максимальную долговечность пластин (усталостную прочность), то необходимо обеспечить минимальный коэффициент α_σ, что возможно при отсутствии выкружки на пластинах (радиус выкружки контура пластины $R_1 = \infty$) [1, рис. 1]. Но при этом увеличиваются площадь пластин и их вес, что приводит к снижению удельной разрушающей нагрузки (УРН), увеличению динамических нагрузок, повышению уровня шума при работе цепной передачи и т. д. Устранить данное противоречие можно, если считать оптимальным отношение размеров пластины, при котором произведение объема V пластины и коэффициента α_σ в опасном сечении является наименьшим, т. е. $\Pi = V\alpha_\sigma \to \min$.

Используя полученные в работе [1] зависимости для расчета параметров НДС пластин, можно установить искомое отношение их размеров: наибольшей ширины b пластины, наименьшей ширины b_1 пластины типа "восьмерка" (в месте сужения) и толщины δ пластины.

При экспериментальных исследованиях были приняты следующие интервалы размеров пластин с шагом t изменения:

для цепи 12,7 мм: $b = 9{,}4 \div 2{,}5$ мм ($t = 0{,}1$ мм), $b_1 = 8 \div 12{,}5$ мм ($t = 0{,}1$ мм), $\delta = 0{,}95 \div 1{,}95$ мм ($t = 0{,}05$ мм);

для цепи 15,875 мм: $b = 11 \div 15{,}6$ мм ($t = 0{,}1$ мм), $b_1 = 8 \div 15{,}6$ мм ($t = 0{,}1$ мм), $\delta = 1{,}5 \div 2{,}4$ мм ($t = 0{,}05$ мм);

для цепи 19,05 мм: $b = 12{,}5 \div 18{,}7$ мм ($t = 0{,}1$ мм), $b_1 = 9 \div 18{,}7$ мм ($t = 0{,}1$ мм), $\delta = 1{,}75 \div 3{,}4$ мм ($t = 0{,}05$ мм).

Для всех цепей при $b_1 > b$ принимали $b_1 = b$. Максимальную ширину пластин выбирали с учетом возможности взаимного поворота звеньев цепи при работе.

Радиус R_1 выкружки контура для пластины типа "восьмерка" определяли по формуле $R_1 = 0{,}25(t^2 - b^2 + b_1^2)/(b - b_1)$. При $b = b_1$ радиус $R_1 = \infty$, т. е. пластина имеет прямые грани.

Площадь A, объем V и вес $q_{\text{пл}}$ пластин определяли по специальной программе на ЭВМ.

Площадь пластин типа "восьмерка" (при $b_1 < b$) определяли по формуле

$$A_8 = (\pi b^2/4 + 2\Delta b + 0{,}5tb_1 - \pi d^2/2) + \\ + \{\pi b^2 \text{arctg}[(t/(b_1 + 2R_1)]/360^\circ - \\ - \pi R_1^2 \text{arctg}[(t/(b_1 + 2R_1)]/90^\circ + tR_1\};$$

площадь пластин с прямыми гранями ($b = b_1$) — по формуле

$$A_{\text{п}} = \pi b^2/4 + 2\Delta b + tb - \pi d^2/2,$$

где d — диаметр отверстия в пластинах.

Алгоритм поиска оптимального отношения основных размеров пластин включал и проверку основных условий — ограничений по ширине, предельным деформациям, номинальным напряжениям в опасном сечении. Для анализа использовали результаты расчетов размеров, при которых определяли минимальные произведения $V\alpha_\sigma$. По полученным моделям определяли оптимальные размеры пластин звеньев цепей 12,7, 15,875 и 19,05 мм, обеспечивающие минимальные коэффициенты α_σ и веса q наиболее часто используемых пластин типа "восьмерка" [табл. 1, где ВП и НП — внутренняя и наружная пластины; З — цепь завода-изготовителя (с уточненным весом); О — оптимизированная цепь, размеры указаны без предельных отклонений].

Согласно полученным данным, цепь 12,7 мм завода-изготовителя имеет наиболее удачную конструкцию, обеспечивающую стандартную разрушающую нагрузку, однако коэффициенты α_σ для ВП и НП соответственно на 4,82 и 3,04 % выше полученных после оптимизации. Изготовитель цепи 15,875 мм выпускает более тяжелые пластины и не полностью использует их нагрузочную способность, что на 13,9 % снижает УРН по сравнению с оптимизированной цепью, причем коэффициент α_σ увеличивается на 11,89 и 10,62 % соответственно для ВП и НП. Изготовитель цепи 19,05 мм также завысил вес пластин и недостаточно использовал нагрузочную способность, что снизило УРН на 16,7 % по сравнению с оптимизированной цепью, причем коэффициент α_σ увеличился на 17,69 и 19,69 % соответственно для ВП и НП. По критерию УРН в существующих и модернизированных цепях наиболее эффективной является цепь 15,875 мм.

Для оценки цепей ввели дополнительный критерий $УРН_п = F_р/q_{пл}$ — отношение разрушающей нагрузки $F_р$ к весу $q_{пл}$ пластин в 1 м цепи. Критерий характеризует эффективность использования металла пластин, так как именно они воспринимают усилие растяжения, а шарниры звеньев являются только связующими элементами и могут не содержать роликов, как втулочные цепи, или иметь удлиненные валики для крепления дополнительных деталей и т. п.

По данным заводов-изготовителей для цепей 12,7; 15,875 и 19,05 мм соответственно $УРН_п$ = 54,98; 48,52 и 43,86 кН/(кг/м); для цепей с оптимизированными пластинами — $УРН_{п.о}$ = 58,33; 62,50 и 62,60 кН/(кг/м). Таким образом, для оптимизированных цепей $УРН_{п.о}$ соответственно на 6,09; 28,81 и 42,73 % больше, чем $УРН_п$ для цепей заводов-изготовителей. По критерию $УРН_п$ из выпускаемых лучшей является цепь 12,7 мм, из оптимизированных — цепь 19,05 мм. При этом для выпускаемых цепей разброс значений критерия значительно больше (максимальное значение больше мини-

Таблица 1

Значения параметров элементов цепей

Шаг t, мм	Пластина	b	b_1	R_1	δ	d	$q_{пл}$, г	α_σ	$q_ш$, г	q 1 м цепи, кг	УРН, кН/(кг/м)
		мм									
12,7	ВП	11,80 / 11,20	10,00 / 9,65	16,95 / 13,78	1,50 / 1,55	6,29	2,26 / 2,14	2,5889 / 2,4699	4,822 / 5,093	0,711 / 0,712	25,6 / 25,56
	НП	10,92 / 9,40	8,20 / 8,00	10,04 / 24,45	1,30 / 1,50	4,34	1,95 / 1,82	3,5458 / 3,1642			
15,875	ВП	13,60 / 12,70	9,40 / 10,30	9,25 / 20,50	2,00 / 1,70	7,06	4,07 / 3,18	2,8761 / 2,5705	6, 246 / 6,246	0,867 / 0,761	26,53 / 30,22
	НП	11,90 / 11,00	9,00 / 8,50	16,50 / 16,25	1,80 / 1,60	4,99	3, 45 / 2,66	3,5115 / 3,1743			
19,05	ВП	17,00 / 15,10	11,00 / 11,30	8,12 / 17,28	2,40 / 2,00	8,44	7,53 / 5,32	3,1016 / 2,6354	15,133 / 15,133	1,519 / 1,302	20,93 / 24,42
	НП	14,00 / 13,40	9,40 / 9,00	13,87 / 15,02	2,40 / 1,75	5,80	6,28 / 4,35	3,8361 / 3,2049			

Примечания. 1. Вес деталей шарниров (валика, втулки и ролика) в 1 м цепи З (γ = 7,81 г/см^3): $q_ш$ = 0,380, 0,393 и 0,794 кг для цепей З соответственно 12,7, 15,875 и 19,05 мм; $q_ш$ = 0,401, 0,393 и 0,794 кг для цепей О. Вес пластин в 1 м цепи З — $q_{пл}$ = 0,331, 0,474 и 0,725 кг, для цепей О — $q_{пл}$ = 0,312, 0,368 и 0,508 кг (для всех цепей снижается). 2. УРН — определяли с учетом фактического веса q 1 м цепи при $F_р$ не менее 18,2, 23 и 31,8 кН (ГОСТ 13568—97) для цепей 12,7, 15,875 и 19,05 мм. 3. В числителе приведены данные для цепей З, в знаменателе — для цепей О.

мального на 25,35 %), чем для оптимизированных (7,32 %). Наибольший эффект при оптимизации размеров получен для цепи 19,05 мм. Очевидно, что нагрузочная способность цепей 15,875 и 19,05 мм заводов-изготовителей "А" и "Б" полностью не реализована — разрушающие напряжения занижены.

Так как приводные цепи проектируют на основе геометрического подобия, то для каждого размерного ряда цепей площадь проекции опорной поверхности шарнира определяют по формуле $A_ш = ct^2$ (c — коэффициент пропорциональности, для однорядных цепей $c \approx 0{,}25$) [3]. Однако работ по определению оптимальных размеров пластин мало. В работе [2], посвященной преимущественно тяговым цепям, рассматривается в основном влияние на прочность пластин приводных цепей соотношений ширины, диаметра отверстий в пластинах и их толщины. Для обеспечения прочности пластин независимо от шага цепи рекомендуются следующие отношения размеров: $b/\delta = 7 \div 12$; $b/d = 2{,}2 \div 2{,}8$, т. е. предлагается использовать более широкие и тонкие пластины.

По результатам, полученным для оптимизированных пластин, были установлены (отдельно для ВП и НП) зависимости между постоянными (шаг t и диаметр d) и переменными (ширина b, ширина b_1 в сужении и толщина δ пластин) параметрами.

Были дополнительно исследованы цепи с другими шагами и определены параметры пластин типа "восьмерка" для однорядных роликовых цепей (табл. 2) (Δ — уплощение пластины [1, рис. 1]).

Данные обработали методом наименьших квадратов (коэффициент корреляции — 0,9852÷1, средняя ошибка аппроксимации — 0,1858÷1,9118 %, значение F-критерия Фишера — 117,6011÷26 693,633 при табличном значении 18,5128 и уровне значимости 0,05).

Как и в работе [1], данные табл. 2 соответствуют разрушающим напряжениям $\sigma_{раз} = 1200$ МПа. При этом условие статической прочности пластин при достижении силой растяжения цепи значения разрушающей нагрузки определяется зависимостью

$$\sigma_р = F_р/(b - d)\delta \le \sigma_{раз}, \qquad (1)$$

где $\sigma_р$ — расчетное напряжение, МПа; $F_р$ — разрушающая нагрузка, Н.

Таблица 2

Формулы для определения параметров пластин

Пластина	d, мм	b, мм	b_1, мм
ВП	$3{,}2891e^{0{,}0496t}$	$5{,}6019e^{0{,}1143d}$	$5{,}0877e^{0{,}0553b} \geqslant (b - d)$
НП	$2{,}4208e^{0{,}0458t}$	$3{,}8023e^{0{,}2125d}$	$5{,}3645e^{0{,}0411b} \geqslant (b - d)$

Использование данных табл. 2 для цепей с другим шагом требует дополнительных исследований, как и зависимость усталостной прочности пластин от параметра Δ, который авторы приняли пропорциональным шагу цепи: $\Delta = 0{,}03t$ (с учетом анализа чертежей заводов-изготовителей). По данным фирмы Rexnord Kette GmbH (www.rexnord.de) пластина с уплощением повышает усталостную прочность более чем на 30 %.

С учетом условия (1) и данных табл. 2 получили формулы для расчета наибольшей ширины $b_н$ пластин при $\sigma_{раз} < 1200$ МПа:

$$b_{н\ ВП} = 1{,}80 d K_н^{0{,}32}; \qquad (2)$$

$$b_{н\ НП} = 2{,}24 d K_н^{0{,}38}, \qquad (3)$$

где $K_н = 1200/\sigma_{раз}$ — коэффициент изменения разрушающих напряжений (для исследованных цепей коэффициент $K_н = 1{,}0 \div 1{,}6$).

Установлено, что для оптимизированных пластин отношения b/δ и b/d отличаются от рекомендуемых в работе [2]. Согласно уточненным авторами статьи данным для ВП $b/\delta = 5{,}2 \div 7{,}6$ и $b/d = 1{,}7 \div 1{,}8$, для НП — $b/\delta = 6{,}3 \div 7{,}7$ и $b/d = 2{,}1 \div 2{,}3$.

Следует помнить, что ширина $b_н$ пластины ограничивается условием сборки звеньев цепи и не должна превышать $b_{н\ пр} = t - 2\Delta$ [1, рис. 1]. Если расчетное значение $b_н > b_{н\ пр}$, то принимают $b_н = b_{н\ пр}$. Толщину δ пластины необходимо определять из условия (1) с учетом принятой ширины $b_н$ пластины. Окончательное значение $b_н$ используется для определения наименьшей ширины $b_{1н}$ пластины в соответствие с данными табл. 2. При этом значение $b_{1н}$ из условия сохранения площадей сечения пластины не может быть менее $(b_н - d)$.

По полученным размерам пластин определяем коэффициент концентрации напряжений по формулам:

$$\alpha_{\sigma\ ВП} = 0{,}21 d^{0{,}76} b^{0{,}08} b_1^{0{,}61} \delta^{-1{,}09}; \qquad (4)$$

$$\alpha_{\sigma\ НП} = 0{,}90 d^{-2{,}57} b^{2{,}05} b_1^{0{,}19} \delta^{0{,}12}, \qquad (5)$$

которые отражают влияние на коэффициент α_σ изменения абсолютных размеров оптимизированных пластин для цепей с разным шагом, а не конкретной пластины. Расчетные значения α_σ следует считать ориентировочными; фактические значения α_σ для конкретной пластины уменьшаются при увеличении b_1/b и увеличиваются при увеличении b/d и b/δ. Поэтому, в отличие от рекомендаций работы [2], предпочтение следует отдавать не широким и тонким пластинам, а более узким и толстым пла-

стинам согласно рекомендациям работы [5]. Более точные значения α_σ получим по формулам:

для цепи 12,7 мм:

$$\alpha_{\sigma\ \text{ВП}} = 0{,}3305 b^{1{,}113977} b_1^{-0{,}300946} \delta^{0{,}005167};$$

$$\alpha_{\sigma\ \text{НП}} = 0{,}4159 b^{0{,}972869} b_1^{-0{,}112271} \delta^{0{,}204117};$$

для цепи 15,875 мм:

$$\alpha_{\sigma\ \text{ВП}} = 0{,}4632 b^{0{,}983249} b_1^{-0{,}354387} \delta^{0{,}077577};$$

$$\alpha_{\sigma\ \text{НП}} = 0{,}3238 b^{0{,}991841} b_1^{-0{,}112362} \delta^{0{,}308182};$$

для цепи 19,05 мм:

$$\alpha_{\sigma\ \text{ВП}} = 0{,}2832 b^{1{,}059248} b_1^{-0{,}311167} \delta^{0{,}158167};$$

$$\alpha_{\sigma\ \text{НП}} = 0{,}1833 b^{1{,}066998} b_1^{-0{,}067812} \delta^{0{,}430953}.$$

Расчеты (табл. 3) по формулам (2) и (3) с учетом данных табл. 2 для оптимизированных пластин показали, что при разрушающих напряжениях, принятых на заводах-изготовителях "А" и "Б", размеры заводских пластин (3) значительно отличаются от расчетных (РЗ):

по размеру b на

(−1,37 ÷ +2,99) % для ВП
и (−7,41 ÷ +7,27) % для НП;

по размеру b_1 на

(−17,79 ÷ +3,31) % для ВП
и (−5,91 ÷ +22,55) % для НП;

по размеру δ на

(−3,23 ÷ +6,95) % для ВП
и (−11,56 ÷ +13,21) % для НП.

Однако вес $q_{\text{пл}}$ и коэффициент α_σ оказались практически одинаковыми для расчетных пластин и пластин заводов-изготовителей (максимальное отклонение по весу 3,45 %, а определенное по формулам (4) и (5) значение $\alpha_\sigma \approx 2{,}5$ %). Полученные результаты подтверждают правильность выбора параметров пластин на заводах-изготовителях и возможность применения предложенной методики для выбора разрушающих напряжений.

Для проверки предложенной методики при проектировании пластин для цепей с другим шагом использовали однорядные цепи 25, 4 мм завода-изготовителя "В" при разрушающей нагрузке $F_{\text{р}} = 65$ кН. Размеры ВП: $b_{\text{ВП}} = 23$ мм; $b_{1\text{ВП}} = 18$ мм; $\delta_{\text{ВП}} = 3{,}2$ мм; $d_{\text{ВП}} = 11{,}67$ мм (натяг в отверстии 0,06÷0,180 мм), $\Delta = 0$. Размеры НП: $b_{\text{НП}} = 20$ мм; $b_{1\text{НП}} = 15$ мм; $\delta_{\text{НП}} = 3{,}2$ мм; $d_{\text{НП}} = 7{,}75$ мм (натяг в отверстии 0,11÷0,200 мм), $\Delta = 0$. Для ВП $\sigma_{\text{раз}} = 896{,}4$ МПа, для НП $\sigma_{\text{раз}} = 829{,}1$ МПа. Коэффициенты α_σ, полученные МКЭ, составили $\alpha_{\sigma\text{ВП З.э}} = 2{,}881$ для ВП и $\alpha_{\sigma\text{НП З.э}} = 4{,}068$ для НП.

Размеры оптимизированных пластин при $\sigma_{\text{раз}} = 1200$ МПа и $\Delta = 0{,}762$ мм приведены в табл. 3: для ВП получили $b_{\text{ВП О}} = 21{,}00$ мм, $b_{1\text{ВП О}} = 16{,}50$ мм, $\delta_{\text{ВП О}} = 3{,}20$ мм, $d_{\text{ВП}} = 11{,}67$ мм; для НП получили $b_{\text{НП О}} = 19{,}50$ мм, $b_{1\text{НП О}} = 12{,}10$ мм, $\delta_{\text{НП О}} = 2{,}30$ мм, $d_{\text{НП}} = 7{,}75$ мм. Экспериментальные коэффициенты для пластин ВП и НП составляют соответственно $\alpha_{\sigma\text{ВП О.э}} = 2{,}6100$ и $\alpha_{\sigma\text{НП О.э}} = 3{,}6570$, расчетные — $\alpha_{\sigma\text{ВП О.р}} = 2{,}6980$ и $\alpha_{\sigma\text{НП О.р}} = 3{,}6510$.

Таблица 3

Размеры пластин З, О и РЗ по данным табл. 2 и формулам (2) и (3)

Шаг цепи t, мм	$K_{\text{н}}$	b, мм			b_1, мм			δ, мм		
		З	О	РЗ	З	О	РЗ	З	О	РЗ
Пластины ВП										
12,7	1,09	11,80	11,20	11,64	10,00	9,65	9,68	1,50	1,55	1,55
15,875	1,36	13,60	12,70	14,02	9,40	10,30	11,05	2,00	1,70	1,87
19,05	1,55	17,00	15,10	17,48	11,00	11,30	13,38	2,40	2,00	2,27
25,4*	1,34	23,00	21,00	23,07	18,00	16,50	18,22	3,20	3,20	3,18
Пластины НП										
12,7	1,13	10,92	9,40	10,18	8,20	8,00	8,15	1,30	1,50	1,47
15,875	1,30	11,90	11,00	12,35	9,00	8,50	8,91	1,80	1,60	1,69
19,05	1,49	14,00	13,40	15,12	9,40	9,00	9,99	2,40	1,75	2,12
25,4*	1,45	20,00	19,50	19,99	15,00	12,10	12,24	3,20	2,30	3,21

* Прогноз.

Таблица 4

Оптимальные размеры пластин цепи 25,4 мм для $F_р$ = 32,5 кН

Изготовитель	Пластина	b	b_1	R_1	δ	d	Δ, мм	$\alpha_{\sigma э}$	$\alpha_{\sigma р}$	$q_{пл}$, г (γ = 7,85 г/см^3)
		мм								
Завод "В"	ВП	23,00	18,00	22,01	3,20	11,67	0	2,881	—	18,85
	НП	20,00	15,00	23,51	3,20	7,75	0	4,068	—	17,23
$О_1$—Δ	ВП	23,00	18,00	22,01	3,20	11,67	0,762	2,771	2,866	18,85
	НП	19,00	15,00	31,82	3,20	7,75	0,762	3,735	3,752	16,10
$О_2$—Δ—1200	ВП	21,00	16,50	26,47	3,20	11,67	0,762	2,610	2,698	15,88
	НП	19,50	12,10	13,90	2,30	7,75	0,762	3,657	3,651	11,37
$О_3$—Δ—РЗ	ВП	23,07	18,22	22,93	3,18	11,67	0,762	2,809	2,908	18,89
	НП	19,99	12,24	12,75	3,21	7,75	0,762	4,010	4,007	16,51

Примечание. Завод "В" — заводская пластина; $О_1$—Δ — заводская пластина с уплощением; $О_2$—Δ—1200 — оптимизированная пластина при $\sigma_{раз}$ = 1200 МПа; $О_3$—Δ—РЗ — рсчетная пластина при $\sigma_{раз}$, принятом на заводе "В".

После перерасчета оптимизированных пластин с использованием зависимостей (2) и (3) при разрушающих напряжениях, принятых на заводе-изготовителе "В", размеры пластин составили: для ВП $b_{ВП\ н}$ = 23,07 мм, $b_{1ВП\ н}$ = 18,22 мм, $\delta_{ВП\ н}$ = 3,18 мм, $d_{ВП}$ = 11,67 мм; для НП $b_{НП\ н}$ = 19,99 мм, $b_{1НП\ н}$ = = 12,24 мм, $\delta_{НП\ н}$ = 3,21 мм, $d_{НП}$ = 7,75 мм. Экспериментальные коэффициенты для ВП и НП составили $\alpha_{\sigma ВП\ н.э}$ = 2,8090 и $\alpha_{\sigma НП\ н.э}$ = 4,0100, расчетные — $\alpha_{\sigma ВП\ н.р}$ = 2,9080 и $\alpha_{\sigma НП\ н.р}$ = 4,0070.

Расчеты и эксперименты (табл. 4) показали вполне приемлемые прогнозируемые размеры пластин (см. табл. 3) и параметры НДС (экспериментальные и расчетные α_σ отличаются в пределах −0,07 ÷ +3,51 %). Следует отметить, что размеры пластин цепей завода-изготовителя "В" более совершенны.

Применение пластин с уплощением Δ позволило снизить концентрацию напряжений (см. табл. 4, строки "Завод "В" и "$О_1$ — Δ"): уменьшение коэффициента α_σ составило 3,82÷19 %, использование оптимизированных пластин при $\sigma_{раз}$, принятых на заводе-изготовителе, дало уменьшение коэффициента α_σ на 1,5÷2,5 %. Таким образом, небольшое изменение конструкции пластин существенно (на 25÷40 %) повышает долговечность при одновременном снижении (на ≈3 %) веса цепи. Полученные результаты подтверждают выводы работ [2, 4—6].

Таким образом, предложены математические зависимости для определения предварительных размеров внутренних и наружных пластин роликовых цепей и теоретического коэффициента α_σ напряжения в пластинах при заданном уровне разрушающих напряжений и статическом нагружении цепи.

При конструировании пластин звеньев роликовых (втулочных) цепей следует учитывать, что на коэффициент α_σ влияют не только отношения b/d и b/δ, но и абсолютные значения ширины пластины. Поэтому для пластин следует использовать материалы с высокими механическими характеристиками, что позволяет уменьшить размеры пластин, вес цепи в целом, снизить динамические нагрузки и уровень шума в цепной передаче, повысить долговечность пластин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ:

1. **Напряженно-деформированное** состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей / С. В. Каменев, М. Ю. Лапынина, А. П. Фот, В. И. Чепасов // Вестник Оренбургского ГУ. 2014. № 1. С. 196—202.

2. **Ивашков И. И.** Пластинчатые цепи. Конструирование и расчет. М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1960. 264 с.

3. **Демин О. В., Буланов В. Е.** Прикладная механика. Практические расчеты: Учеб. пос. Тамбов: Изд-во Тамбовского ГТУ, 2008. 120 с.

4. **Фот А. П.** Оценка конструктивно-технологического совершенства приводных цепей // Вестник ОГУ. 2012. № 1. С. 197—199.

5. **Воробьев Н. В.** Цепные передачи: монография. М.: Машиностроение, 1968. 262 с.

6. **Static** Stress Analysis of Link Plate of Roller Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving / S. Noguchi, K. Nagasaki, S. Nakayama, et. al. // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing. 2009. V. 3. N. 2. P. 150—170.

УДК 658.512:621

Р. А. ВАЛИЕВ, канд. физ.-мат. наук, А. Х. ХАЙРУЛЛИН, д-р техн. наук, В. Г. ШИБАКОВ, д-р техн. наук
[Казанский (Приволжский) федеральный университет], e-mail: rustvali@mail.ru

Модели и методы синтеза алгоритмов и программ систем автоматизированного проектирования технологических процессов в машиностроении

Предложена методика формализации сложных технологических процессов машиностроения на основе многоуровневой декомпозиции с выделением типовых элементов на каждом уровне и принципов формирования индивидуальных матриц гибконастраиваемых алгоритмических модулей.

Ключевые слова: технологический процесс, автоматизация, проектирование, формализация, алгоритмизация, декомпозиция.

The formalization methodology of complex manufacturing processes of mechanical engineering on the base of multilevel decomposition with emphasizing of typical elements on each level and principals of generation of individual matrices of flexible generic algorithmic modules is suggested.

Keywords: manufacturing process, automation, designing, formalization, algorithmization, decomposition.

К основным направлениям ускорения технологического развития экономики относятся сокращение сроков и повышение качества проектирования, модернизация наукоемких изделий машиностроения. Сегодня создание современных систем автоматизации проектирования в машиностроении сдерживает отсутствие эффективных методов и средств интеллектуальной, методологической и системной поддержки процессов проектирования, модернизации изделий и технологических процессов (ТП). Поэтому их разработка весьма актуальна [1].

Исследования, опыт проектирования и внедрения автоматизированных технологических процессов (испытаний и исследований авиационных двигателей, ДВС; процессов обработки металлов давлением, резанием; термообработки и упрочнения; сборки; испытаний; контроля и т. д.) показали, что проблема автоматизации проектирования и настройки сложных ТП требует решения следующих задач [2, 3]:

системный анализ и разработка функциональных моделей ТП разного назначения с целью формирования общей методологии синтеза ТП и выделения признаков и методов компоновки настраиваемой части ТП;

разработка общих принципов построения уровней ТП и их элементов для создания системы автоматизированного синтеза технологических принципов в целом и их алгоритмов, в частности;

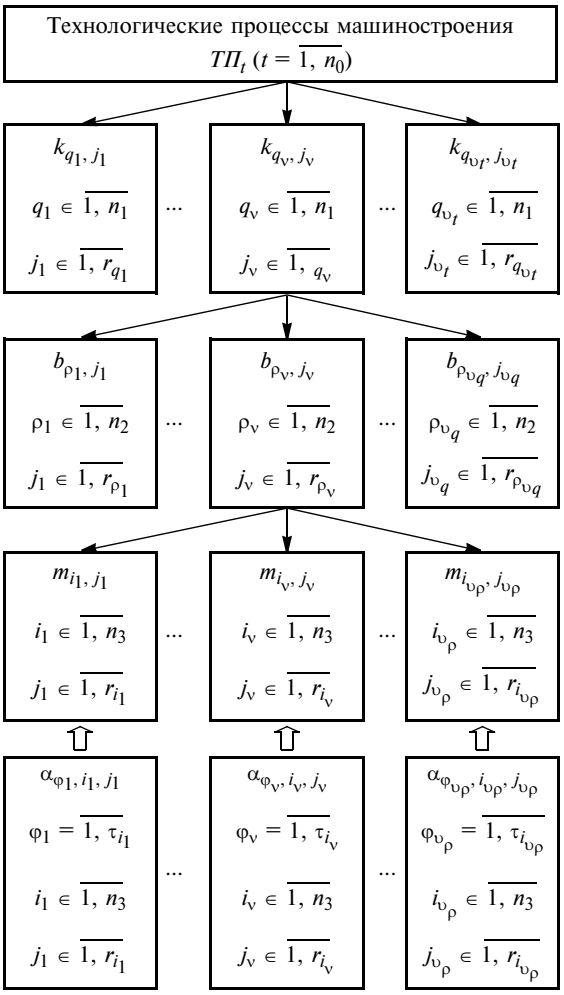
обоснование и формирование индивидуальных матриц настройки элементов декомпозиции сложных ТП;

разработка высокоэффективных методов и средств трансформации и визуализации информации, созданной и организованной в индивидуальных матрицах, в профессионально понятные технологам образы операций ТП. При этом информативность образов должна быть достаточной для компоновки из них необходимых алгоритмов и прикладных программ системы;

создание диалоговых средств для технологов-проектировщиков и системы автоматизированного синтеза ТП, позволяющих организовать высокоэффективные процессы создания, модернизации и автоматизации ТП.

Анализ особенностей и требований вышеназванных задач по синтезу алгоритмов и программ сложных автоматизированных ТП в машиностроении показали, что можно разработать методику формализованного описания ТП на базе его иерархического структурированного представления. При этом многоуровневую декомпозицию сложных ТП можно выполнить таким образом, что структура элементов вместе с их межуровневыми и внутриуровневыми системными связями будет служить базой для создания унифицированного математического обеспечения и средств автоматизированного синтеза алгоритмов системы.

С этих позиций целесообразно представить модели сложных ТП в виде схемы, полученной на основе их декомпозиции (рисунок), где представлены элементы трех уровней декомпозиции сложных ТП:



Декомпозиция ТП машиностроения:
n_0 — число отдельных ТП на предприятии; n_1, n_2 и n_3 — числа разновидностей соответственно комплексов (k_q), блоков (b_ρ) и модулей (m_i), из которых компонуется ТП; υ_t, υ_q и υ_ρ — числа соответственно комплексов, блоков и модулей, участвующих в реализации t-го ТП, q-го комплекса и ρ-го блока; r_q, r_ρ и r_i — числа вариантов реализации соответственно комплекса k_q, блока b_ρ и модуля m_i

первого — комплексы k_q $(q = \overline{1, n_1})$; второго — блоки b_ρ $(\rho = \overline{1, n_2})$; третьего — модули m_i $(i = \overline{1, n_3})$. При этом n_1, n_2 и n_3 — числа разновидностей соответственно комплексов (k_q), блоков (b_ρ) и модулей (m_i).

При этом для осуществления автоматизированной системой синтеза конкретного заданного технологического процесса кроме списка кодов (имен) комплексов, блоков и модулей необходимо задать список вариантов (имен) их конкретных реализаций. Таким образом, элементы декомпозиции ТП могут быть описаны (см. рисунок) как k_{qj} $(q = \overline{1, n_1};$ $j = \overline{1, r_q})$, $b_{\rho j}$ $(\rho = \overline{1, n_2}; j = \overline{1, r_\rho})$ и m_{ij} $(i = \overline{1, n_3};$ $j = \overline{1, r_i})$, где r_q, r_ρ и r_i — числа вариантов реализации соответственно комплекса k_q, блока b_ρ и модуля m_i.

Согласно предлагаемой методики формализации сложных ТП элементы нижнего уровня декомпозиции должны быть представлены в виде алгоритмов элементарных технологических модулей, поэтому в системе синтеза параметры настройки этих унифицированных алгоритмов должны быть заданы (см. рисунок) в виде:

$$\alpha_{\varphi, i, j}\ (\varphi = \overline{1, \tau_i},\ i = \overline{1, n_3};\ j = \overline{1, r_i}),$$

где τ_i — общее число входных параметров (параметров настройки) унифицированного алгоритма i-го модуля; n_3 — общее число элементарных технологических модулей ТП; r_i — число вариантов конкретных реализаций модуля m_i.

В зависимости от степени сложности конкретного ТП число уровней его декомпозиции может быть разным.

В качестве примера рассмотрим формализованное описание технологического процесса объемной штамповки заготовок деталей машиностроения, который можно представить тремя уровнями декомпозиции его элементов: на первом уровне — технологические комплексы k_q, на втором — блоки b_ρ, на третьем — элементарные технологические модули m_i. При этом в качестве элементов первого уровня декомпозиции данного ТП — комплексов k_q $(q = \overline{1, n_1})$, необходимо выбирать наиболее крупную самостоятельную функциональную задачу ТП, из которых можно скомпоновать сам ТП.

Для рассматриваемого технологического процесса в виде комплексов можно принять совокупности операций: холодная объемная штамповка; горячая объемная штамповка; листовая штамповка и т. д.

Как правило, комплексы k_q не являются элементарными частями технологического процесса, с помощью которых можно выразить все многообразие функциональных задач рассматриваемого ТП. Поэтому требуется следующий, более детальный уровень описания операций ТП. Это достигается выделением в комплексах k_q технологических блоков b_ρ $(\rho = \overline{1, n_2})$ и описания комплексов k_q через эти блоки. Блоки ТП характеризуют выполнение частных групп технологических операций, реализующих некоторую функциональную подзадачу комплекса ТП.

Например, для рассматриваемого ТП объемной штамповки в качестве блоков можно принять операции: резка проката на мерные заготовки; нагревание заготовок; формоизменяющая обработка; очистка поверхности и т. д.

Дальнейший анализ рассматриваемого ТП показал, что в качестве третьего, последнего уровня детализации ТП можно принять элементарные тех-

нологические модули m_i ($i = \overline{1, n_3}$), которые определяют в ТП систематически повторяющиеся, однородные по способу осуществления и применяемым процедурам, а также обособленные в структурно-временном соотношении действия технологов, программистов и прикладных программ системы.

В качестве этих неделимых элементов в рассматриваемом примере ТП в блоке формоизменяющей обработки можно выделить типовые модули: прямое выдавливание стержня; высадка головки; обратное выдавливание полости в головке и т. д.

Таким образом, исследуемый сложный ТП объемной штамповки можно полностью описать n_1 комплексами, каждый комплекс — подмножеством из множества n_2 блоков, а каждый блок из n_3 модулей (элементов нижнего — третьего уровня декомпозиции) — элементарными технологическими модулями.

При этом если выполнение исследуемого ТП, комплексов k_q ($q = \overline{1, n_1}$) и блоков b_ρ ($\rho = \overline{1, n_2}$) данного сложного ТП описывается простым перечнем нижерасположенных элементов ТП (см. рисунок) и правилами их отработки, то реализация модулей m_i ($i = \overline{1, n_3}$) должна описываться в модели ТП алгоритмами выполнения конкретных типовых элементарных операций ТП (по измерению параметров ТП, их обработке, выдаче управляющих воздействий на исполнительные механизмы, протоколированию, визуализации и т. д.).

Разработка средств автоматизированного синтеза и настройки алгоритмов ТП требует также создания индивидуальных матриц параметров синтеза и настройки элементов декомпозиции ТП.

Пооперационный анализ сложных технологических процессов машиностроения и требований к системе автоматизированного синтеза и настройки ТП показал, что информационную структуру индивидуальных матриц элементов ТП (комплексов, блоков и модулей) целесообразно представить в виде таблиц (табл. 1—3).

При этом матрицы комплексов, блоков и модулей должны содержать:

список имен комплексов (см. табл. 1) k^p_{qj} ($q = \overline{1, n_1}$, $j = \overline{1, r_q}$), блоков (см. табл. 2) $b^p_{\rho j}$

Таблица 1

Индивидуальная матрица синтеза и настройки комплекса $k_q (q = \overline{1, n_1})$

Имена комплекса k_q и вариантов его реализаций: $k^p_{qj} (q \in \overline{1, n_1}; j \in \overline{1, r_q})$	Имена блоков и вариантов их реализаций, участвующих в выполнении комплекса k_q: $b_{\rho, j} (\rho \in \overline{1, n_2}; j \in \overline{1, r_q})$				Имена правил и вариантов их реализаций по отработке блоков комплекса k_q: $P^b_{\varepsilon, j} (\varepsilon = \overline{1, \pi_b}; j \in \overline{1, r_q})$			
$k^p_{q,1}$	$b_{\rho_1, j_{\rho_1, 1}}$	$b_{\rho_2, j_{\rho_2, 1}}$	...	$b_{\rho_{v_q}, j_{\rho_{v_q}}, 1}$	$P^b_{1, j_{1,1}}$	$P^b_{2, j_{2,1}}$	...	$P^b_{\pi_b, j_{\pi_b, 1}}$
$k^p_{q,2}$	$b_{\rho_1, j_{\rho_1, 2}}$	$b_{\rho_2, j_{\rho_2, 2}}$	...	$b_{\rho_{v_q}, j_{\rho_{v_q}}, 2}$	$P^b_{1, j_{1,2}}$	$P^b_{2, j_{2,2}}$	...	$P^b_{\pi_b, j_{\pi_b, 2}}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
k^p_{q, r_q}	$b_{\rho_1, j_{\rho_1, r_q}}$	$b_{\rho_2, j_{\rho_2, r_q}}$	...	$b_{\rho_{v_q}, j_{\rho_{v_q}}, r_q}$	$P^b_{1, j_{1, r_q}}$	$P^b_{1, j_{2, r_q}}$	...	$P^b_{\pi_b, j_{\pi_b, r_q}}$

Таблица 2

Индивидуальная матрица синтеза и настройки блока $b_\rho (\rho = \overline{1, n_2})$

Имена блока b_ρ и вариантов его реализаций: $b^p_{\rho j} (\rho \in \overline{1, n_2}; j \in \overline{1, r_\rho})$	Имена модулей и вариантов их реализаций, участвующих в выполнении комплекса b_ρ: $m_{ij} (i \in \overline{1, n_3}; j \in \overline{1, r_i})$				Имена правил и вариантов их реализаций по отработке блоков комплекса b_ρ: $P^m_{\varepsilon, j} (\varepsilon = \overline{1, \pi_m}; j \in \overline{1, r_\rho})$			
$b^p_{\rho,1}$	$m_{i_1, j_{i_1, 1}}$	$m_{i_2, j_{i_2, 1}}$	...	$m_{i_{v_\rho}, j_{i_{v_\rho}}, 1}$	$P^m_{1, j_{1,1}}$	$P^m_{2, j_{2,1}}$	...	$P^m_{\pi_m, j_{\pi_m, 2}}$
$b^p_{\rho,2}$	$m_{i_1, j_{i_1, 2}}$	$m_{i_2, j_{i_2, 2}}$	...	$m_{i_{v_\rho}, j_{i_{v_\rho}}, 2}$	$P^m_{1, j_{1,2}}$	$P^m_{2, j_{2,2}}$	...	$P^m_{\pi_m, j_{\pi_m, 2}}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
b^p_{ρ, r_ρ}	$m_{i_1, j_{i_1, r_\rho}}$	$m_{i_2, j_{i_2, r_\rho}}$	...	$m_{i_{v_\rho}, j_{i_{v_\rho}}, r_\rho}$	$P^m_{1, j_{1, r_\rho}}$	$P^m_{2, j_{2, r_\rho}}$	...	$P^m_{\pi_m, j_{\pi_m, r_\rho}}$

Таблица 3

Индивидуальная матрица синтеза и настройки алгоритмов модуля m_i ($i = \overline{1, n_3}$)

Имена алгоритмов модуля m_i и вариантов его реализаций: $m_{ij}(i \in \overline{1, n_3};\ j \in \overline{1, r_i})$	Имена входных данных модуля m_i и вариантов их численных значений и/или буквенных обозначений: $\alpha^{i}_{\varphi, j}(\varphi \in \overline{1, \tau_i};\ i \in \overline{1, n_3};\ j \in \overline{1, r_i})$			
$m^{p}_{i,1}$	$\alpha^{i}_{\varphi_1, j_{\varphi_1}, 1}$	$\alpha^{i}_{\varphi_2, j_{\varphi_2}, 1}$	...	$\alpha^{i}_{\varphi_{\tau_i}, j_{\varphi_{\tau_i}}, 1}$
$m^{p}_{i,2}$	$\alpha^{i}_{\varphi_1, j_{\varphi_1}, 2}$	$\alpha^{i}_{\varphi_2, j_{\varphi_2}, 2}$	...	$\alpha^{i}_{\varphi_{\tau_i}, j_{\varphi_{\tau_i}}, 2}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
m^{p}_{i,r_i}	$\alpha^{i}_{\varphi_1, j_{\varphi_1}, r_i}$	$\alpha^{i}_{\varphi_2, j_{\varphi_2}, r_i}$	...	$\alpha^{i}_{\varphi_{\tau_i}, j_{\varphi_{\tau_i}}, r_i}$

($\rho = \overline{1, n_2}$; $j = \overline{1, r_\rho}$), модулей (см. табл. 3) m^{p}_{ij} ($i = \overline{1, n_3}$; $j = \overline{1, r_i}$) и всевозможных вариантов их реализаций, необходимых и достаточных для автоматизированного синтеза и настройки возможных разновидностей данного (исследуемого) ТП, где r_q, r_ρ и r_i — общие числа возможных вариантов реализаций соответственно комплекса k_q, блока b_ρ и модуля m_i;

список имен блоков и вариантов их реализаций (см. табл. 1) $b_{\rho j}$ ($\rho \in \overline{1, n_2}$; $j \in \overline{1, r_\rho}$), а также список имен модулей и вариантов их реализаций (см. табл. 2) m_{ij} ($i \in \overline{1, n_3}$; $j \in \overline{1, r_i}$), участвующих в выполнении соответственно комплекса k_q и блока b_ρ;

множества $P^{b}_{\varepsilon, j}$ ($\varepsilon = \overline{1, \pi_b}$; $j \in \overline{1, r_q}$) и $P^{m}_{\varepsilon, j}$ ($\varepsilon = \overline{1, \pi_m}$; $j \in \overline{1, r_\rho}$), задающие правила и варианты их реализации во время отработки соответственно блоков при выполнении любого комплекса (см. табл. 1) k_q ($q \in \overline{1, n_1}$) и модулей при выполнении любого блока (см. табл. 2) b_ρ ($\rho \in \overline{1, n_2}$), где π_b и π_m — общие числа правил, участвующих при выполнении соответственно комплексов и блоков, а r_q и r_ρ — общие числа вариантов реализации соответственно правил $P^{b}_{\varepsilon, j}$ и $P^{m}_{\varepsilon, j}$.

Принимаем, что в индивидуальные матрицы информационного обеспечения системы синтеза для удобства технологам-проектировщикам для всех комплексов включается одинаковый состав правил (P^{b}_{1}, P^{b}_{2}, ..., $P^{b}_{\pi_b}$), а возможные отличия правил отработки между комплексами целесообразно оперировать вариантами их реализаций. Аналогично, для всех блоков состав правил также будет одинаковым (P^{m}_{1}, P^{m}_{2}, ..., $P^{m}_{\pi_m}$).

На самом нижнем уровне декомпозиции сложных ТП машиностроения располагаются, согласно принятым принципам, элементарные технологические модули, которые описывают конкретные физические действия (измерение некоторой группы физических технологических параметров, обработка полученной информации, выдача управляющих воздействий на исполнительные механизмы, протоколирование результатов, отображение и т. д.). Поэтому в индивидуальную матрицу модулей необходимо включать следующую информацию (см. табл. 3):

список идентификаторов алгоритмов m_{ij} ($i = \overline{1, n_3}$; $j = \overline{1, r_i}$), реализующих элементарные модули и варианты отработки этих алгоритмов;

список имен входных данных (исходных параметров) алгоритмов модуля $\alpha_{\varphi, i, j}$ ($\varphi \in \overline{1, \tau_i}$, $i \in \overline{1, n_3}$; $j \in \overline{1, r_i}$), задающих численное или буквенное значение входного параметра алгоритма, где $\alpha_{\varphi, i, j}$ — численное значение или буквенное обозначение j-го ($j = \overline{1, r_i}$) варианта реализации φ-го ($\varphi = \overline{1, \tau_i}$) входного параметра i-го ($i = \overline{1, n_3}$) модуля.

Таким образом, одним из путей автоматизации проектирования ТП на начальном, трудно формализуемом этапе описания предметной области и автоматизированного синтеза ТП на этапах эксплуатации и модернизации предложена методика декомпозиции сложных ТП машиностроения. При этом технологические процессы можно представить в математическом и программном обеспечениях систем как в виде модели одного единственного элемента ТП, так и в виде модели некоторого подмножества комплексов, блоков и модулей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Акулович Л. М., Шелег В. Г.** Основы автоматизированного проектирования технологических процессов в машиностроении. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. 488 с.

2. **Зубков Е. В., Дмитриев С. В., Хайруллин А. Х.** Алгоритмизация технологических процессов автоматизированных испытаний дизельных двигателей. Казань: Казанский ун-т, 2011. 212 с.

3. **Хисамутдинов Р. Н., Хайруллин А. Х., Симонова Л. А.** Некоторые принципы моделирования и алгоритмизации процессов управления инструментообеспечения на машиностроительных предприятиях // Кузнечно-штамповочное производство. 2011. № 4. С. 31—37.

УДК 629.34

Р. Х. КУРМАЕВ, А. С. ТЕРЕНЧЕНКО, К. Е. КАРПУХИН, кандидаты технических наук, В. С. СТРУЧКОВ, Е. В. ЗИНОВЬЕВ (НАМИ, г. Москва), e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru

Способы поддержания требуемой температуры аккумуляторных высоковольтных батарей электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками[1]

Рассмотрено влияние температуры окружающей среды на эксплуатационные показатели высоковольтных аккумуляторных батарей, используемых в электромобилях и автомобилях с комбинированной энергоустановкой. Рассмотрены способы обеспечения требуемой температуры блока батарей.

Ключевые слова: автотранспортное средство, комбинированная энергоустановка, электромобиль, охлаждение, подогрев, высоковольтная аккумуляторная батарея, температура.

The influence of environment temperature on performance characteristics of high-voltage storage batteries, used in electromobiles and automobiles with combined power plant, is considered. The methods of assurance of the required temperature of a battery block are considered.

Keywords: vehicle, combined power plant, electromobile, cooling, heating, high-voltage storage battery, temperature.

Сегодня к автотранспортным средствам (АТС) предъявляются высокие требовании по экологичности, поэтому больший интерес вызывают автомобили с комбинированными энергоустановками (КЭУ) и электромобили. Это связано в первую очередь с устойчивой тенденцией снижения выбросов в окружающую среду вредных веществ, образующихся при работе АТС. Электромобили и КЭУ стоят дороже автомобилей с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), сомнение вызывает и долгосрочность их окупаемости. Потому для решения экологических проблем в ряде государств осуществляется субсидирование электротранспорта и его инфраструктур [1, 2].

В России эксплуатация автомобилей с КЭУ и электромобилей имеет некоторые особенности. В средней полосе России при низких температурах воздуха автомобили эксплуатируют 6 месяцев в году, кроме того, в зимнее время года бывают и экстремально низкие температуры, что затрудняет эксплуатацию даже автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. В северных регионах автомобили оснащают дополнительным оборудованием, облегчающим пуск двигателя, подогрев технических жидкостей и подогрев салона АТС.

Заявляемые изготовителями эксплуатационные показатели электротранспорта, в частности запас хода и время зарядки батареи, как правило, ориентированы не на российские условия, а на среднеевропейскую климатическую зону, хорошие дороги и развитую инфраструктуру. И именно эти показатели определяют применимость электротранспорта.

Один из главных элементов автомобилей с КЭУ и электромобилей — высоковольтные аккумуляторные батареи. Наиболее применяемыми в электротранспорте являются литий-ионные батареи. Это объясняется их преимуществами: высокая энергетическая плотность, низкий саморазряд, нет необходимости в техническом обслуживании.

При эксплуатации электротранспорта в российских условиях выявлены значительные недостатки: зависимость от температуры окружающего воздуха, запаса хода и температуры блока батарей (ББ). Расход энергии зависит и от числа включенных потребителей (системы отопления, освещения, световой сигнализации и др.), одновременная работа которых на треть сокращает максимальный пробег. Установлено [3], что снижение температуры воздуха с +25 до −7 °С уменьшает запас хода на 9 % (расход энергии увеличивается на 10 %), а при включенных потребителях уменьшается на 44 % (расход энергии увеличивается на 80 %) (рис. 1, *а*, *б*). Состояние дорожного покрытия также во многом определяет расход энергии и запас хода АТС (рис. 2, *а*, *б*); исследуемые режимы работы АТС представлены в таблице.

Установлено, что при движении в тяжелых условиях, например по рыхлому снегу, запас хода АТС на 14 % меньше, чем при движении по сухому асфальту. Лед на дороге сокращает запас хода на 9 %, снег уменьшает пробег автомобиля до полного разряда ББ на 5 %.

В жаркое время года при езде по городу с низкой скоростью литий-ионные батареи перегреваются, что сокращает их ресурс с 6 до 4 лет.

Режим	Температура воздуха	Дорога	Потребители
I	2 °С	Сухой асфальт	—
II		Сухой асфальт	Климат контроль
III		Гололедица	
IV		Укатанный снег	
V		Рыхлый снег	

[1] Работа подготовлена по результатам научного исследования при финансовой поддержке Минобрнауки РФ, уникальный идентификатор проекта RFMEFI57614X0031.

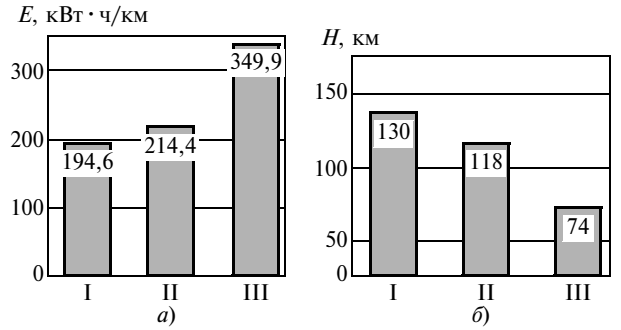


Рис. 1. Диаграммы зависимостей емкости *E* (*а*) и запаса хода *H* (*б*) ББ от условий эксплуатации:
I — $T = 25$ °С, снаряженное ТС; II — $T = 7$ °С, снаряженное ТС; III — $T = 7$ °С, ТС с полной массой, все потребители включены

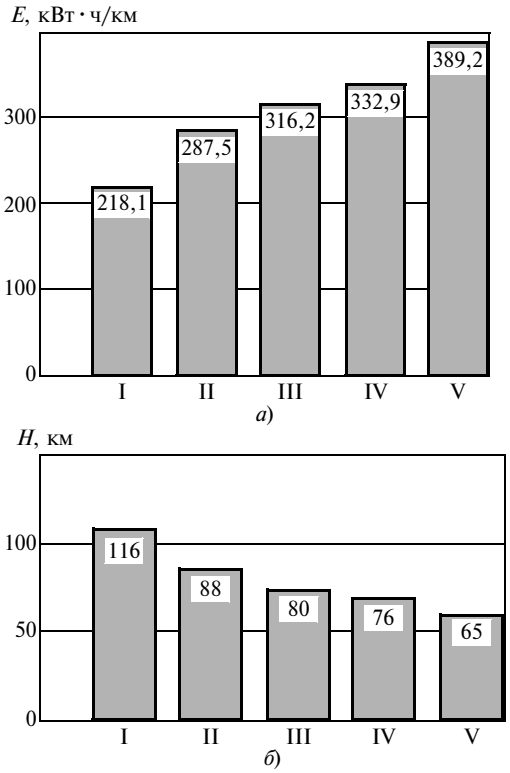


Рис. 2. Диаграммы зависимостей емкости *E* (*а*) и запаса хода *H* (*б*) ББ от условий эксплуатации (см. таблицу)

Кроме того, литий-ионные батареи не заряжаются при отрицательной температуре, а попытки зарядить ускоряют их выход из строя. Стоимость ББ составляет значительную часть стоимости автомобиля с КЭУ и особенно электромобиля. К тому же парковка данных транспортных средств предпочтительнее в помещениях. Поэтому обеспечение условий, благоприятных для эксплуатации аккумуляторных батарей, весьма актуальная задача.

Зависимости изменения емкости E батареи от температуры T воздуха [4] приведены на рис. 3. Установлено, что максимальная емкость батареи при зарядке обеспечивается при температурах воздуха $T = 20 \div 40$ °С; ресурс ББ остается высоким при температурах $10 < T < 60$ °С (рис. 4).

Рассмотрим способы решения вышеперечисленных проблем.

1. Охлаждение и подогрев ББ воздухом. Для охлаждения и нагревания ББ используют воздух, забор которого можно осуществлять из окружающей среды, салона АТС и из системы микроклимата. Системы охлаждения и подогрева могут быть пассивными и активными (рис. 5, *а*, *б*). Воздух подается принудительно с помощью вентилятора. Система обеспечивает подогрев, охлаждение и вентиляцию (ПОВ), отработавший воздух не возвращается в систему. В некоторых случаях используют рекуперацию теплоты, что повышает экономичность АТС. Схема принудительной воздушной сис-

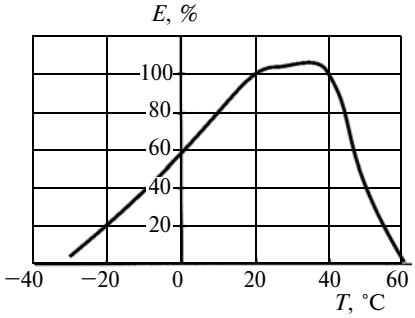


Рис. 3. Зависимость емкости *E* ББ от температуры *T* окружающего воздуха

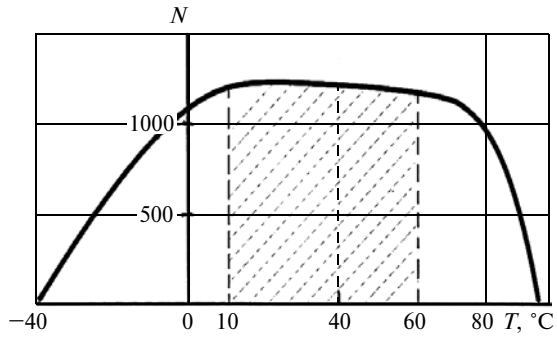


Рис. 4. Зависимость числа *N* циклов заряда от температуры *T* окружающего воздуха

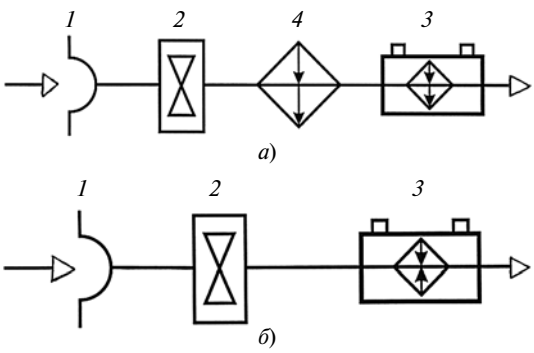


Рис. 5. Схемы активной (*а*) и пассивной (*б*) воздушных систем ПОВ ББ:
1 — вход воздуха; *2* — вентилятор; *3* — теплообменник ББ; *4* — радиатор (охладитель/нагреватель)

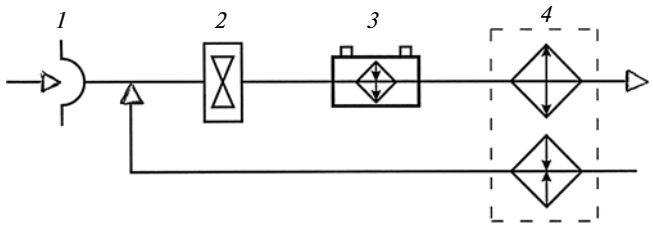


Рис. 6. Схема принудительной воздушной системы ПОВ с рекуперацией теплоты:
1 — вход воздуха; *2* — вентилятор; *3* — теплообменник ББ; *4* — теплообменник

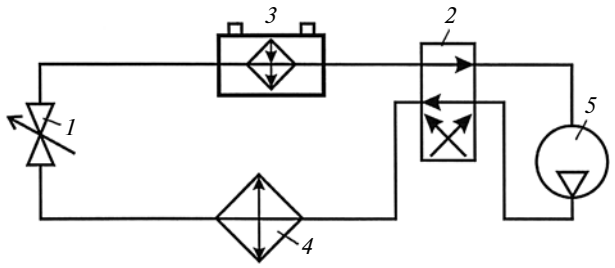


Рис. 7. Схема циркуляционной пассивной жидкостной системы ПОВ:
1 — регулируемый вентиль; *2* — четырехпозиционный клапан; *3* — теплообменник ББ; *4* — радиатор (нагреватель); *5* — компрессор

темы ПОВ с рекуперацией теплоты представлена на рис. 6.

2. Жидкостное охлаждение и подогрев ББ. Рабочие жидкости, применяемые в системе ПОВ, делятся на диэлектрические, которые могут контактировать с аккумуляторными ячейками, например минеральное масло, и на проводящие, передающие теплоту через стенки, например смесь этиленгликоля и воды.

На рис. 7 представлена схема циркуляционной пассивной жидкостной системы ПОВ, в которой рабочая жидкость с помощью насоса циркулирует в замкнутом контуре. Теплота от ББ передается рабочей жидкости, а от нее — стенкам радиатора. Эффективность охлаждения значительно зависит от разницы температур окружающего воздуха и ББ. Вентиляторы, находящиеся за радиатором, ускоряют охлаждение. Однако, если температура воздуха выше температуры ББ или их разница мала, то данная система ПОВ неэффективна.

В схеме, представленной на рис. 8, есть первичный и вторичный контуры: в первом циркуляция рабочей жидкости осуществляется с помощью насоса, во вторичном контуре рабочая жидкость поступает из системы микроклимата салона. Верхний радиатор работает как испаритель для охлаждения и соединяет оба контура. В режиме подогрева четырехпозиционный клапан переключается и верхний радиатор работает как конденсатор, а нижний радиатор — как испаритель.

3. Охлаждение ББ хладогентом аналогично жидкостному охлаждению, через ББ циркулирует хладогент (рис. 9).

Остановимся на преимуществах и недостатках рассмотренных выше способов охлаждения и подогрева аккумуляторных батарей.

Принудительная воздушная система охлаждения ББ отличатся простотой, надежностью, низкой стоимостью и простотой технического обслуживания. Однако она занимает больше места по сравнению с жидкостными и не всегда обеспечивает заданную температуру.

Пассивная система охлаждения ББ зависит от температуры окружающей среды, так как теплота от теплообменника рассеивается в окружающую среду, поэтому эффективна только при температурах воздуха до 25 °С.

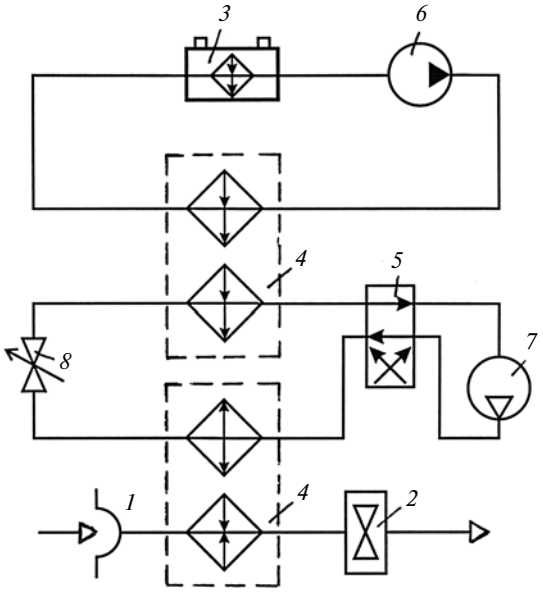


Рис. 8. Схема активной жидкостной системы ПОВ:
1 — вход воздуха; *2* — вентилятор; *3* — теплообменник ББ; *4* — теплообменник; *5* —четырехпозиционный клапан; *6* — насос; *7* — компрессор; *8* — регулируемый вентиль

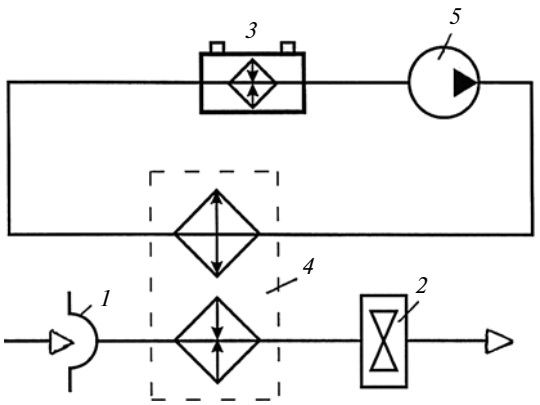


Рис. 9. Схема охлаждения с помощью хладогента:
1 — вход воздуха; *2* — вентилятор; *3* — теплообменник ББ; *4* — теплообменник; *5* — насос

Рис. 10. Батарея электромобиля Tesla Model S

Активная система охлаждения ББ эффективна, но ввиду большого числа вспомогательных элементов сложна, плохо регулируется и есть вероятность протечек.

Система охлаждения, в которой используется хладогент, эффективна, но имеет сложную структуру, требует техническое обслуживание, есть вероятность протечек.

Выпускаемые сегодня электромобили и автомобили с КЭУ оснащаются воздушными и жидкостными системами ПОВ для аккумуляторных батарей. В электромобиле Chevrolet Volt [5] ББ расположен в средней части ТС на уровне пола, имеет жидкостное охлаждение и подогрев, что обеспечивает оптимальную температуру батарей. В электромобиле Tesla Model S ББ находится в днище кузова [6] (рис. 10), ее охлаждение и подогрев обеспечиваются жидкостной системой. В автомобиле Toyota Prius с КЭУ ББ расположен в задней части ТС, имеет воздушную систему ПОВ.

Таким образом, для обеспечения надежной работы автомобилей с КЭУ и электромобилей необходимо обеспечить оптимальные тепловые режимы ББ.

Рассмотренные способы обеспечения требуемой температуры в технической системе можно использовать и для других устройств, например для электродвигателя, инвертора, преобразователя AC/DC, применяемых на АТС с КЭУ и электромобилях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гибридные** автомобили — столбовая дорога к экономичному и экологически чистому транспорту / А. Л. Карунин, С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов и др. // Журнал автомобильных инженеров. 2007. № 3. С. 38.

2. **Бахмутов С. В., Карпухин К. Е.** "Чистые" автомобили: направления реализации и достигаемые результаты // Журнал автомобильных инженеров. 2012. № 6 (77). С. 51—54.

3. **Морозов С. А., Семенихина И. К., Коробов Д. Г.** Быть или не быть? Особенности эксплуатации электромобиля в зимний период // Журнал ААИ. 2013. № 4 (81). С. 15, 16.

4. **Jiling Li, Zhen Zhu.** Battery Thermal Management Systems of Electric Vehicles, Master's Thesis in Automotive Engineering, Goteborg, Sweden. 2014. 67 p.

5. **http://www.motortrend.com**/features/auto_news/2011/1203_sorting_out_the_chevy_volt_fire_fiasco

6. **http://teslauto.ru**/w/?title=Tesla_Model_S

7. **http://www.autogazeta.by**/makes/toyota/news/11842

УДК 65.001.56

И. З. ВИЛЬДАНОВ, В. Г. ШИБАКОВ, д-р техн. наук, Р. В. ШИБАКОВ (Набережночелнинский институт КФУ), email: IZVildanov@kpfu.ru

Формирование конструкторско-технологической документации на ответственные детали, получаемые пластическим деформированием, с учетом их эксплуатационных свойств

Рассматривается интегрированное конструкторско-технологическое проектирование ответственных деталей с учетом условий эксплуатации на примере шарового пальца, получаемого пластическим деформированием.

Ключевые слова: деталь, пластическое деформирование, напряженное состояние, опасная зона, технологический процесс, конструкторско-технологическая документация.

The integrated design-technological development of critical parts taking into account service conditions on the example of ball pin, obtained by plastic deformation, is considered.

Keywords: part, plastic deformation, stressed state, critical area, manufacturing process, design-technological documentation.

Использование вычислительной техники на всех этапах создания и производства машиностроительного изделия позволяет ускорить его выпуск, минимизировать затраты и улучшить его качество.

Созданы программные комплексы, позволяющие моделировать полный цикл изготовления изделия, включая выполнение комплекта чертежной документации, проектирование технологических процессов и прогнозирование его показателей. При этом анализ виртуального производства дает возможность выявлять узкие места и ошибки в проектировании, вносить необходимые изменения в технологический процесс и конструкцию изделия для повышения его качества и эффективности производства [1].

В машиностроительных изделиях большая часть (50÷70 %) дефектов обусловлена ошибочными конструкторскими решениями, 20÷30 % — недостатками технологии изготовления, низким качеством используемых материалов и комплектующих, и только 5÷15 % возникают по вине производственного персонала [2].

В таком изделии, как автомобиль, отказ даже одной детали может привести к аварии. При разработке конструкции детали недостаточно формального получения входных и выходных параметров изделия и технологии его производства. Как правило, необходимо обеспечить комплекс требований, часто противоречащих друг другу, например, низкую материалоемкость и высокие надежность и долговечность изделия. Поэтому ведется поиск компромиссных решений.

На этапе конструкторской подготовки производства (КПП) идея изделия оформляется в виде конструкторской документации (чертежей). От правильности решений, принимаемых на этом этапе, зависит эффективность изделия на всех этапах его жизненного цикла, т. е. формируются затраты на проектирование технологии, изготовление изделия, его эксплуатацию, техническое обслуживание, ремонт, демонтаж и утилизацию. От разработки чертежа зависит сложность, а иногда и возможность изготовления изделия.

Технологическая документация включает в себя чертежи и технологические карты с учетом условий производства и эксплуатации изделия.

Достоинства обработки металлов давлением (ОМД) заключаются не только в малоотходности, данная обработка может изменять свойства детали, например повысить циклическую и статическую прочности, износостойкость и коррозионную стойкости и т. д. При назначении оптимальных режимов деформирования (степень и скорость деформации, температурный режим) эксплуатационные свойства изделия можно значительно улучшить путем формирования рациональных структурных состояний и текстур. Ошибочные же технологические параметры могут ухудшить свойства материала относительно состояния поставки в результате образования крупнозернистой структуры, микротрещин, выхода ликвационных зон на поверхности детали и т. п.

Используя возможности ОМД, можно улучшить качество изделия, если кроме общепринятой в чертежах информации предоставлять технологу сведения о возможных потерях работоспособности детали при эксплуатации и об опасных местах (сечении, поверхности).

Сегодня широко применяют программные технологии, позволяющие осуществлять имитационное моделирование действующих при эксплуатации на деталь нагрузок и определять опасные зоны, допустимые нагрузки и вид разрушения.

Рассмотрим с этих позиций автоматизированный расчет и проектирование шаровых пальцев, которые широко применяются в автомобилях, летательных аппаратах и технологическом оборудовании в качестве элементов различных шарнирных звеньев: шарниры рулевого управления, подвески автомобилей, сферические подшипники и т. д. Они относятся к ответственным деталям, их надежность и долговечность во многом определяют безаварийность и безотказность изделия. Шаровые пальцы выходят из строя в результате изнашивания контактных поверхностей и усталостного разрушения при высоких ударных циклических нагрузках. Последнее представляет наибольшую опасность и возникает в зоне перехода от шаровой головки к пальцу.

Повышение усталостной прочности детали заключается в следующем [3]:

определение опасной зоны при многоцикловом нагружении;

установление зависимостей изменения напряженного состояния в опасной зоне;

варьирование значений показателей свойств материла детали и параметров ее конструкции с целью повышения сопротивления усталостному разрушению.

С помощью программы ANSYS, основанной на методе конечных элементов [4], было выполнено математическое моделирование напряженного состояния шарового пальца в результате воздействия всех эксплуатационных нагрузок. Для расчетов создана конечно-элементная модель детали (рис. 1). Установлено, что опасное сечение находится в зоне перехода сферической части детали в конусную, где напряжения составляют 261 МПа. Схема распределения напряжений по шаровому пальцу представлена на рис. 2 (см. обложку). Максимальное эквивалентное напряжение в детали составляет 176 МПа.

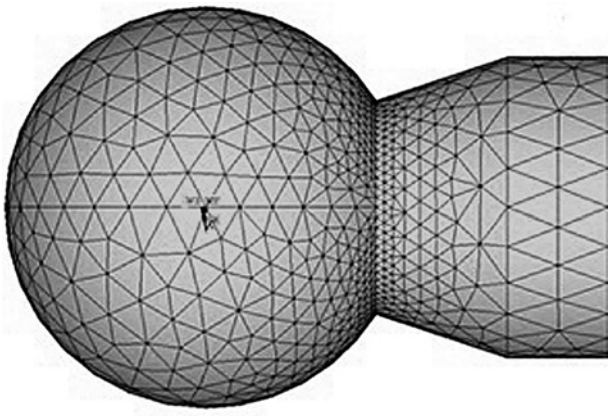


Рис. 1. Конечно-элементная модель шарового пальца

Таким образом, еще на этапе конструкторской подготовки выявлены опасные зоны в шаровом пальце и определены напряженные состояния, в результате которых возникают усталостные повреждения при эксплуатации. Поэтому на этапе технологической подготовки производства (ТИП) создаваемая модель детали может содержать не только стандартную информацию (допуски, чистота поверхностей, твердость и т. п.), но и сведения об опасных зонах (изнашиваемые поверхности, места усталостного разрушения и т. п.) при эксплуатации. С учетом данной информации технолог будет назначать виды и режимы обработок детали, обеспечивающие не только требуемые геометрические параметры, но и формирование структур, улучшающих свойства материала, а следовательно, увеличивающих ресурс детали [5].

В работе [6] установлены зависимости между усталостной прочностью, микроструктурой металла, формирующейся при обработке давлением, и параметрами процесса штамповки. Показано, что наибольшее сопротивление усталостному разрушению обеспечивают мелкодисперсные мартенситно-аустенитные структуры, образующиеся в металле в процессе высокотемпературной термомеханической обработки (ВТМО).

Протекание ВТМО определяется такими показателями деформирования и охлаждения, как температурный интервал штамповки, степень и скорость деформации, время последеформационной выдержки, скорость охлаждения металла до нормальной температуры. Их оптимальные значения обеспечивают получение требуемых структур в металле в зонах возможных разрушений.

В работе [6] предложен метод определения оптимальных режимов ВТМО, которые в 2—2,5 раза повышают прочностные показатели сталей относительно состояния поставки (горячекатаный прокат) при сохранении исходной пластичности.

Шаровые пальцы изготовляют из стали 40Х. В работе [6] установлены значения параметров горячей штамповки, обеспечивающие формирование в аустените развитой полигонизованной структуры: температура штамповки $\Delta T_{\text{г.ш}} = 1000 \div 800$ °С; $\Delta\xi = 0{,}2 \div 2{,}0\ \text{с}^{-1}$; степень деформации $\Delta\varepsilon = 30 \div 50$ %; скорость деформации $\Delta\xi$. Последеформационная выдержка, приводящая к охлаждению динамически полигонизованной структуры горячедеформированного аустинита до температуры 700÷720 °С, закалка в воде со скоростью выше критической ($v_{\text{кр}} = 80$ °С/с) и низкий отпуск приводят к формированию однородной микроструктуры мелкодисперсного мартенсита, которая обеспечивает прочность, ударную вязкость, износостойкость в 1,5—3 раза выше аналогичных показателей после

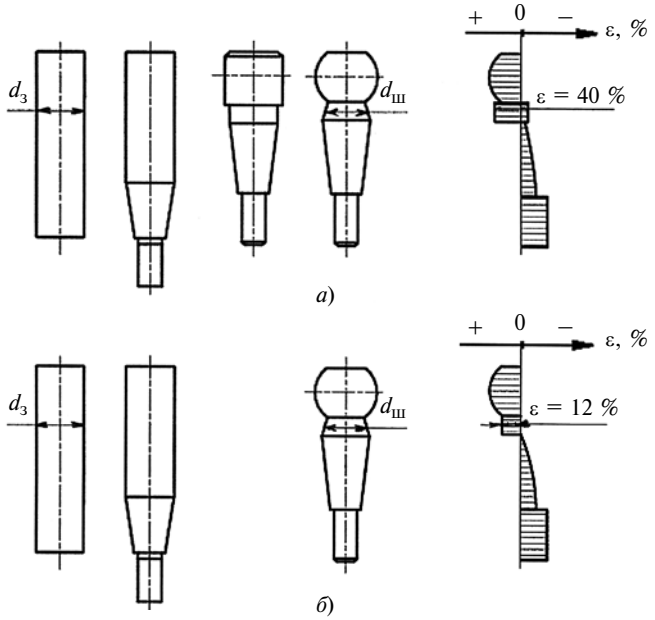


Рис. 3. Системы переходов штамповки шарового пальца:
а — типовая двухпереходная $d_з = d_ш$; *б* — трехпереходная $d_з > d_ш$

обработки стали 40Х традиционной объемной штамповкой.

Информацию по режимам упрочняющей технологии можно получить только моделированием тепловых и деформационных процессов при изготовлении детали. Для моделирования процессов горячего деформирования разработаны программные комплексы: QForm — ориентированный на решение прямых задач формоизменения методом конечных элементов (МКЭ); метод граничных элементов (МГЭ) для решения прямых и обратных задач, а также для многошаговых оптимизационных задач обратного формоизменения.

В качестве целевых функций использовали параметры деформирования и показатель распределения деформации в штампуемых поковках. При многошаговом представлении обратной оптимизационной задачи деформирования МГЭ рассматривается последовательность состояний от готовой поковки до исходной заготовки. Реализацией данного алгоритма можно получить форму и последовательность переходов штамповки, обусловливающие распределение накопленной деформации в сечении готовой поковки, которое в совокупности с другими термомеханическими параметрами штамповки, охлаждения поковки и последующего низкого отпуска обеспечивает в зоне вероятного разрушения формирование рационального микроструктурного состояния металла.

На рис. 3, *а*, *б* представлены типовая двухпереходная ($d_з = d_ш$) и трехпереходная ($d_з > d_ш$), полученная при решении обратной задачи моделирования МГЭ, системы штамповки шарового пальца и

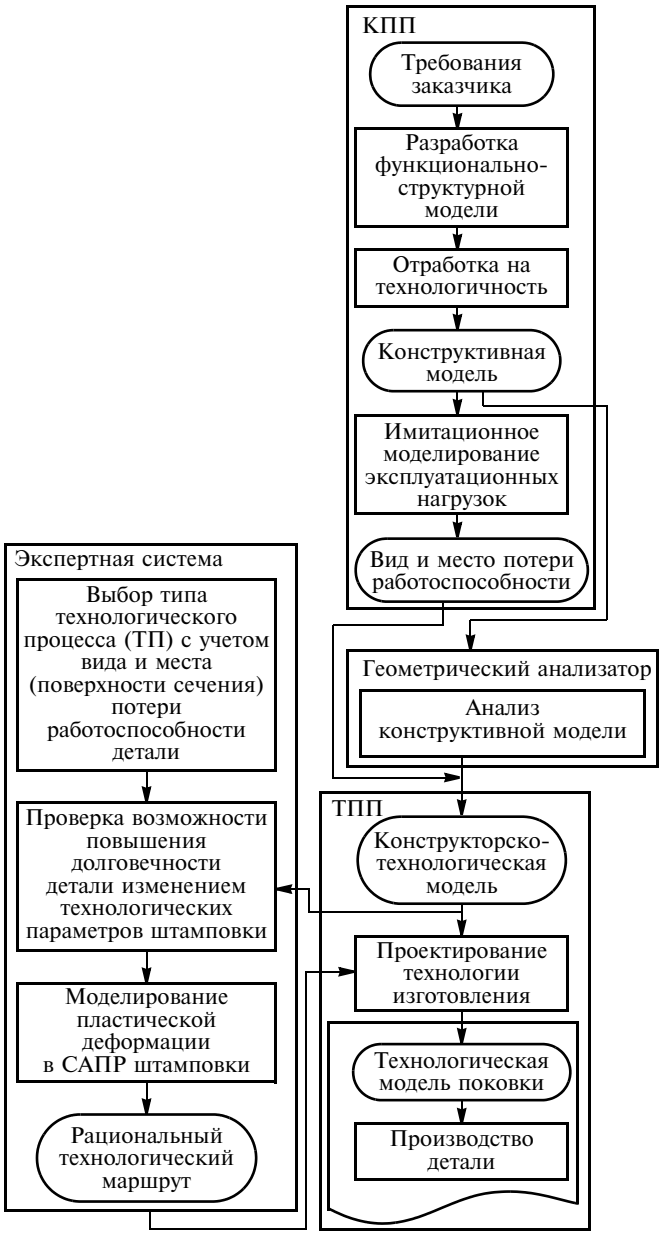


Рис. 4. Последовательность интегрированного конструкторско-технологического проектирования ответственной детали, получаемой объемной штамповкой

эпюры распределения суммарной относительной деформации ε по длине изделия, где $d_з$ и $d_ш$ — диаметры заготовки и шарового пальца в зоне шейки.

Двухпереходная технология штамповки (см. рис. 3, *а*) [7] состоит из формообразования конуса и хвостовика прямым выдавливанием из заготовки уменьшенного диаметра с последующей высадкой шейки и шаровой головки. В результате в шейке (в зоне вероятного разрушения пальца при эксплуатации) относительные деформации составляют ε = 10÷12 %, что соответствует критическим деформациям [6], вызывающим при температурах штамповки аномальный рост зерна стали и, как следствие, уменьшение на 60÷80 % усталостной прочности и ударной вязкости относительно исходного состояния материала.

Задав в зоне шейки требуемую деформацию, исходя из структурного состояния металла с повышенными эксплуатационными свойствами, и решая обратную оптимизационную задачу формообразования, получим рациональную систему переходов штамповки и размеры исходной заготовки (см. рис. 3, *б*).

В этом случае диаметр заготовки будет больше диаметра детали в зоне шейки. На первом переходе осуществляется редуцирование заготовки, на втором — выдавливание хвостовика и конусной части, на третьем — высадка металла в зоне шейки и сферической заготовки. Накопленная при этом деформация в зоне шейки составит 35÷40 %, что обеспечит при горячей штамповке требуемые температурно-скоростные параметры деформирования. При охлаждении поковки со скоростью выше критической и после низкого отпуска получим в зоне шейки микроструктуру мелкодисперсного мартенсита.

Стендовые испытания шаровых пальцев, изготовленные по предлагаемой технологии, показали, что их усталостная прочность в 1,7 раза превышает прочность пальцев, изготовленных по типовой технологии, которая не учитывает опасные зоны.

Последовательность конструкторско-технологического проектирования детали представлена на рис. 4.

Предлагаемый метод конструкторско-технологического проектирования позволяет рационально использовать технологические возможности при изготовлении деталей, обеспечивая высокие эксплуатационные показатели изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Скурихин В. И., Дубровский В. В., Шифрин В. Б.** АСУ ТП. Автоматизация проектирования комплекса устройств автоматики. Киев: Наукова думка, 1981. 283 с.

2. **Петрович Н. Т., Цуриков В. М.** Путь к изобретению. Сер. Эврика. М.: Молодая гвардия, 1986. 222 с.

3. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

4. **Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М. А.** ANSYS в руках инженера: Практич. руководство. М.: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.

5. **Шибаков В. Г., Мулюков Р. И., Вильданов И. З.** Разработка конструкторско-технологической модели детали для САПР ТП обработки металлов давлением // Кузнечно-штамповочное производство. 2013. № 8. С. 33—36.

6. **Астащенко В. И., Шибаков В. Г.** Технологические методы управления структурообразованием при производстве деталей машин. М.: Academia, 2006. 328 с.

7. **Букин-Батырев И. К.** Применение ЭВМ для разработки технологических процессов объемной штамповки стержневых деталей // Кузнечно-штамповочное производство. 1977. № 10. С. 12—15.

УДК 621.95.02

Ю. Е. ПЕТУХОВ, д-р техн. наук, А. А. ВОДОВОЗОВ (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: alexaltrex@mail.ru

Заточка спиральных сверл с криволинейными режущими кромками по задней поверхности

Рассматривается способ заточки криволинейных режущих кромок по задней поверхности спиральных сверл. Получена математическая модель задних поверхностей с учетом параметров сверла и распределения задних углов вдоль режущей кромки. Определено положение шлифовального круга при заточке.

Ключевые слова: спиральное сверло, заточка, задняя поверхность, криволинейная режущая кромка.

The method of sharpening of curvilinear cutting edges at clearance surface of spiral drills is considered. The mathematical model of clearance surfaces taking into account parameters of a drill and distribution of back angles along the cutting edge is obtained. The position of grinding wheel at sharpening is determined.

Keywords: spiral drill, sharpening, clearance surface, curvilinear cutting edge.

Задний угол — один из параметров, влияющих на износ инструмента [1]. Он обеспечивает свободу перемещения задней поверхности инструмента относительно обрабатываемой поверхности, что уменьшает трение между ними. Зависимость износа инструмента от заднего угла имеет экстремальный характер. При увеличении заднего угла уменьшаются ширина площадки контакта и сила трения по задней поверхности, т. е. уменьшается износ. При дальнейшем увеличении заднего угла уменьшается угол заострения, снижается прочность режущего клина и ухудшается отвод теплоты из зоны резания в тело инструмента, вследствие чего износ инструмента при больших задних углах начинает возрастать. Оптимальный задний угол, при котором износ инструмента минимален, в значительной степени зависит от толщины срезаемого кромкой слоя.

Стойкость сверла определяется не только работой периферийной зоны режущей кромки, но и характером процесса резания по всей ее длине [2]. Рассмотрим износ главной режущей кромки в разных точках по ее длине. Так как толщина срезаемого слоя изменяется по длине кромки и зависит от ее геометрии, то оптимальный задний угол в разных точках кромки будет разным, т. е. обеспечение оптимальных задних углов во всех точках главной режущей кромки — один из возможных путей повышения стойкости сверла.

Известные способы винтовой и конической заточки спиральных сверл основаны на том, что образующая t_w обрабатывающей поверхности шлифовального круга совпадает по форме с главной режущей кромкой сверла и представляет собой прямую линию. Для заточки спиральных сверл с криволинейными режущими кромками цилиндрические шлифовальные круги не подходят. Кроме того, при этих способах заточки закон изменения заднего угла по главной режущей кромке определяется не максимальной стойкостью инструмента, а формой задней поверхности, которая зависит от схемы заточки.

На рис. 1 показана схема заточки спирального сверла с криволинейными режущими кромками по задней поверхности цилиндрическим шлифовальным кругом [3]. Относительно шлифовального круга спиральное сверло совершает сложное движение, которое в каждый момент времени складывается из перемещения S по касательной $\tau_{р.к}$ к режущей кромке сверла, проходящей через точку $Б$ контакта сверла и шлифовального круга, и вращения ω вокруг этой касательной. При этом угол между образующей t_w шлифовального круга и касательной $\tau_р$ к поверхности резания равен нормальному заднему углу α_n, изменение которого по главной режущей кромке определяется только закономерностью вращения ω сверла, что позволяет обеспечить оптимальный задний угол при минимальном износе.

Рассмотрим математическую модель задней поверхности спирального сверла, заточенного по схеме на рис. 1. Задний угол α_n в точке i режущей кромки CD (рис. 2) в плоскости η, нормальной к кривой CD, равен углу между единичным вектором $\bar{\tau}_a$ касательной к линии пересечения задней поверхности сверла с плоскостью η и единичным вектором $\bar{\tau}_р$ касательной к линии пересечения по-

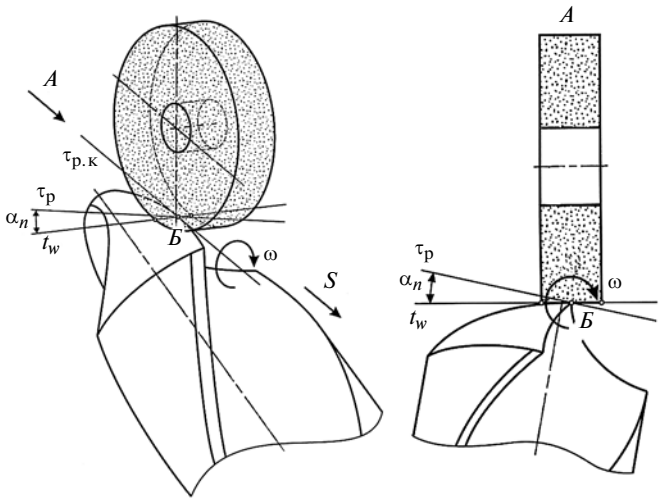


Рис. 1. Схема заточки спирального сверла с криволинейными режущими кромками по задней поверхности

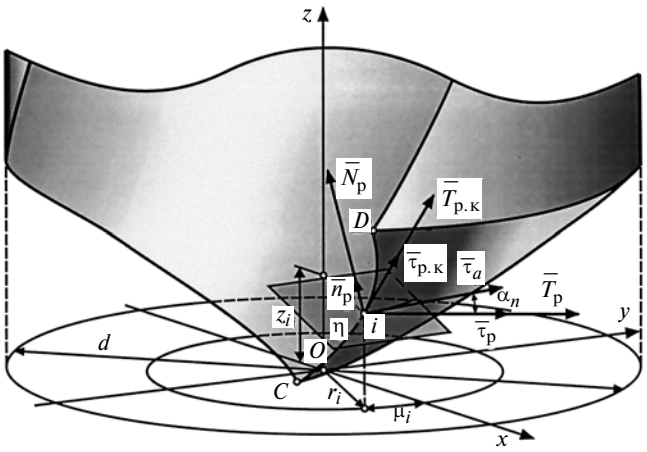


Рис. 2. Геометрия задней поверхности спирального сверла

верхности резания кромки *CD* с плоскостью η. Вектор касательной $\bar{\tau}_a$ определяет нормальный задний угол α_n в точке *i* режущей кромки CD.

Положение текущей точки *i* криволинейной режущей кромки *CD* определяется декартовыми координатами x_i, y_i, z_i или аппликатой z_i, полярным радиусом r_i и полярным углом μ_i проекции точки *i* на плоскость *xy*. Координаты x_i, y_i, z_i и μ_i определим как функции $x(r)$, $y(r)$, $z(r)$, $\mu(r)$ от аргумента полярного радиуса *r* точки *i*, получим:

$$\begin{cases} x(r) = r\cos\mu(r); \\ y(r) = r\sin\mu(r). \end{cases} \tag{1}$$

Если пренебречь подачей, которая во много раз меньше скорости главного движения при сверлении, то поверхность резания будет поверхностью вращения кривой *CD* вокруг оси сверла, которая описывается системой двухпараметрических уравнений:

$$\begin{cases} x_\text{p}(r, \vartheta) = r\cos(\mu(r) + \vartheta); \\ y_\text{p}(r, \vartheta) = r\sin(\mu(r) + \vartheta); \\ z_\text{p}(r, \vartheta) = z(r). \end{cases} \tag{2}$$

Вектор $\bar{N}_\text{p}$, нормальный к поверхности резания кромки *CD* в точке *i*, определяется выражениями:

$$N_{\text{p}x}(r) = \det\begin{pmatrix} y_\text{p}(r, \vartheta)'_r & y_\text{p}(r, \vartheta)'_\vartheta \\ z_\text{p}(r, \vartheta)'_r & z_\text{p}(r, \vartheta)'_\vartheta \end{pmatrix}\Bigg|_{\vartheta = 0};$$

$$N_{\text{p}y}(r) = \det\begin{pmatrix} x_\text{p}(r, \vartheta)'_r & x_\text{p}(r, \vartheta)'_\vartheta \\ z_\text{p}(r, \vartheta)'_r & z_\text{p}(r, \vartheta)'_\vartheta \end{pmatrix}\Bigg|_{\vartheta = 0}; \tag{3}$$

$$N_{\text{p}z}(r) = \det\begin{pmatrix} x_\text{p}(r, \vartheta)'_r & x_\text{p}(r, \vartheta)'_\vartheta \\ y_\text{p}(r, \vartheta)'_r & y_\text{p}(r, \vartheta)'_\vartheta \end{pmatrix}\Bigg|_{\vartheta = 0}.$$

Из уравнений (2) и (3) получим:

$$\bar{N}_\text{p} = \begin{pmatrix} N_{\text{p}x}(r) \\ N_{\text{p}y}(r) \\ N_{\text{p}z}(r) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -rz'(r)\cos\mu(r) \\ -rz'(r)\sin\mu(r) \\ r \end{pmatrix}. \tag{4}$$

Из уравнений (4) определим вектор $\bar{n}_\text{p}$ нормали к поверхности резания кромки *CD*:

$$\bar{n}_\text{p} = \frac{1}{|\bar{N}_\text{p}|}\bar{N}_\text{p} = \begin{pmatrix} -z'(r)\cos\mu(r)/\sqrt{1+z'(r)^2} \\ -z'(r)\sin\mu(r)/\sqrt{1+z'(r)^2} \\ 1/\sqrt{1+z'(r)^2} \end{pmatrix}. \tag{5}$$

Радиус-вектор точки *i* кромки *CD* определим из условия

$$\bar{R}_i = \begin{pmatrix} x(r) \\ y(r) \\ z(r) \end{pmatrix}. \tag{6}$$

Вектор $\bar{T}_\text{р.к}$ касательной к кривой *CD* определим из уравнений (1) и (6):

$$\bar{T}_\text{р.к} = \begin{pmatrix} x'(r) \\ y'(r) \\ z'(r) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\mu(r) - r\mu'(r)\sin\mu(r) \\ \sin\mu(r) + r\mu'(r)\cos\mu(r) \\ z'(r) \end{pmatrix}. \tag{7}$$

Единичный вектор $\bar{\tau}_\text{р.к}$ касательной к кривой *CD* имеет вид:

$$\bar{\tau}_\text{р.к} = \frac{1}{|\bar{T}_\text{р.к}|}\bar{T}_\text{р.к} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{1 + r^2\mu'(r)^2 + z'(r)^2}}\begin{pmatrix} \cos\mu(r) - r\mu'(r)\sin\mu(r) \\ \sin\mu(r) + r\mu'(r)\cos\mu(r) \\ z'(r) \end{pmatrix}. \tag{8}$$

Единичный вектор $\bar{\tau}_\text{p}$ касательной к линии пересечения поверхности резания кромки *CD* с плоскостью η в точке *i* определяется по формуле

$$\bar{\tau}_\text{p} = [\bar{n}_\text{p} \times \bar{\tau}_\text{р.к}]. \tag{9}$$

Из уравнения (9) с учетом выражений (5) и (8) окончательно получим:

$$\bar{\tau}_\text{p} = \begin{pmatrix} \dfrac{-\sin\mu(r)(1+z'(r)^2) - r\mu'(r)\cos\mu(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \\ \dfrac{\cos\mu(r)(1+z'(r)^2) - r\mu'(r)\sin\mu(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \\ \dfrac{-r\mu'(r)z'(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \end{pmatrix}. \tag{10}$$

Вектор $\bar{\tau}_a$ в точке *i* режущей кромки *CD* имеет вид:

$$\bar{\tau}_a = \cos\alpha_n\bar{\tau}_\text{p} + \sin\alpha_n\bar{n}_\text{p}. \tag{11}$$

Из уравнения (11) с учетом выражений (5) и (10) окончательно получим:

$$\bar{\tau}_a = \cos\alpha_n \begin{pmatrix} \dfrac{-\sin\mu(r)(1+z'(r)^2) - r\mu'(r)\cos\mu(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \\ \dfrac{\cos\mu(r)(1+z'(r)^2) - r\mu'(r)\sin\mu(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \\ \dfrac{-r\mu'(r)z'(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \end{pmatrix} +$$

$$+ \sin\alpha_n \begin{pmatrix} \dfrac{-z'(r)\cos\mu(r)}{\sqrt{1+z'(r)^2}} \\ \dfrac{-z'(r)\sin\mu(r)}{\sqrt{1+z'(r)^2}} \\ \dfrac{1}{\sqrt{1+z'(r)^2}} \end{pmatrix}. \qquad (12)$$

Задняя поверхность сверла (см. рис. 1) представляет собой сложную винтовую поверхность, полученную вращением и перемещением образующей t_w шлифовального круга относительно режущей кромки CD. Ось этой поверхности задается в векторном виде кривой с радиус-вектором [см. формулу (6)], совпадающей с режущей кромкой CD сверла. Направляющим вектором образующей t_w в каждой точке i режущей кромки является вектор $\bar{\tau}_a$, определяемый по формуле (12).

Положение шлифовального круга при заточке спирального сверла по задней поверхности определяется положением точки O_w — пересечения оси шлифовального круга с плоскостью, перпендикулярной к оси сверла и проходящей через точку i контакта шлифовального круга и сверла (рис. 3). Ориентация шлифовального круга определяется направляющим вектором $\bar{l}_w$ его оси.

Для радиус-вектора R_{O_w} точки O_w справедливо выражение

$$\bar{R}_{O_w} = \bar{R}_i + \overline{iO_w}. \qquad (13)$$

Вектор $\bar{n}_a$ нормали к задней поверхности сверла в точке i и вектор $\overline{iO_w}$ являются коллинеарными, так как цилиндрическая поверхность шлифовального круга и задняя поверхность сверла касаются в точке i. Тогда справедливо равенство

$$\overline{iO_w} = -\frac{D_w}{2}\bar{n}_a, \qquad (14)$$

где D_w — диаметр шлифовального круга.

Вектор нормали (рис. 4) определяется выражением

$$\bar{n}_a = -\sin\alpha_n \bar{\tau}_\text{р} + \cos\alpha_n \bar{n}_\text{р}. \qquad (15)$$

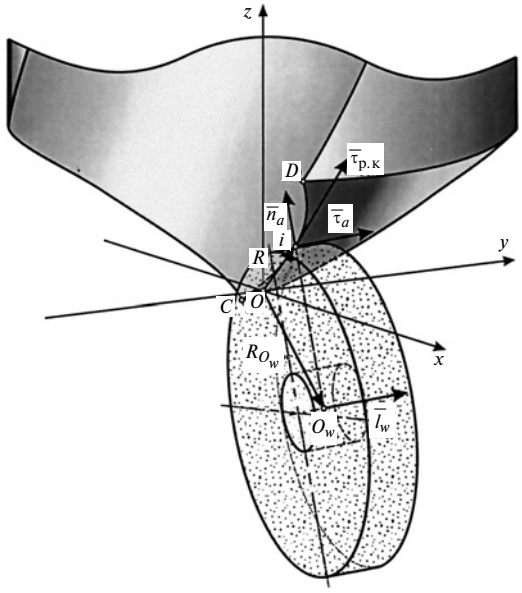


Рис. 3. Расчетная схема определения положения и ориентации шлифовального круга при заточке

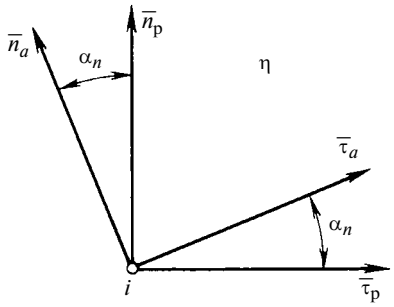


Рис. 4. Направления векторов $\bar{n}_a$ и $\bar{n}_\text{р}$ нормали, векторов $\bar{\tau}_a$ и $\bar{\tau}_\text{р}$ касательной в точке i на плоскости η

Из равенства (15) с учетом выражений (5) и (10) получим:

$$\bar{n}_a = -\sin\alpha_n \begin{pmatrix} \dfrac{-\sin\mu(r)(1+z'(r)^2) - r\mu'(r)\cos\mu(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \\ \dfrac{\cos\mu(r)(1+z'(r)^2) - r\mu'(r)\sin\mu(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \\ \dfrac{-r\mu'(r)z'(r)}{\sqrt{(1+z'(r)^2)(1+z'(r)^2+r^2\mu'(r)^2)}} \end{pmatrix} +$$

$$+ \cos\alpha_n \begin{pmatrix} \dfrac{-z'(r)\cos\mu(r)}{\sqrt{1+z'(r)^2}} \\ \dfrac{-z'(r)\sin\mu(r)}{\sqrt{1+z'(r)^2}} \\ \dfrac{1}{\sqrt{1+z'(r)^2}} \end{pmatrix}. \qquad (16)$$

УДК 621.9

С. Н. САЯПИН, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: S. Sayapin@rambler.ru

Трехкоординатное фрезерование больших поверхностей второго порядка

Предложена новая технология прецизионной обработки больших поверхностей второго порядка на трехкоординатном горизонтально-фрезерном станке вместо крупногабаритных токарно-карусельных или пятикоординатных фрезерных станков.

Ключевые слова: обработка, поверхности второго порядка, трехкоординатное фрезерование.

The new technology of precision processing of large-size quadric surfaces on a three-dimensional horizontal milling machine instead of large-size turning-and-boring or five-axis machines is suggested.

Keywords: processing, large-size quadric surfaces, three-dimensional milling.

В настоящее время механическая обработка высокоточных поверхностей второго порядка (ПВП) деталей диаметром более 5 м осуществляется на токарно-карусельных станках и фрезерных станках с ЧПУ [1—6].

При обработке ПВП на токарно-карусельном станке заготовке сообщается вращение, а резцу перемещение в вертикальной плоскости по двум координатам [1—5]. Недостатки такого способа: необходимость использования уникального оборудования; ограниченные размеры ПВП двойной кривизны — максимальный диаметр заготовки не более 22 м; большой холостой ход при обработке несимметричной вырезки, если ее размеры достигают нескольких метров и расположена она на периферийной части ПВП. На рис. 1, *а*, *б* показаны уникальные отечественные токарно-карусельные станки-гиганты соответственно КУ 299 (карусельный универсальный) и КУ 466, изготовленные в единственном экземпляре на Коломенском заводе тяжелого машиностроения (ЗАО "Коломенский завод тяжелых станков"). Максимальный диаметр заготовки для станка КУ 299 составлял 20 м (при отодвинутом портале), для станка КУ 466 — 22 м (при использо-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 59)

С использованием равенств (6), (14) и (16) по формуле (13) определим радиус-вектор $\overline{R}_{O_w}$. Направляющий вектор $\overline{l}_w$ оси шлифовального круга, заточенного по схеме на рис. 1, равен вектору $\overline{\tau}_a$, который определяется равенством (12).

Таким образом, получены зависимости, определяющие положение и ориентацию шлифовального круга при заточке сверла по задней поверхности, которые можно использовать при заточке сверл с криволинейными режущими кромками стандартными кругами ПП, ЧК, ЧЦ, 3П и др. и при заточке задней поверхности сверла при любом заданном законе изменения заднего угла. Заточка спирального сверла с получением оптимального заднего угла в каждой точке режущей кромки обеспечивает повышение его стойкости по сравнению со сверлами, заточенным коническим или винтовым способом.

Способ реализован в МГТУ "СТАНКИН" при заточке спирального сверла с режущей кромкой, полученной искривлением передней поверхности стандартного сверла [4] на шлифовально-заточном станке U320 LaProra при шлифовании кругом стандартной формы ПП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бобров В. Ф.** Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение. 1975. 344 с.

2. **Родин П. Р.** Геометрия режущей части спирального сверла. Киев: Техника, 1971. 136 с.

3. **Пат. 2466845 Рос. Федерации:** МПК B 24 B 3/24. Способ заточки задних поверхностей сверл.

4. **Петухов Ю. Е., Водовозов А. А.** Математическая модель криволинейной режущей кромки спирального сверла повышенной стойкости // Вестник МГТУ "Станкин". 2012. № 3 (21). С. 28—32.

5. **Петухов Ю. Е.** Формообразование численными методами. М.: Янус-К, 2004. 200 с.

6. **Петухов Ю. Е., Домнин П. В.** Формообразование фасонных винтовых поверхностей инструментов на основе применения стандартных концевых и торцевых фрез. М.: ФГБОУ ВПО МГТУ "СТАНКИН", 2012. 130 с.

7. **Петухов Ю. Е., Водовозов А. А.** Анализ влияния скорости резания точек режущей кромки на стойкость спирального сверла и пути ее увеличения // Известия МГТУ МАМИ. 2013. № 1 (15). С. 31—35.

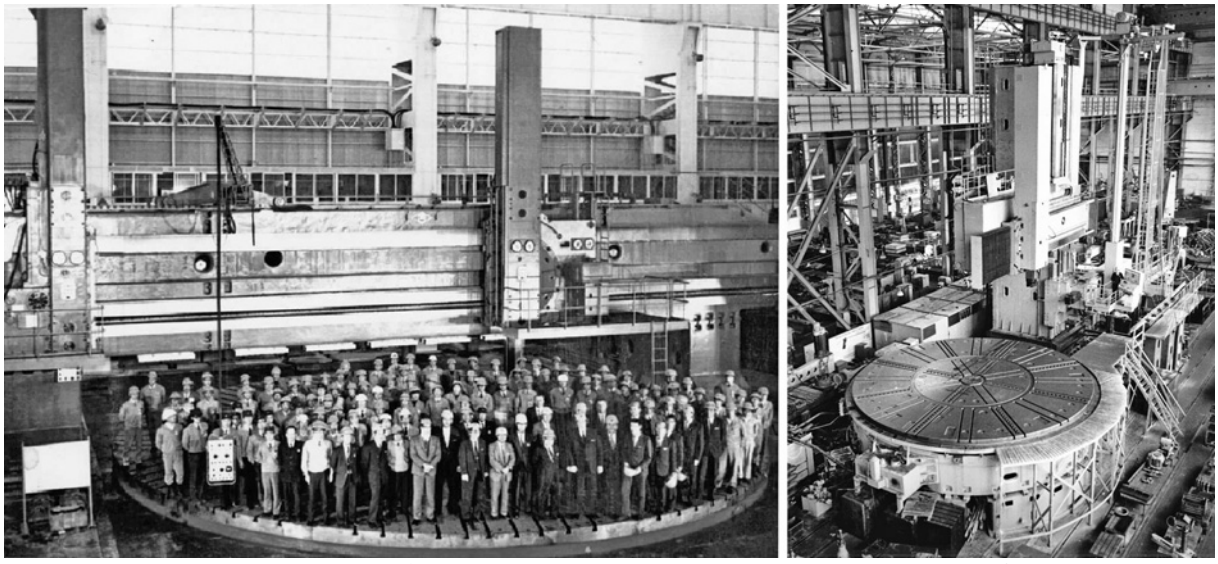
8. **Петухов Ю. Е., Колесов Н. В.** Численные модели режущего инструмента для обработки сложных поверхностей // Вестник машиностроения. 2003. № 5. С. 61.

9. **Петухов Ю. Е.** Профилирование режущих инструментов в среде t-flex CAD 3D // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 67—70.

10. **Петухов Ю. Е., Домнин П. В.** Способ формообразования фасонной винтовой поверхности стандартным инструментом прямого профиля // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 3. С. 102—106.

11. **Колесов Н. В., Петухов Ю. Е.** Система контроля сложных кромок режущих инструментов // ИТО: Инструмент—технология—оборудование. 2003. № 2. С. 42.

12. **Петухов Ю. Е., Домнин П. В.** Компьютерная модель формообразования сложной поверхности // Материалы междунар. науч.-техн. конф. "Автоматизация: проблемы, идеи, решения". 2010. С. 197—200.



а) *б*)

Рис. 1. Токарно-карусельные станки КУ 299 (*а*) и КУ 466 (*б*)

вании приспособления, увеличивающего опорную поверхность планшайбы). Станок КУ 299 в 1970 г. был поставлен в Японию для фирмы Hitachi, а станок КУ 466, созданный совместно с фирмой Schiess, — на "Атоммаш", г. Волгодонск [6]. В настоящее время самым большим токарно-карусельным станком, изготовляемым ЗАО "Коломенский завод тяжелых станков", является многоцелевой одностоечный станок КУ 1К580Ф4 с ЧПУ и планшайбой стола диаметром 8 м для обработки заготовок диаметром до 18 м [5].

При обработке ПВП на пятикоординатном фрезерном станке с ЧПУ фреза согласно программе осуществляет три линейных перемещения и два вращательных движения [1—3, 6, 7]. Однако ввиду уникальности подобных станков и высокой стоимости обработки, особенно высокоточной, их применение весьма дорого. На ОАО "Савеловский машиностроительный завод" изготовлен высокоскоростной пятикоординатный обрабатывающий центр МЦ-2 для прецизионной обработки крупногабаритных ПВП (рис. 2). Максимальные перемещения по координатным осям X, Y и Z составляют соответственно 6000, 3000 и 1000 мм [6]. Более доступны трехкоординатные фрезерные станки с ЧПУ, оснащенные специальным устройством для сообщения заготовке вращения и линейного перемещения [3].

На рис. 3 приведена схема обработки матрицы с несимметричной высечкой 1—1'—1"—1'" из параболоида вращения на трехкоординатном фрезерном станке, при которой фрезе сообщается одно вращательное движение и две линейные подачи в плоскости X_0Z_0. Недостающие подачи: второе вращательное движение — поворот вокруг оси Z_1, параллельной оси симметрии параболоида, и третью линейную подачу — перемещение по оси Z_1, перпендикулярной плоскости X_0Y_0, обеспечивает заготовке специальный поворотный стол: ось Z_1 проходит через центр A заготовки, которая устанавливается под углом $\alpha_{ср}$ к плоскости X_0Y_0. Торцевая цилиндрическая фреза, перемещаясь по образую-

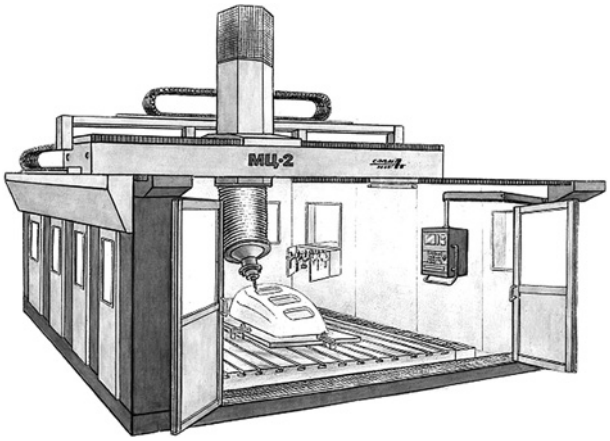


Рис. 2. Пятикоординатный обрабатывающий центр МЦ-2

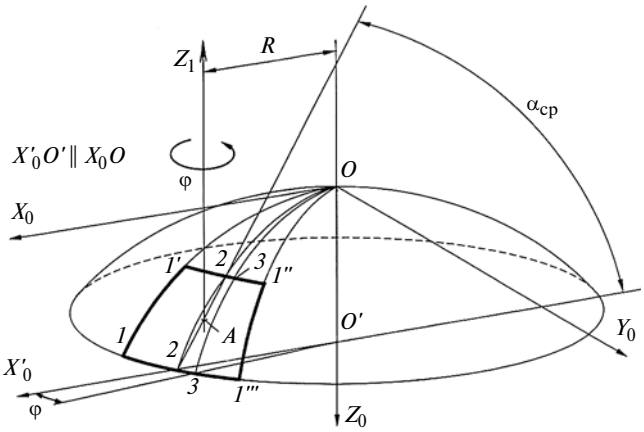


Рис. 3. Схема расположения обрабатываемого участка на ПВП в виде параболоида вращения

щим в меридиональных плоскостях заготовки, обрабатывает ПВП за несколько проходов; перед каждым проходом заготовку периодически поворачивают на угол φ. После каждого поворота заготовки ось Z_1 перемещается относительно плоскости X_0Y_0, соответственно изменяются координаты: $X_0 = R\sin\varphi$; $Y_0 = R(1 - \cos\varphi)$, где R — расстояние от оси Z_0 симметрии параболоида до оси Z_1 поворота заготовки. Согласно техническим условиям необходимо осуществлять независимый контроль геометрии матрицы или отражательного щита, например, с помощью оптической лазерной головки, погрешности которой не зависят от погрешностей станка и которую устанавливают непосредственно на перемещающиеся детали станка. Для контроля можно использовать также плоские ножевые меридиональные или поперечные шаблоны с вогнутым или выпуклым параболическим профилем, точность которых должна быть на порядок выше требуемой точности обрабатываемой поверхности. Рабочий профиль меридионального шаблона (флаг-шаблона) должен представлять собой одну из ветвей кривой второго порядка, например, параболы, ось симметрии которой является прецизионной осью вращения шаблона и совпадает с фокальной осью обработанной параболической поверхности.

Поверхность контролируют с помощью щупов после каждого поворота шаблона на заданный угол. Шаблоны такого типа отличаются громоздкостью при высоких требованиях по точности [3]. Более компактными являются поперечные шаблоны с параболическим профилем. Контроль геометрии параболической поверхности с помощью поперечного шаблона основан на аффинном свойстве параболоида: любое семейство параллельных между собой плоскостей, параллельных фокальной оси Z_0 (см. рис. 3), пересекает параболоид по одинаковым и параллельно расположенным параболам, диаметры которых параллельны фокальной оси [8]. Таким образом, если исходную параболу перемещать параллельно фокальной оси по другой ортогональной (меридиональной) параболе, то получим поверхность заданного параболоида. Благодаря этому длина поперечного параболического шаблона не зависит от диаметра параболоида вращения и соизмерима с длиной периферийной хорды дуги 1—1'''. Практическое применение такого шаблона при контроле отражающей поверхности щитов параболической антенны радиотелескопа РТ16 описано в работе [9].

Данный способ обработки имеет ряд недостатков. Так, при выполнении двух смежных проходов обработанные участки перекрываются, что увеличивает число проходов. Добавление к четырем основным движениям (вращение фрезы, ее линейные перемещения по двум координатам и перемещение заготовки по третьей координате) пятого — поворота заготовки относительно оси, параллельной оси симметрии ПВП, усложняет технологическую оснастку. Более трудоемка и разработка управляющей программы (УП), объем которой больше, чем в случае, когда траекторией фрезы является окружность. Это обусловлено программированием подачи фрезы при обработке вогнутой ПВП и перемещения стола при обработке выпуклой ПВП. Для достижения требуемой точности обработки необходимо обеспечить совпадение оси вращения фрезы с нормалью к ПВП в месте обработки или увеличить число проходов, что усложняет конструкцию специального устройства и приводит к повышенному износу фрезы.

Аффинное свойство параболы [8] может быть использовано не только для контроля плоским параболическим поперечным шаблоном отражающей поверхности щитов параболической антенны [9], но и непосредственно при обработке параболической поверхности дисковой фрезой на трехкоординатном станке. Практическое применение программной обработки дисковой фрезой параболической поверхности трапецеидального сегмента зеркала на фрезерном обрабатывающем центре с ЧПУ описано в работе [10]. Разработанный алгоритм подготовки исходных данных для обрабатывающего центра позволил вместо четырех-пяти координат использовать только три координаты для перемещения обрабатывающего инструмента, что существенно снизило стоимость и время изготовления сегментов зеркала. После прохождения по параболической линии в меридиональной плоскости (см. рис. 3) режущая кромка фрезы смещается параллельно этой линии и продолжает движение до полной обработки поверхности сегмента.

К недостаткам данной технологии следует отнести:

неравномерные износ и нагрев дисковой фрезы вследствие использования только одной из режущих кромок, что снижает точность обработки и увеличивает число проходов фрезы;

максимальная стрела прогиба обрабатываемой параболической поверхности ограничена радиусом фрезы (с учетом геометрии шпинделя) и ее требуемой жесткостью.

В статье предлагается новая технология прецизионной обработки крупногабаритных ПВП на трехкоординатном горизонтально-фрезерном станке [11, 12], которая не требует применения уникальных крупногабаритных токарно-карусельных или пятикоординатных фрезерных станков и дополнительных двухкоординатных приспособлений для трехкоординатных фрезерных станков. При этом повышается точность обработки, упрощаются УП и специальное устройство, уменьшается износ фрезы и сокращается время обработки.

Обрабатываемый участок ПВП (рис. 4) ограничен линиями *ADFK*. ПВП получена вращением линии *OM* второго порядка вокруг оси *Z* симметрии

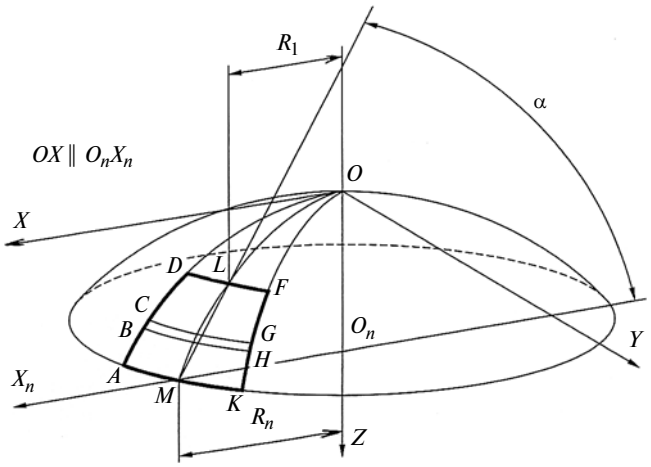


Рис. 4. Схема расположения обрабатываемого участка на ПВП

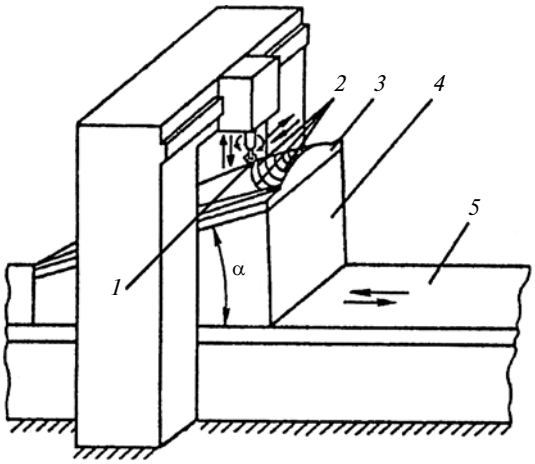


Рис. 5. Положение заготовки при обработке ПВП на трехкоординатном продольно-фрезерном станке 6М616 с ЧПУ

[13]; угол α образован осью X_n, параллельной оси X, и хордой ML, проходящей через середины дуг DF и AK окружностей радиусами R_1 и R_n. Обработка ведется по дугам BH и CG окружностей, лежащих в сечениях ПВП, перпендикулярных оси Z, так называемых мидельных сечениях. Для реализации данного способа обработки на столе *5* трехкоординатного станка с ЧПУ (рис. 5) размещают подставку *4*, на которой под углом α устанавливают заготовку *3*. ПВП обрабатывают по дугам *2* окружностей концевой фрезой *1* со сферической рабочей поверхностью радиусом *r*. При этом ось Z вращения фрезы параллельна оси симметрии ПВП (см. рис. 4). Режущая часть фрезы может быть цельной или сборной.

При одновременных подачах фрезы по оси Y (см. рис. 4) и заготовки по оси X получают результирующую подачу формообразования, направленную по касательной к дуге окружности, образованной мидельным сечением ПВП. Соотношение подач фрезы и заготовки определяют по изменениям координат точки K (рис. 6) контакта сферической поверхности фрезы *1* и обрабатываемой поверхности *2*, лежащей на пересечении нормали $N—N$ к этим поверхностям с дугой окружности мидельного сечения ПВП. На i-м проходе радиус окружности составляет $R_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}$, где x_i и y_i — координаты точки контакта.

За первый проход заготовку обрабатывают по дуге окружности радиусом R_1, лежащей в сечении с координатой z_1. Затем фреза перемещается согласно УП по оси ее вращения, параллельной оси Z, на величину $z_2 - z_1$, а заготовка — по оси X на величину $R_2 - R_1$. За второй проход фреза перемещается по дуге окружности радиусом R_2, лежащей в сечении с координатой z_2. Обработка заканчивается на n-м проходе, когда точка O совпадет с точкой O'. При этом фреза перемещается по дуге окружности радиусом R_n, лежащей в сечении с координатой z_n. При необходимости перед чистовой обработкой может быть выполнена черновая обработка по соответствующей УП.

Точность обработки зависит от геометрических параметров фрезы *1* и ПВП, образованной вращением линии *2* (образующей) вокруг оси Z (рис. 7).

Отклонение вогнутой ПВП (см. рис. 7, *а*) от теоретической составляет

$$\delta_1 = \rho - FB - BD,$$

где $BD = \sqrt{r^2 - CB^2} = \sqrt{r^2 - (A/2)^2}$; ρ — радиус кривизны образующей ПВП; A — расстояние между положениями центра сферической поверхности фрезы на двух смежных проходах ($0 < A \le 2r$).

Отклонение выпуклой ПВП (см. рис. 7, *б*) от теоретической составляет

$$\delta_2 = FB - \rho - BD,$$

где $FB = \sqrt{FC^2 - CB^2} = \sqrt{(\rho + r)^2 - (A/2)^2}$;

$BD = \sqrt{r^2 - (A/2)^2}$.

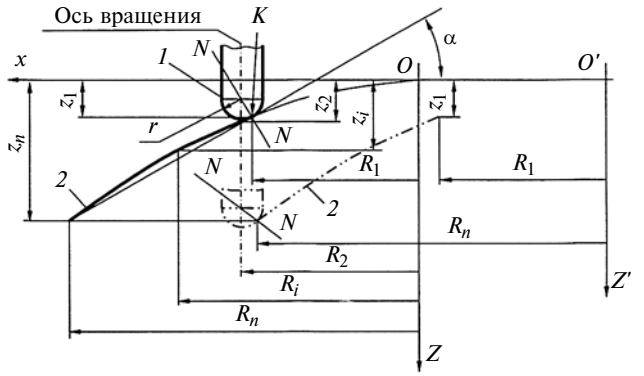
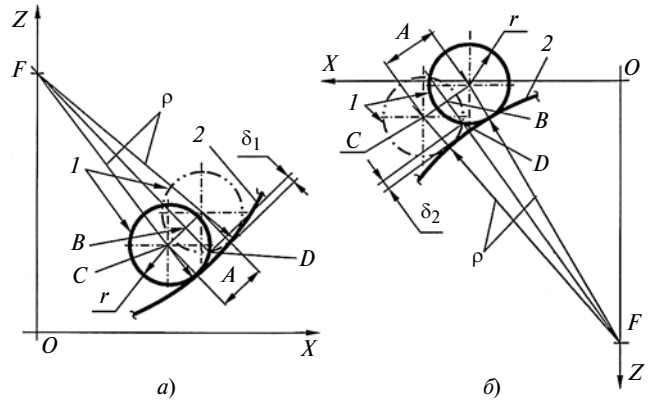


Рис. 6. Схема взаимного расположения фрезы и меридионального профиля ПВП



а) *б*)

Рис. 7. Схемы для расчета отклонений вогнутой (*а*) и выпуклой (*б*) ПВП

Таким образом, получили систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned}\delta_1 &= \rho - \sqrt{(\rho - r)^2 - (A/2)^2} - \sqrt{r^2 - (A/2)^2};\\ \delta_2 &= \sqrt{(\rho + r)^2 - (A/2)^2} - \rho - \sqrt{r^2 - (A/2)^2}.\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Рассмотрим реализацию предлагаемого способа при обработке вогнутой и выпуклой ПВП на продольно-фрезерном станке 6М616 с ЧПУ (см. рис. 5) (размеры стола 1600 × 5000 мм; максимальная высота обрабатываемой детали 1200 мм) фрезой с радиусом $r = 75$ мм. Задаваемая точность обработки вогнутой и выпуклой ПВП соответственно $\delta_1 = 0{,}08$ мм и $\delta_2 = 0{,}005$ мм при $\rho = 3000$ мм на двух смежных проходах $A = 6$ и 1,5 мм. Подставив известные данные в формулы (1), получим $\delta_1 = 0{,}0617$ мм и $\delta_2 = 0{,}0037$ мм.

Приведенная технология механической обработки рабочей ПВП позволяет применить круговую интерполяцию с шаговым изменением радиуса дуги окружности прохода и ее высоты относительно вершины поверхности второго порядка, что существенно упрощает УП, особенно при обработке параболической поверхности.

Новый способ успешно применен при изготовлении матрицы для формования фацет из углепластика, образующих рабочую поверхность несимметричного параболического рефлектора [14]. Рабочая (выпуклая) поверхность рефлектора, собранная из семи фацет (одна центральная и шесть периферийных), образована пересечением параболоида вращения с фокусным расстоянием 3,5 м и цилиндра диаметром 3,5 м. Ось цилиндра расположена параллельно фокальной оси и смещена от нее на 2 м. Таким образом, периферийная часть кромки рабочей поверхности рефлектора отстоит от оси параболоида вращения на расстоянии 3,75 м. При изготовлении матрицы на карусельном станке потребовался бы станок с планшайбой диаметром 7,5 м.

Для контроля отклонений рабочей поверхности матрицы от теоретической на последней выбрали 40 произвольных точек, рассчитали их координаты и разность координат соседних точек. Затем в шпиндель установили индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм, измерили относительные приращения координат соседних точек и сравнили с расчетной разностью их значений. При этом точность обработанной поверхности контролировали не с помощью УП, а вручную с пульта. Наибольшее отклонение обработанной поверхности матрицы с размерами 1300 × 1800 × 70 мм от теоретической не превысило 0,05 мм, что соответствовало требуемой точности.

Предлагаемая технология позволила повысить эффективность и точность обработки ПВП, упростить конструкцию специального устройства, так как были исключены дополнительные вращательное и поступательное перемещения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** конструкционных материалов / А. М. Дальский, Т. М. Барсукова, А. Ф. Вязов и др.; Под общ. ред. А. М. Дальского. М.: Машиностроение, 2005. 592 с.

2. **Metal** Machining-Theory and Application / T. Child, K. Maekawa, T. Obikawa, Y. Yamane. London: Arnold, a member of the Hodder Headline Group, 2000. 408 p.

3. **Поляк В. С., Бервалдс Э. Я.** Прецизионные конструкции зеркальных радиотелескопов: Опыт создания, проблемы анализа и синтеза. Рига: Зинатне, 1990. 526 с.

4. **Литвинов Н.** Станки и прессы гиганты // РИТМ. Специализированный журнал. 2014. № 6. С. 28—30.

5. **http://rosenergomash.com**

6. **http://www.savma.ru**

7. **Warkentin A., Bedi S., Ismail F.** Five-axis milling of spherical surfaces // Int. J. Mach. Tools Manufact. 1996. V. 36. N. 2. P. 229—243.

8. **Делоне Б. В., Райков Д. А.** Аналитическая геометрия. Т. 2. М., Л.: Гостехтеориздат, 1949. 516 с.

9. **Борисов А. А., Парщиков А. А.** Конструкция, технология изготовления и методика контроля отражающей поверхности антенны радиотелескопа РТ-16 МГТУ // Конструкции зеркальных антенн. Ч. 1. Докл. Рижского совещания URSI. Рига: 1990. С. 221—227.

10. **Вечтомов В. А., Голубцов М. Е., Можаров Э. О.** Зеркальный коллиматор миллиметрового диапазона волн // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Приборостроение. Спец. вып. № 7. Радиооптические технологии в приборостроении. 2012. С. 303—312.

11. **Пат. 2170161 Рос. Федерации:** МПК 7 B23C3/16. Способ обработки поверхности второго порядка и устройство для его осуществления.

12. **Саяпин С. Н.** Анализ и синтез раскрываемых на орбите прецизионных крупногабаритных механизмов и конструкций космических радиотелескопов лепесткового типа: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: ИМАШ РАН, 2003. 446 с.

13. **Беклемишев Д. В.** Курс аналитической геометрии и линейной алгебры. М.: Наука, 1984. 320 с.

14. **Саяпин С. Н.** Универсальный быстро собираемый параболический рефлектор с регулируемой поверхностью для работы в СВЧ диапазоне // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 6—13.

УДК 621.833

А. Г. КОНДРАШОВ, канд. техн. наук (Набережночелнинский институт — филиал Казанского федерального университета),
e-mail: kondrashovag@mail.ru

Повышение прочности зубьев зубчатых передач исключением подрезания ножки зуба

Рассматриваются конструктивное и технологическое решения повышения нагрузочной способности зубчатых передач, связанные с изменением геометрии зацепления и модификацией зубьев.

Ключевые слова: зубчатая передача, зуб, переходная кривая, впадина зуба, зубофрезерование, зубошлифование.

The design and technological solutions for increasing of load carrying ability of tooth gears, related with changing of gearing geometry and teeth modification, are considered.

Keywords: tooth gear, tooth, transition curve, tooth dedendum, gear milling, gear grinding.

Широко применяемые зубчатые передачи в настоящее время остаются основным средством передачи механической энергии. Однако постоянное совершенствование машин требует повышения их скоростей, передаваемых усилий и ресурса при минимизации массы. Особенно актуально повышение нагрузочной способности зубчатых передач.

Влияние геометрических параметров зубчатых передач с внешним и внутренним зацеплениями на динамические нагрузки при срединном ударе, возникающем в результате неточности основного шага зубчатых колес, рассмотрено в работах [1, 2]. На основании анализа зависимости между скоростью срединного удара и погрешностью основного шага при разных параметрах зубчатой передачи предложены пути снижения динамических нагрузок, являющихся следствием неточности изготовления и монтажа зубчатых колес.

Другой способ повышения нагрузочной способности зубчатых колес основан на дополнительной упрочняющей обработке [3]. Перед термообработкой предварительно нарезанные зубья подвергают объемной пластической деформации специальным инструментом с деформирующими роликами, которые воздействуют и на активный профиль, и на переходную кривую, что положительно влияет на поверхностную твердость азотированных и цементованных зубчатых колес. Твердость повышается на 10÷15 % при глубине упрочнения до 1,2 мм.

Приведенные способы повышения нагрузочной способности являются технологическими и направлены на улучшение характеристик зубчатых колес. Принципиально другой подход заключается в разработке новых или совершенствовании известных конструкций передач. Широко известны зубчатые передачи Новикова [4], которые относятся к передачам с точечным зацеплением, а их зубья в торцевом сечении очерчены окружностями близких радиусов (рис. 1). Площадка контакта зубьев перемещается не по профилю зуба, как в прямозубом эвольвентном зацеплении, а вдоль него. Угол давления и скорость перемещения не изменяются. Различают два вида зацеплений Новикова: с одной линией зацепления (ОЛЗ) — заполюсные или дополюсные, и с двумя линиями зацепления (ДЛЗ) — дозаполюсные.

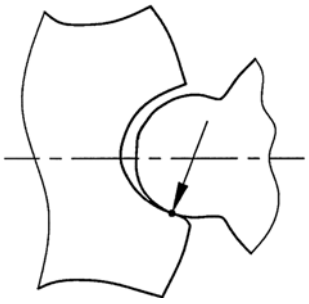


Рис. 1. Сопряжение зубьев в зацеплении Новикова

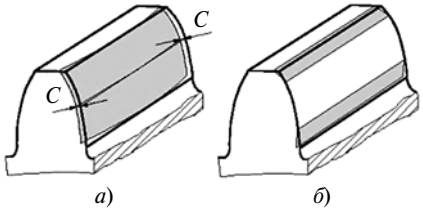


Рис. 2. Продольная (*а*) и профильная (*б*) модификации зубьев

Зацепление Новикова обеспечивает в 1,5÷2 раза большую нагрузочную способность, чем эвольвентная передача с такими же габаритными размерами. Однако меньшая по сравнению с эвольвентным зацеплением прочность зуба на изгиб, большая чувствительность к погрешностям межосевого расстояния и технологические трудности в обеспечении высокой точности при окончательной обработке термически упрочненных зубьев ограничивают применение передач Новикова. Поэтому в большинстве случаев в машиностроении применяют все-таки эвольвентные передачи.

Снизить влияние погрешностей изготовления и монтажа эвольвентной зубчатой передачи позволяют продольная и профильная модификации зубьев [5]. Модификация представляет собой отклонение C от теоретического профиля (рис. 2) с целью локализации пятна контакта в центре зуба и исключения кромочного контакта.

При эксплуатации большое значение имеет обработка торцевых кромок зубьев зубчатого колеса. При термообработке зубчатых колес на острых кромках зубьев образуются микротрещины, которые в дальнейшем становятся очагами разрушений. Снятие фасок на торцах зубьев значительно уменьшает образование

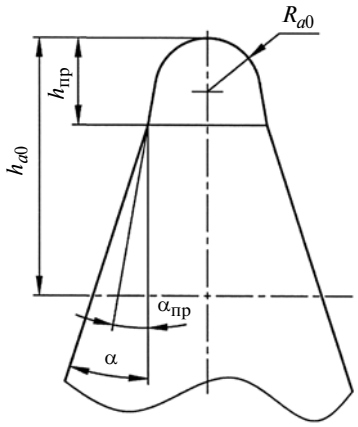


Рис. 3. Профиль зуба червячной фрезы, образующий плавную переходную кривую впадины зуба

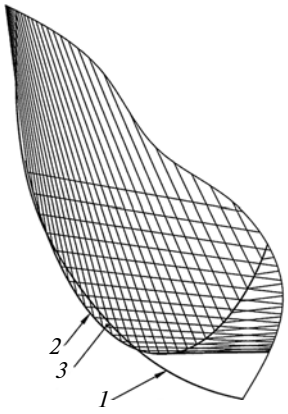


Рис. 4. Подрезание переходной кривой ножки зуба:
1 — переходная кривая; *2* — траектория вершины шлифовального круга; *3* — подрезание переходной кривой

трещин и, как следствие, увеличивается срок эксплуатации передачи [6, 7]. Фаски снимают как специальным инструментом (накатники, червячные одновитковые фрезы) [8, 9], так и универсальным инструментом (дисковые и концевые фрезы) [10, 11].

Авторы работы [12] на основании металлографического анализа установили, что очагом разрушения зубчатых колес топливного насоса двигателя автомобиля КАМАЗ является выступ, образуемый при шлифовании боковых поверхностей зубьев при выходе шлифовального круга. Для устранения дефекта использовали поднутрение ножки зуба и плавную переходную кривую зуба.

Фирма Zanrad Fabrik (Германия) — известный производитель коробок переключения передач, также стремится исключить концентраторы напряжений у ножки зуба, для чего впадину выполняют в виде плавной кривой без прямолинейных или цилиндрических участков. Как правило, такие зубчатые колеса предварительно обрабатывают червячной фрезой с протуберанцами [13, 14] и шлифуют червячным шлифовальным кругом [10]. Протуберанцы на зубьях червячной фрезы обеспечивают незначительное подрезание профиля обрабатываемого зуба и исключают шлифование вершиной круга. Для того чтобы получить плавную переходную кривую впадины зуба, вершина зуба червячной фрезы должна быть очерчена только дугой окружности без прямолинейных участков (рис. 3).

Поднутрение ножки зуба на таких деталях позволяет исключить образование уступа при выходе шлифовального круга, однако обработка шлифовальным кругом со стандартным исходным контуром приводит к значительному подрезанию нижней части переходной кривой и образованию ступеньки (рис. 4). Подобное подрезание значительно ослабляет зуб и может привести к его поломке при эксплуатации.

Для исключения подрезания ножки и обработки на полную высоту бокового профиля зуба высота профиля витков червячного шлифовального круга (рис. 5) должна быть в пределах $H_{min} \div H_{max}$:

$$H_{min} = H_{пр} + h;$$

$$H_{max} = 2H_{м.п} - H_{min},$$

где $H_{пр}$ — высота начала протуберанца на зубе червячной фрезы для предварительной обработки зубьев; $h = \delta\cos(\alpha_{пр})/\sin(\alpha - \alpha_{пр})$ — высота прямолинейного участка протуберанца на зубе червячной фрезы; $H_{м.п} = h_{a0} - R_{a0}(1 - \sin\alpha)$ — высота точки максимального подреза протуберанца; α — угол профиля зуба червячной фрезы; $\alpha_{пр}$ — угол профиля протуберанца; δ — припуск на шлифование зубьев детали; h_{a0} — высота головки зуба фрезы; R_{a0} — радиус вершины зуба фрезы.

Высота головки витка в пределах $H_{min} \div H_{max}$ является необходимой и достаточной для качественной обработки зубьев детали. При высоте головки витка $h_в < H_{min}$ зуб детали будет обработан не по всей высоте, т. е. не обеспечивается качество боковой поверхности зуба. При высоте головки витка $h_в > H_{max}$ вершина шлифовального круга подрежет переходную кривую с образованием ступеньки у ножки зуба, что ослабит его. Для контроля профиля червячного шлифовального круга, обеспечивающего обработ-

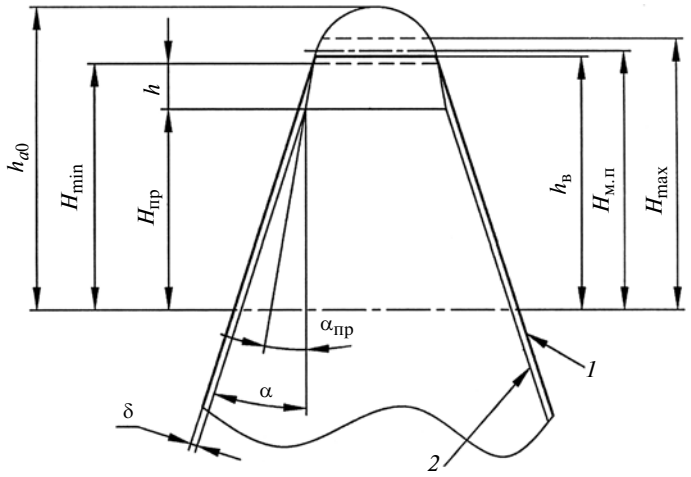


Рис. 5. Профиль червячного шлифовального круга:
1 — профиль витка шлифовального круга; *2* — профиль зуба червячной фрезы

ку боковых поверхностей зубьев без подрезания переходной кривой, был предложен шаблон-калибр [15].

Зуб с данной формой впадины был выполнен у зубчатых колес, используемых в конструкции автомобиля КАМАЗ. В настоящее время практически все тяжелонагруженные зубчатые колеса автомобилей данной марки выполняют с плавной переходной кривой без прямолинейных и цилиндрических участков. Испытания показали значительное повышение надежности передач, также была решена проблема поломки зубьев шестерен заднего хода и первой передачи коробки перемены передач КПП 154.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рудницкий В. Н.** Повышение надежности зубчатых передач в лесозаготовительных машинах // Актуальные проблемы лесного комплекса. Брянск: БГИТА, 2008. Ч. 2. С. 39—42.

2. **Рудницкий В. Н.** Исследование влияния геометрических параметров колес на возбуждение динамических нагрузок в передачах с внутренним зацеплением // Материалы первой междунар. науч.-практ. конф. "Проблема инновационного биосферносовместимого социально-экономического развития в строительном, жилищно-коммунальном и дорожном комплексах". Брянск: БГИТА, 2009. Т. 1. С. 189—193.

3. **Яковлева А. П.** Обработка зубчатых колес крупного модуля // Главный механик. 2014. № 6. С. 40—42.

4. **Матлин М. М., Иткис М. Я., Шандыбина И. М.** Зацепление Новикова: реальные возможности // Редукторы и приводы. 2007. № 4, 5 (10). С. 69, 70.

5. **Сухорукое Ю. Н.** Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. Киев: Техніка, 1992. 200 с.

6. **Чемборисов Н. А., Кондрашов А. Г.** Червячная одновитковая фреза для снятия фасок на торцах зубьев цилиндрических прямозубых колес // Металлообработка. 2006. № 1. С. 12—15.

7. **Chemborisov N. A., Kondrashov A. G.** End Machining of Teeth by a Single-Turn Worm Mill // Russian Engineering Research. 2008. V. 28. N. 8. P. 809—811.

8. **Пат. 70474 Рос. Федерации:** МПК B23F 19/10. Сборная зубофасочная фреза.

9. **Пат. 71580 Рос. Федерации:** МПК B23F 19/00. Зубофасочная головка для образования фасок по всему контуру зубьев на торцах зубчатых колес.

10. **Калашников А. С.** Технология изготовления зубчатых колес. М.: Машиностроение, 2004. 480 с.

11. **Sungatov I. Z., Chemborisov N. A.** End cross section of spherical channel mill // Russian Engineering Research. 2009. V. 29. N. 11. P. 1180.

12. **Никишин В. Н., Гольмаков В. С., Исякаев В. Р.** Новый подход к проектированию и доводке шестеренчатых приводов дизелей КАМАЗ // Леса России и хозяйство в них. 2012. № 1—2 (42—43). С. 73—75.

13. **Пат. 67000 Рос. Федерации:** МПК B23C 5/20. Фреза червячная сборная.

14. **Пат. 92370 Рос. Федерации:** МПК B23C 5/20. Фреза червячная сборная.

15. **Пат. 77415 Рос. Федерации:** МПК G01B 3/14. Шаблон-калибр для контроля профиля червячного шлифовального круга.

УДК 621.9.025.01

Б. М. БРЖОЗОВСКИЙ, д-р техн. наук, Е. П. ЗИНИНА, канд. техн. наук, В. В. МАРТЫНОВ, д-р техн. наук, Е. С. ПЛЕШАКОВА (Саратовский ГТУ им. Ю. А. Гагарина), e-mail: v_martynov@mail.ru

Экспериментальное исследование качества эксплуатации модифицированного режущего инструмента[1]

Проведены стойкостные испытания модифицированного режущего инструмента в условиях реального производства. Подтверждена высокая устойчивость данного инструмента к образованию дефектов на рабочих поверхностях.

Ключевые слова: модифицированный режущий инструмент, эксплуатация, исследование, дефекты, анализ.

The resistance tests of modified cutting tool under industrial conditions are carried out. The high resistance of this tool to formation of defects on working surfaces is confirmed.

Keywords: modified cutting tool, operation, research, defects, analysis.

Интенсификация технологических процессов изготовления деталей разных машин обусловливает необходимость дальнейшего повышения конкурентоспособности лезвийной обработки относительно других методов формообразования. Для этого создаются мехатронные станочные системы, обеспечивающие с помощью компьютера высокую степень управления процессом резания, но требующие применения высокостойких инструментов. Рассматриваются разные направления повышения стойкости инструмента. Одно из них — упрочнение рабочей части инструмента воздействием низкотемпературной плазмы комбинированного разряда [1], что позволяет формировать наноструктуры в поверхностном слое и повышать в 1,5÷2,5 раза стойкость инструмента при незначительных временных и энергетических затратах.

Исследование качества эксплуатации модифицированного инструмента на примере сменных многогранных твердосплавных пластин из вольфрамо- и титанокобальтовых сплавов без покрытия и с покрытиями TiN и Al_2O_3 + TiN, выполненное

[1] Статья подготовлена при поддержке гранта РФФИ № 14-08-00396.

по результатам стойкостных испытаний в условиях реального производства (таблица), позволило установить, что по виду и состоянию поверхности отработанного модифицированного и немодифицированного инструментов значительно отличаются, что связано с разным характером их контактных взаимодействий с заготовкой при резании.

Результаты исследования позволили также установить, что наиболее характерным следствием модификации является повышение устойчивости инструмента к образованию дефектов на его рабочих поверхностях.

Анализ микрофотографий, полученных с помощью цифрового микроскопа Carton SPZT 50 с цифровой видеонасадкой Levinhuk C-Servies (×200), оптического микротвердомера ПМТ-3 (×500) и электронного микроскопа MIRA\\TESCAN LMU (до ×10 000), показал, что дефекты можно разделить на традиционные и имеющие непосредственное отношение к процессу модификации [2].

Традиционные дефекты модифицированного инструмента отличаются по внешнему виду от аналогичных дефектов обычного инструмента, что связано с видом изнашивания, которое у модифицированного инструмента имеет характер механического истирания без обнажения исходной матрицы и образования сетки трещин. Поверхности являются притертыми, края поверхностей не имеют острых кромок и выступов (рис. 1, см. обложку). Для модифицированного инструмента после эксплуатации наиболее характерно следующее:

истирание покрытия возникает в результате локального переноса его материала, приводящего к краевому утонению; сетка трещин не образуется;

образующиеся трещины имеют единичный микролокальный характер и являются результатом про-

Результаты опытно-промышленной эксплуатации модифицированного режущего инструмента

Материал пластин	Предприятие	Повышение стойкости, разы
Сплав СТ35м	ОАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны	1,5
Сплав Т15К6 Сплав Т15К6 с покрытием TiN	ОАО "Саратовский подшипниковый завод"	1,6 1,5
Сплав LNMX 301940 CB	Вагоноремонтное депо ВЧД-5 (станция "Сортировочная-Фарфоровская" Октябрьской ж/д)	1,4
Сплав RX-10 IC30N Сплав RX-10 IC9074 Сплав RX-10 IC807 Сплав RX-10 T490 Сплав RX-10	ОАО "Саратовский агрегатный завод"	1,5 2,1 1,8 2,0 1,8

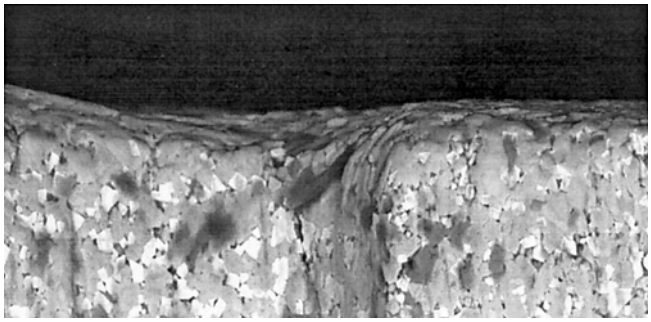


Рис. 3. Микроструктура локально деформированной матрицы (×100)

седания режущей кромки и механического трения по передней поверхности;

вырыв зерен матрицы носит усталостный характер, но не приводит к катастрофическому разрушению;

небольшая лунка износа образуется только на инструменте без защитного покрытия;

нижняя граница площадки износа на задней поверхности имеет, как правило, искривленную форму;

отслаивание покрытия имеет локальный характер;

на вспомогательной задней поверхности формируются проточины, образуя на радиусе скругления контактную площадку. Проточины распространяются в направлении вращения заготовки, наиболее крупные из них начинаются в зоне разделения материала заготовки на стружку и обработанную поверхность.

Образование новых дефектов, отличающихся от традиционных, связано с поведением модифицированного слоя при воздействии температурно-силовых нагрузок и проявляется в перемещении его микрообъемов в зоне контакта с отделяемым материалом в разных направлениях. В результате:

на передней поверхности формируются наплывы и розетки, представляющие собой множественные точечные образования, имеющие высокую адгезию с материалом основы и рассредоточенные по передней поверхности (рис. 2, см. обложку);

на кромках вблизи проточин и зон с повышенной силовой нагрузкой локально деформируется (проседает) матрица (рис. 3);

над режущей кромкой в зоне взаимодействия подслоя с отделяемым материалом формируются козырьки (рис. 4, см. обложку), от состояния которых зависит и состояние режущей кромки. Нарушение целостности материала в козырьке ведет к деструкции прилегающих областей, что в свою очередь ведет к изменению кромки и образованию новых проточин по задней поверхности. Козырек обтекается отделяемым материалом с обеих сторон, а его форма зависит от направления движения отделяемого материала. Нарушение устойчивости и це-

лостности твердосплавной основы козырька ведет к локальному пластическому деформированию областей режущей кромки под ним, сползанию его участков по задней поверхности или локальному вытеснению покрытия по передней поверхности. Такие процессы ведут к частичной перестройке режущей кромки и примыкающих областей. Пластическому деформированию предшествует образование крупных проточин.

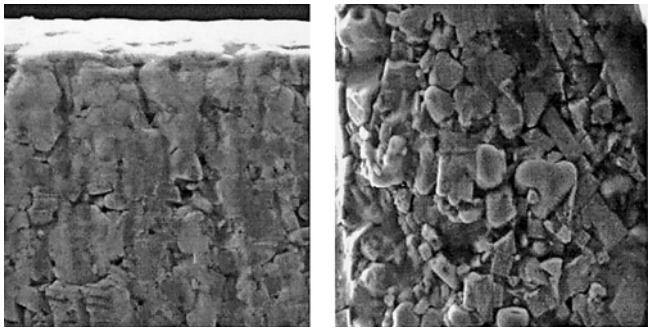
Результаты анализа, а также измерения микротвердости рабочей части пластин после эксплуатации инструмента [3] и сопоставление ее распределений в характерных точках передней поверхности, расположенных в зонах стружкообразования и схода стружки, вблизи образовавшихся дефектов, позволяют сделать следующие выводы.

1. Низкотемпературная плазменная модификация инструмента приводит к сложным ответным реакциям модифицированного слоя на воздействия отделяемого материала и стружки в процессе резания, связанным как с его локальным растяжением, так и с локальным сжатием, причем направление растяжений может быть разным. Чередование растягивающих и сжимающих воздействий приводит к локальным изменениям геометрии режущей кромки.

2. Наиболее растянутые области режущей кромки находятся вблизи дефектов. При удалении от дефектов приповерхностные слои сжимаются, микротвердость их повышается.

3. Эффективность плазменной модификации определяется повышением способности модифицированной части поверхностного слоя к структурной перестройке без образования разрушающих дефектов. Устойчивость модифицированного слоя определяется устойчивостью к растягивающим нагрузкам, связанным с образованием и воздействием дефектов на рабочие поверхности и режущие кромки инструмента.

Изложенное значит, что части передней (от радиуса скругления до налипшего металла) и задней (по радиусу скругления до проточин) поверхностей находятся под воздействием всесторонних сжимающих нагрузок, создаваемых отделяемым материалом. Пластическая деформация вызывает изменение формы режущей кромки, поэтому отделяемый материал обтекает ее не только со стороны передней поверхности, но и под ней, образуя незначительные углубления. Продукты износа выносятся потоком обрабатываемого материала как на переднюю, так и на заднюю поверхности. Другими словами, наиболее интенсивно контактные взаимодействия протекают на режущих кромках модифицированного инструмента, вызывая постепенное ухудшение их состояния, приводящее к обнажению исходной матрицы (рис. 5, см. обложку). Механический износ модифицированного слоя (рис. 6, *а*) сменяется абразивным, диффузионным



а) *б*)

Рис. 6. Микроструктуры изношенных модифицированного слоя (*а*) и обнаженной матрицы (*б*) (×200)

и адгезионным износами инструментальной матрицы, приводящими к образованию традиционных дефектов (рис. 6, *б*).

Исследование свойств модифицированной поверхности инструмента показало, что необходима классификация дефектов для дальнейшего изучения эволюции состояния инструмента. Результаты исследования могут стать основой для разработки программного комплекса, предназначенного для сбора и анализа информации об изменении состояния модифицированной рабочей части инструмента с целью формирования базы данных для изучения закономерностей и причин, приводящих к образованию дефектов. Эта информация станет исходной базой для разработки алгоритмов анализа и принятия решений как на этапе модификации, так и перед началом эксплуатации, в которых свойства будут определяющими при формировании устойчивой обтекаемой формы, прежде всего режущей кромки, обеспечивающей снижение сил трения и, как следствие, тепловыделения при резании. В этом случае даже при образовании дефектов структура модифицированного поверхностного слоя будет оставаться устойчивой, препятствуя обнажению матрицы и способствуя повышению не только износостойкости, но и отказоустойчивости (предотвращению сколов и поломок) инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Прогрессивные** направления повышения эффективности использования металлорежущего инструмента / Б. М. Бржозовский, В. В. Мартынов, О. В. Захаров и др. Старый Оскол: ТНТ, 2013. 256 с.

2. **Зинина Е. П., Мартынов В. В., Плешакова Е. С.** Классификация дефектов режущего инструмента, модифицированного воздействием низкотемпературной плазмы // Докл. I междунар. заочн. науч.-техн. конф. "Технологическое обеспечение машиностроительных производств". Челябинск: ЮУрГУ (НИУ), 2013. С. 292—297.

3. **Analysis** strength properties of the cutting tool modified by affecting of low-temperature plasma / B. M. Brzhozovsky, V. V. Martynov, E. P. Zinina, V. O. Starinnova // Modern scientific research and their practical application: Research Bulletin SWorld. 2013. V. 11307. P. 59—64.

УДК 621.993.2

Р. Н. КУЛАГИН, канд. техн. наук, М. В. ТИМАЧЕВА (Волгоградский ГТУ), mariatiminen@yandex.ru

Автоматизация процесса нарезания внутренних резьб малого диаметра

Разработан автоматизированный резьбонарезной шпиндель с крутильными макроколебаниями метчика, что обеспечивает подрезание корня стружки, повышает чистоту поверхности резьбового отверстия, уменьшает крутящий момент привода инструмента.

Ключевые слова: шпиндель, резьбонарезание, внутренняя резьба, автоматизация, метчик, крутильные макроколебания.

The automated thread cutting spindle with torsional macrovibrations of tap, which allows undercutting of chip root, increasing of surface smoothness of a thread hole, decreasing torque moment of a tool drive, is developed.

Keywords: spindle, thread cutting, internal thread, automation, tap, torsional macrovibrations.

Для нарезания внутренних резьб используют специализированные станки и сверлильные станки, оснащенные устройствами реверса. Сложность нарезания резьб в отверстиях малого диаметра особенно при обработке глухих отверстий связана с возможностью поломки метчика.

Для нарезания внутренних резьб малого диаметра можно использовать резьбонарезной станок мод. 2056, привод которого оснащен защитным устройством с муфтой для автоматического реверса патрона с инструментом [1]. Недостатки станка мод. 2056: высокая стоимость, низкое качество обработанной поверхности и сложность автоматизации ввиду невозможности задания глубины обрабатываемого отверстия.

Качество процесса резьбонарезания оказывает существенное влияние на работоспособность изделия. Поэтому постоянно ведется поиск новых более совершенных и производительных методов изготовления резьб.

Разработан автоматизированный резьбонарезной шпиндель [2], имеющий преимущества по сравнению с другим оборудованием, так как предусмотрены крутильные макроколебания метчика, аналогичные процессам при ручном нарезании резьбы. Это обеспечивает подрезание корня стружки, повышает чистоту поверхности резьбового отверстия, а также уменьшает крутящий момент привода инструмента. В качестве такого привода используют шаговый двигатель (ШД) с цифровым блоком управления (БУ). Метчик можно устанавливать непосредственно на валу ШД с помощью зажимного патрона или специальной втулки.

Привод на основе ШД наилучшим образом подходит для автоматизации процесса нарезания резьбы с угловыми колебаниями метчика. Это обеспечивает высокое быстродействие привода, необходимую точность отработки заданного угла поворота вала без применения датчика обратной связи и упрощает программу БУ.

Основные элементы БУ (рис. 1): реверсивный коммутатор (РК), обеспечивающий распределение импульсов управления по фазным обмоткам ШД; двухчастотный генератор тактовых импульсов (ГТИ); программируемые счетчики импульсов прямого хода (СПХ), обратного хода (СОХ), неполного цикла (СНЦ) и полного цикла (СПЦ); триггеры реверса (ТР), цикла (ТЦ) и движения (ТД); переключатели на логических элементах. Частота импульсов ГТИ определяет частоту вращения вала ШД, а их число соответствует углу поворота вала.

Алгоритм работы БУ: метчик вводится в заходную часть обрабатываемого отверстия, кнопкой ручного управления или внешним устройством подается команда "ПУСК", ТД разблокирует ГТИ, ТЦ переключает ГТИ на низкую частоту $f_н$, импульсы ГТИ через РК подаются на ШД, вал которого начинает вращаться в направлении, обеспечивающем прямой ход (рис. 2).

По достижении валом ШД заданного числа $m_п$ импульсов на выходе СПХ появляется импульс, переключающий ТР в другое состояние. Этот триггер переключает ГТИ на СОХ и реверсирует ШД через РК. Вал ШД начинает вращаться в обратном направлении. По достижении заданного числа $m_о$ импульсов СОХ переключает ТР в исходное состояние и вал ШД начинает вращаться в первоначальном направлении, процесс повторяется. По достижении заданного числа m импульсов ТЦ переключает ГТИ на повышенную частоту $f_в$ и одновременно приоритетным сигналом осуществляет реверс ШД. Метчик выводится из отверстия с повышенной частотой вращения. При этом с помощью СПЦ ве-

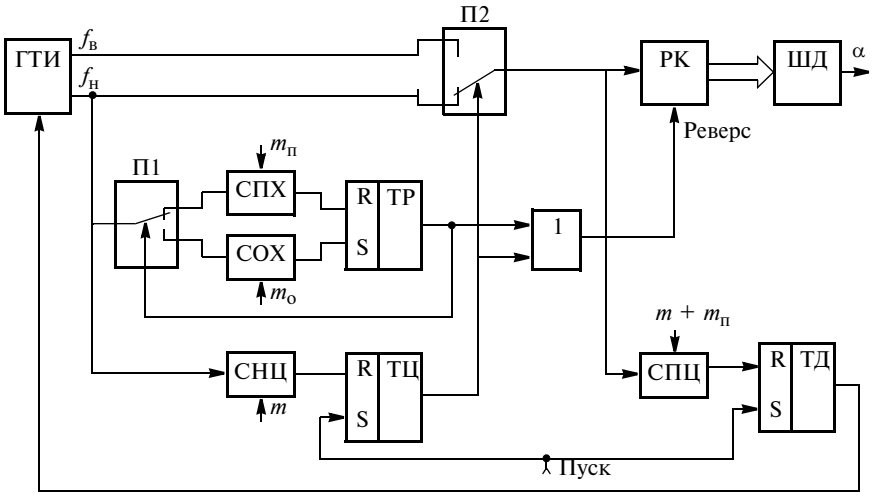


Рис. 1. Схема блока управления

дется подсчет общего числа импульсов. По достижении заданного числа $m + m_в$ импульсов СПЦ переключает ТД в исходное состояние, при этом блокируется ГТИ, ШД останавливается и цикл заканчивается.

Программируемые параметры системы управления:

$n_п$ — частота вращения метчика при прямом ходе, задаваемая частотой $f_н$ ГТИ управления:

$$n_п = \alpha_ш f_н/6,$$

где $\alpha_ш$ — угловой шаг двигателя, градусы;

$\alpha_п = \alpha_ш m_п$ — угол поворота метчика при прямом ходе, задаваемый числом $m_п$ импульсов управления в СПХ;

$\alpha_о = \alpha_ш m_о$ — угол поворота метчика при обратном ходе, задаваемый числом $m_о$ импульсов управления в СОХ;

l — глубина резьбового отверстия, задаваемая числом m импульсов неполного цикла управления в СНЦ:

$$l = \frac{\Delta\alpha_ш(m_п - m_о)}{360(m_п + m_о)}\, m,$$

где Δ — фиксированный шаг резьбы (для листового материала параметр l соответствует длине рабочей части метчика);

$n_в = \alpha_ш f_в/6$ — частота вращения метчика при быстром выводе, задаваемая повышенной частотой $f_в$ импульсов управления;

$m_в = \dfrac{l}{\Delta}\dfrac{360}{\alpha_ш}$ — число импульсов при быстром выводе метчика.

Таким образом, в БУ задают параметры: $f_н, f_в, m_п, m_о, m, m_в$. При выборе угла поворота метчика целесообразно выполнить условия: $\alpha_о > 120^\circ$, $\alpha_п \geq 3\alpha_о$, которые обеспечивают надежное подрезание корня стружки и высокую производительность процесса нарезания резьбы.

Средняя частота вращения инструмента $n_{ср}$, обеспечивающая высокую производительность, определяется выражением

$$n_{ср} = \frac{\alpha_ш(m_п - m_о)}{6(m_п + m_о)} f_н.$$

Максимальная частота вращения $n_{ср\,max}$ ограничивается крутящим моментом и частотой приемистости ШД. Для повышения крутящего момента привода можно использовать гидроусилитель, применяемый на станках с ЧПУ.

Изготовлен опытный образец рассмотренного автоматизированного резьбонарезного шпинделя в виде переносного ручного инструмента (рис. 3), к достоинствам которого можно отнести простоту эксплуатации и низкую стоимость. Параметры управления m и $m_в$ устанавливают на передней панели БУ с помощью переключателей, что не требует специального программатора или компьютера. В инструменте использован четырехфазный ШД ДШИ-200-3 с активным ротором. Его крутя-

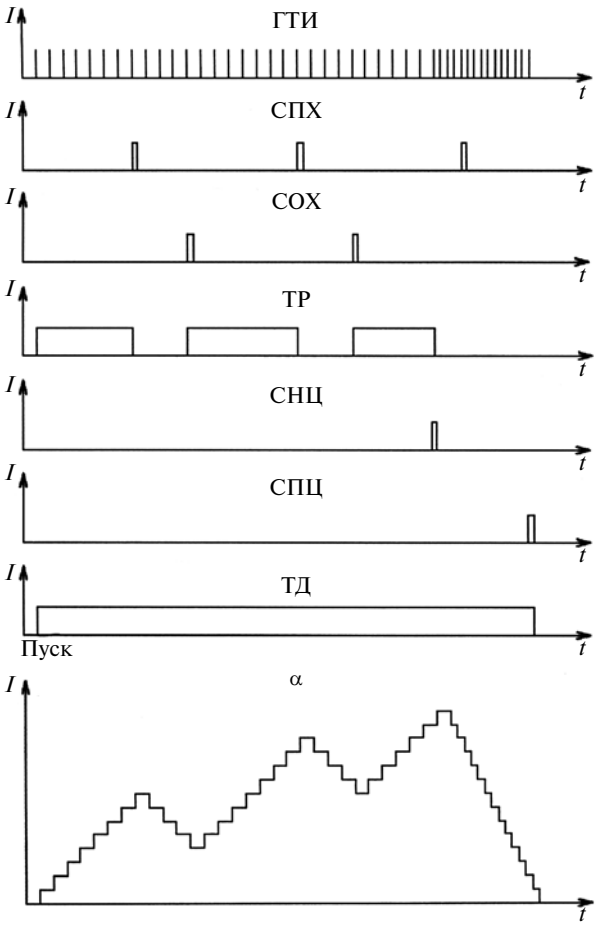


Рис. 2. Временные диаграммы импульсов шагового двигателя

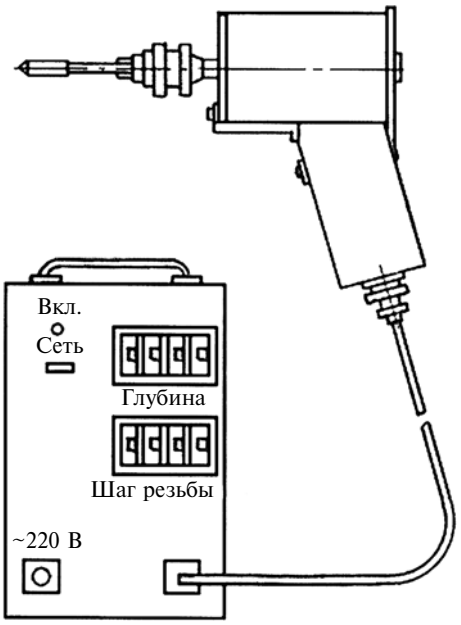


Рис. 3. Общий вид автоматизированного резьбонарезного шпинделя

щий момент составляет 0,7 Н · м, частота приемистости — 1000 Гц. Шпиндель позволяет нарезать резьбу машинными метчиками М3 и М4 в листовой малоуглеродистой стали толщиной 2÷4 мм, его можно использовать для нарезания резьбы в закладных элементах обшивки судов.

Рассмотренный вариант шпинделя с БУ отличается сложной схемой и реализован на печатной плате с большим числом элементов, что уменьшает надежность его работы. Поэтому для повышения надежности можно БУ выполнить в виде программируемого логического контроллера (ПЛК). Из известных программируемых логических контроллеров по техническим характеристикам выбран ПЛК мод. OSM-42RA, выпускаемый ООО "Онитекс" (г. С.-Петербург).

Контроллер шагового двигателя OSM-42RA предназначен для управления мощными шаговыми двигателями с параметрами: сила тока до 4,2 А, напряжение до 45 В. Его можно использовать с двух-, трех- и четырехфазными ШД [3].

С помощью управляющих и исполнительных команд программного обеспечения OSM Programmer можно реализовать алгоритм процесса нарезания резьбы с угловыми колебаниями метчика, а использование более мощных ШД позволяет увеличить диаметр обрабатываемых отверстий.

Рассмотренный автоматизированный резьбонарезной шпиндель можно применять как автономный инструмент, в составе многошпиндельных резьбонарезных станков и автоматических линий с системой ЧПУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ничков А. Г.** Резьбонарезные станки. М.: Машиностроение, 1989. 144 с.

2. **Пат. 2069608 Рос. Федерации:** МПК B 23 G 1/16, B 23 B 45/00. Автоматизированный резьбонарезной шпиндель.

3. **Контроллеры** шагового двигателя OSM-42RA фирмы ООО "Онитекс". http://onitex.ru/files/Documentation/OSM/datasheet_OSM17RA_OSM42RA.pdf

---

УДК 621.91.01

А. А. ЛАСУКОВ, канд. техн. наук (Юргинский технологический институт — филиал НИ Томского ПУ), e-mail: lasukow@rambler.ru

Выбор режимов обработки на основании температурных зависимостей процесса стружкообразования

Исследован процесс образования элементной стружки при резании труднообрабатываемых материалов. Разработана методика определения оптимальных режимов резания на основании температуры максимальной работоспособности инструмента, обеспечивающей образование элементной стружки.

Ключевые слова: резание, элементная стружка, труднообрабатываемый материал, коэффициент оплошности, температура максимальной работоспособности.

The process of formation of discontinuous chip at cutting of hard-to-machine materials is investigated. The methodic of determination of optimal cutting modes on the base of temperature of ultimate operational capability of a tool, providing formation of discontinuous chip, is developed.

Keywords: cutting, discontinuous chip, hard-to-machine material, solidity factor, temperature of ultimate operational capability.

Большое число технических изделий работает в трудных условиях: при повышенных температурах и давлении, в агрессивных средах и прочее. Поэтому материалы входящих в их состав деталей должны иметь особые эксплуатационные свойства: высокий механический показатель, низкий удельный вес, высокую коррозионную стойкость. Материалы с такими показателями, как правило, отличаются низкой обрабатываемостью резанием, склонны к образованию элементных стружек, при их обработке имеет место интенсивное изнашивание режущего инструмента. При этом серьезной проблемой является обеспечение безопасного отвода стружки, что особенно важно при применении станков-автоматов с ЧПУ и роботизированных технологических комплексов.

Для рационального использования металлорежущего оборудования и инструмента и повышения производительности требуются оптимальные режимы обработки. С этой целью проведены исследования процесса образования элементной стружки при обработке конструкционных материалов на высоких скоростях резания и при резании большинства пластичных конструкционных материалов [1]. В работе [2] приведены схемы формирования элементной стружки, которые мало отличаются от процесса образования сливной стружки.

Образование элементной стружки исследовали при обработке жаропрочного сплава ХН73МБТЮ и титановых сплавов ВТ1 и ВТ3-1 в ходе наружного продольного точения резцами из твердого сплава ВК8 разной геометрии. При разных значениях скорости v резания, подачи S и переднего угла γ инструмента, который изменяли с помощью специально изготовленной державки.

Основными показателями процесса стружкообразования являются: усадка ζ_a стружки, угол β_1 наклона скола элемента стружки, высота a_1, высота a_2 сплошного участка, шаг m образования элементов, сплошность a_2/a_1 стружки. Они отражают окончательную деформацию элементов стружки (рис. 1).

В работе [3] рассмотрены изменения параметров элементной стружки в зависимости от скорости резания, которые имеют весьма сложный характер. Как правило, при обработке жаропрочных и титановых сплавов увеличение скорости резания способствует образованию элементной стружки. Это и отличает резание данных сплавов от резания конструкционных сталей и многих цветных металлов и сплавов.

На стружкообразование влияют и такие факторы, как температура, физико-химические превращения и контактные процессы.

В настоящей работе исследуется влияние на стружкообразование температуры резания.

Определяющими являются температуры на передней грани резца и в зоне образования стружки [4]. Они влияют на контактные процессы на передней плоскости и, в частности, определяют коэффициент трения между резцом и стружкой, от которого зависит направление равнодействующей силы на передней грани инструмента, что обусловливает расположение плоскости скалывания — плоскости максимальных касательных напряжений. Все это влияет на интенсивность изнашивания инструмента.

Температурное поле элемента стружки отличается большими градиентами вблизи условной плоскости сдвига [5], что обусловливает адиабатический сдвиг, в результате которого при высоких скоростях резания возникает циклическая стружка [6—8].

Чем больше скорость деформации обрабатываемого материала, меньше его теплопроводность и теплоемкость, тем больше влияние температуры и скорости резания на процесс стружкообразования.

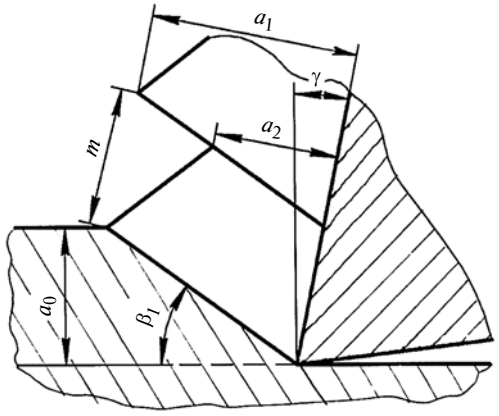


Рис. 1. Параметры элементной стружки

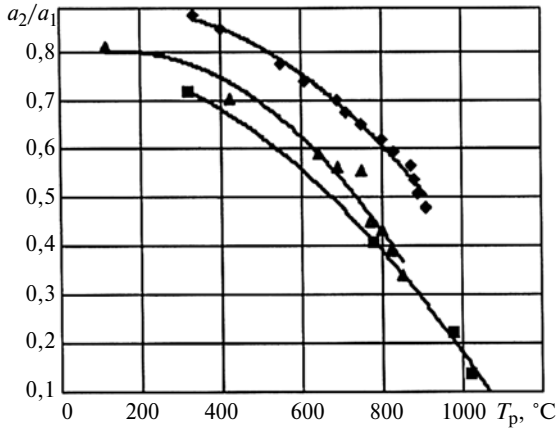


Рис. 2. Зависимости коэффициента a_2/a_1 сплошности от температуры $T_р$ резания для сплавов ВТ1 (♦), ХН73МБТЮ (▲) и ВТ3-1 (■)

В качестве показателя, характеризующего процесс стружкообразования, выбрали коэффициент a_2/a_1 сплошности стружки, который определяет вид стружки: сливная стружка — $a_2/a_1 \approx 1$, элементная — $a_2/a_1 < 1$. Температуру при резании измеряли с помощью термопары. При обработке на высоких скоростях в зоне стружкообразования наблюдается высокая температура. Казалось бы, что при температуре 800÷1000 °С пластичность обрабатываемых материалов должна повышаться, что приводит к увеличению шага стружки, повышению сплошности и уменьшению угла сдвига, однако эксперименты показали обратное.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента сплошности стружки от средней температуры резания при S = 0,26 мм/об, γ = 7° для заготовок из разных материалов, которые отличаются коэффициентом теплопроводности: сплав ВТ1 — λ = 18,85 Вт/(м · °С); ХН73МБТЮ — λ = = 11,7 Вт/(м · °С); ВТ3-1 — λ = 7,95 Вт/(м · °С). При низкой теплопроводности обрабатываемого материала и высокой скорости резания нагревание до высоких температур стружки происходит в узкой зоне сдвига и микрообъемах поверхностных

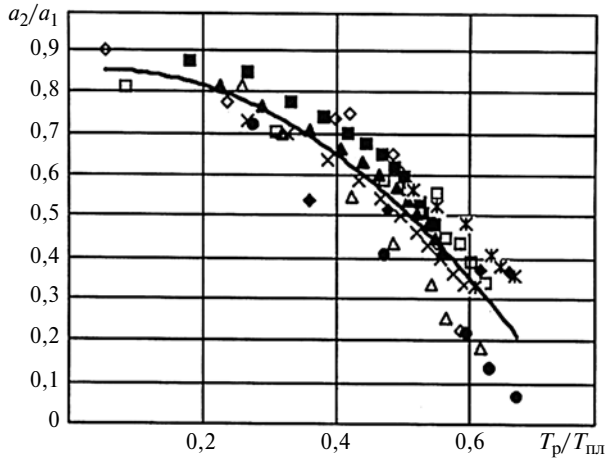


Рис. 3. Зависимость (—) коэффициента a_2/a_1 сплошности от гомологической температуры $T_г$ по экспериментальным данным (точки)

неровностей контактной поверхности, что облегчает сдвиговые деформации только в данной зоне.

Например, обработка труднообрабатываемых материалов с предварительным нагреванием заготовок показала уменьшение сопротивления обрабатываемого материала пластическим деформациям по сравнению с резанием на тех же режимах без нагревания [9, 10]. В некоторых случаях для повышения производительности при черновой обработке увеличивают толщину срезаемого слоя [10].

Для исключения влияния физических свойств материалов исследуемые зависимости перестроили с учетом гомологической температуры $T_г$ — отношения температуры $T_р$ резания к температуре $T_{пл}$ плавления (рис. 3). Обрабатывали сплавы ВТ1, ВТ3-1 и ХН73МБТЮ при S = 0,1÷0,47 мм/об, $\gamma = -8 \div 17°$ и разной скорости резания. Результаты экспериментов показали, что все полученные зависимости имеют один характер. Это подтверждает доминирующее влияние температуры на вид стружки. Разброс данных объясняется неточностью измерения средней температуры резания.

При оптимальных режимах резания исследуемых материалов на высоких скоростях образуется элементная стружка, при этом элементы соединены тонким контактным слоем, который играет роль "арматуры", обеспечивая определенную прочность связи, которая, как и сплошность стружки, зависит от температуры в зоне резания.

Как уже отмечалось, элементная стружка легко и безопасно удаляется из зоны резания. Вид стружки определяет износ инструмента. Однако по этому вопросу существуют противоречивые мнения: в работах [7, 11] отмечается снижение стойкости инструмента при переходе к элементным стружкам, в работе [12] установлено повышение ресурса инструмента. Однако некоторое повышение стойкости инструмента связано с образованием нароста при образовании сливной стружки, который защищает лезвие от контакта со стружкой.

В работах [13, 14] исследования работоспособности твердосплавного инструмента при обработке жаропрочных сталей и сплавов показали, что свойства материала не оказывают существенного влияния на температуру максимальной работоспособности твердого сплава, а только определяют оптимальную скорость резания. При точении материалов различных групп обрабатываемости температура в зоне резания при оптимальных скоростях для инструментального твердого сплава постоянна. Поэтому можно подбирать режимы резания, соответствующие температурам максимальной работо-

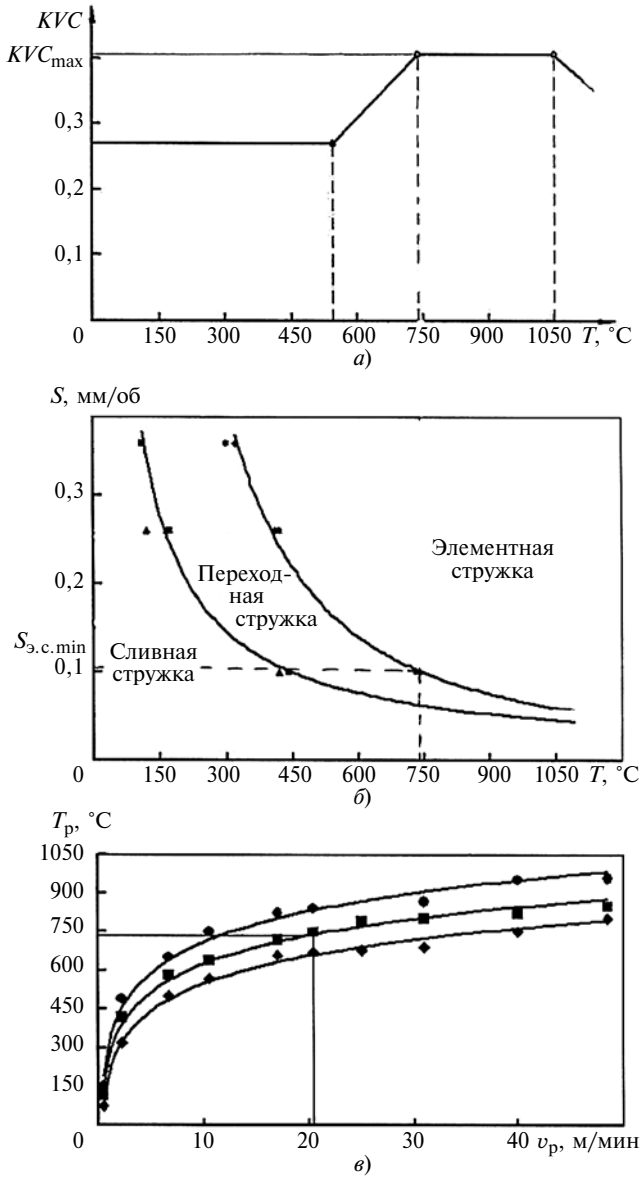


Рис. 4. Последовательность выбора параметров режима резания: *а* — зависимость ударной вязкости KVC сплава ВК8 от температуры T; *б* — диапазоны значений подачи S в зависимости от температуры $T_р$ резания и вида стружки для сплава ЭИ698; *в* — зависимости температуры $T_р$ резания от скорости $\upsilon_р$ резания при S = 0,36 (●); 0,26 (■); 0,10 (♦) мм/об

способности инструмента, и добиваться получения стружки необходимого вида.

По исследованиям температурного фактора перехода стружки из одного вида в другой разработана методика определения рациональных режимов резания на основании температуры, обеспечивающей максимальную работоспособность инструмента.

Используя зависимость изменения ударной вязкости *KVC* материала инструмента от температуры (рис. 4, *а*) [13, 14], находим температуру максимальной работоспособности используемого инструмента, т. е. для данного твердого сплава температуру, соответствующую KVC_{max}. По экспериментальным данным строят диапазоны значений подач в зависимости от температуры резания, соответствующие определенным видам стружки: сливная, переходная, элементная (рис. 4, *б*). Для температуры, соответствующей KVC_{max}, устанавливают диапазон значений подачи $S > S_{э.с\ min}$, обеспечивающий получение элементной стружки. Затем по зависимости температуры $T_р$ от скорости $v_р$ резания для выбранной подачи определяем скорость резания (рис. 4, *в*).

Таким образом, при обеспечении максимальной работоспособности инструмента можно добиться получения элементной стружки, которая легко удаляется из зоны обработки. Кроме того, использование оптимальных режимов резания позволяет снизить затраты на обработку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зелинский А. Н., Назаров А. К.** Влияние геометрических параметров инструмента на характер стружки // Алмазно-абразивная обработка: Конф. инструментальщиков Западного Урала. Пермь: [Б. и.], 1967, С. 128—131.

2. **Петрушин С. И., Проскоков А. В.** Теория несвободного резания материалов. Стружкообразование с развитой зоной пластических деформаций // Вестник машиностроения. 2010. № 1. С. 53—58.

3. **Афонасов А. И., Ласуков А. А.** Процесс элементного стружкообразования // Вестник машиностроения. 2013. № 12. С. 69—72.

4. **Розенберг А. М., Зимин Ю. П.** Динамика скоростного резания // Станки и инструмент. 1951. № 9. С. 11—13.

5. **Проскуряков С. Л.** Повышение эффективности обработки деталей из жаропрочных сплавов путем оптимизации режима резания из СТМ: Дис. ... канд. техн. наук. Горький. 1989. 190 с.

6. **Приемышев А. В., Щукин А. Н., Приемышев А. А.** Морфологическое исследование стружки при шлифовании и микрорезании // Инструмент и технологии. 2001. № 5, 6. С. 45.

7. **The influence** of tool wear on the chip-forming mechanism and tool vibrations / Aco Anti, P. B. Petrovi, M. Zeljkovi and ad // Materials and technology. 2012. V. 46. P. 279—285.

8. **Guohe L., Minjie W., Chunzheng D.** Adiabatic shear critical condition in the high-speed cutting // Journal of Material Processing Technology. 2009. V. 209. P. 1362—1367.

9. **Кривоухов В. А., Чубаров А. Д.** Обработка резанием титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1970. 180 с.

10. **Созинов А. И.** Теоретические основы повышения эффективности черновой обработки резанием заготовок из титановых сплавов: Дис. ... д-ра техн. наук. М., 1994. 33 с.

11. **Бобров В. Ф., Седельников А. И.** Влияние типа стружки и нароста на характер изнашивания резцов из твердого сплава // Станки и инструмент. 1976. № 7. С. 30—32.

12. **Зелинский А. Н.** Повышение производительности механической обработки управлением процессами деформирования материала срезаемого слоя: Дис. ... канд. техн. наук. Тула. 1974. 25 с.

13. **Артамонов Е. В., Ефимович И. А.** Исследование напряженно-деформированного состояния режущей части инструмента при нестационарном резании методом лазерной интерферометрии // Оптико-геометрические методы исследования деформаций и напряжений: Сб. Всесоюзн. науч.-техн. конф. Челябинск: [Б. и.], 1986. С. 95, 96.

14. **Артамонов Е. В.** Прочность и работоспособность сменных твердосплавных пластин сборных режущих инструментов. Тюмень: Вектор Бук, 2003. 190 с.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338

А. А. МАНИРАКИ (ООО "АГОРА", г. Москва), e-mail: grek_0@land.ru

Создание централизованной системы подготовки сжатого воздуха на предприятии

Рассмотрены особенности создания централизованной системы подготовки сжатого воздуха на предприятии и решение поставленной задачи в условиях конкретного производства.

Ключевые слова: предприятие, энергетические затраты, система подготовки сжатого воздуха, модернизация, эффективность, экономичность.

The features of development of centralized compressed-air processing system on an enterprise and the solution of the subject problem in conditions of a certain production are considered.

Keywords: enterprise, energy cost, compressed-air processing system, modernization, effectiveness, efficiency.

Главными целями модернизации предприятий, как правило, являются внедрение нового оборудования и сокращение расходов, в частности на энергопотребление. Однако высокая стоимость новейших разработок может свести на нет ожидаемый экономический эффект. При модернизации предприятия с целью оптимизации его функционирования прежде всего следует проанализировать энергоресурсы, определить наиболее затратные области и пути снижения всех затрат. Эти данные станут основой для разработки системы управления процессом модернизации предприятия и математической модели прогнозирования результата с помощью методов экспертных оценок и регрессивного анализа.

К энергоресурсам промышленных предприятий относятся: электрическая энергия; различные виды топлива (газообразное, жидкое, твердое); вода; сжатый воздух (СВ).

Сжатый воздух применяется в контрольно-измерительных приборах, в регуляторах давления, кузнечно-прессовых машинах и т. д. Энергия СВ преобразуется в механическую энергию в различных исполнительных механизмах посредством воздействия воздуха на лопасти или поршни.

Единица энергии СВ стоит дороже единицы энергии воды, топлива и электричества, поэтому обеспечение рационального использования этого ресурса на предприятии является важной экономической задачей. Сжатый воздух используется во многих технологических процессах, например в химических производствах, а также как энергоноситель, например в пневмоинструментах. Практически на всех предприятиях СВ применяется на электроподстанциях для приведения в действие пневматических приводов разъединителей; в воздушных выключателях его используют для гашения электрической дуги и вентиляции полостей выключателей для удаления влаги; в выключателях с воздухонаполненным отделителем СВ является основной изолирующей средой между главными контактами выключателя.

Производство СВ требует значительных затрат электроэнергии, поэтому их снижение может существенно повысить экономическую эффективность предприятия.

Череповецкий металлургический комбинат (ОАО "Северсталь") осуществляет полный металлургический цикл. Задействованы более 100 технологических агрегатов — от агрегатов для переработки железорудных материалов и углей до глубоко передельных агрегатов. На предприятии широко применяется пневматическое оборудование: регуляторы давления, фильтры, система вторичного водовоздушного охлаждения слябов, тормозные механизмы разматывателей, лебедки накопителя, приводы, кузнечно-прессовые машины.

Сжатый воздух как энергоресурс предприятия характеризуется следующим:

не обладает собственной калорийностью;

не обладает теплотворной способностью;

не вступает в химические реакции;

многокомпонентен;

не может использоваться в качестве защитной среды;

не обладает высокой удельной теплоемкостью;

может использоваться в приводах различного вида;

обеспечивает преобразование кинетической энергии струи в механическую.

Расход СВ зависит от его степени сжатия, т. е. от плотности, которая определяется давлением и температурой. Для рационального использования

СВ важно обеспечить оптимальную настройку системы распределения (ее конфигурацию и параметры потребления) с учетом возможных изменений структур основных потребителей и потребления.

Для этого следует:

снизить неритмичность потребления путем перевода потребителей на локальное снабжение;

потребителей с низкими требованиями перевести на снабжение СВ от источников с более низкими параметрами;

снизить давления в источниках (магистральных воздухопроводах) перераспределением потребителей, объединяя их по одинаковым параметрам энергоносителя.

Преимущества СВ как энергоносителя:

простота получения;

простота транспортировки (трубопроводы); возможность накапливания в резервуарах;

используемое оборудование нечувствительно к колебаниям температуры;

невзрыво- и непожароопасен; не загрязняет оборудование;

нет необходимости в утилизации; приводы, работающие на СВ, унифицированы;

обеспечивает высокую скорость (1÷2 м/с или частоту вращения до 500 000 мин$^{-1}$);

обеспечивает безграничное регулирование приводов;

приводы на СВ нечувствительны к нагрузкам;

Недостатки СВ:

необходимо обеспечивать определенную чистоту и количество влаги, для этого применяют фильтры, осушители и т. д.;

невозможно получить равномерное и одновременное движение поршней нескольких пневмоцилиндров в силу сжимаемости СВ;

ограничения по создаваемому усилию (не более 20÷30 кН);

высокий уровень шума, необходимость применения глушителей; высокая стоимость.

Наибольшие трудности связаны с влажностью, так как в воде растворяются практически все химические вещества, содержащиеся в воздухе. Некоторые из них образуют агрессивные смеси, которые вызывают коррозию в компрессоре и трубопроводах. Далее продукты коррозии и окисляющие частицы вместе с воздухом поступают в оборудование, потребляющее СВ, что вызывает их ускоренное изнашивание.

Удаление влаги. В компрессоре из-за высокой температуры воздуха в результате сжатия не образуется конденсат. Это предусматривается при проектировании машин, рабочие температуры которых составляют 80÷180 °С.

Влага в СВ находится в состоянии капель и пара. Для удаления влаги используют циклонный сепаратор, который устанавливают на выходе концевого холодильника компрессора. Сжатый воздух с влагой попадает в циклон, где он циркулирует с высокой скоростью. Под воздействием центробежных сил капельки жидкости оседают на стенках сепаратора и стекают в коллектор. Циклонный сепаратор располагают так, чтобы обеспечить доступ к нему при техническом обслуживании.

Образование конденсата связано и с продувками воздуха из компрессора, ресивера, осушителя и фильтров. Для слива конденсата применяют ручные, поплавковые, таймерные и электронные устройства. В электронных системах, как правило, предусматривается система измерения уровня жидкости в приемной камере, которая исключает потери сжатого воздуха, так как клапан открывается только для слива жидкости. Поплавковые и таймерные устройства отличаются низкой стоимостью.

Сбор и обработка конденсата. Конденсатоотводчики обязательно комбинируют с концевыми охладителями, фильтрами, осушителями. Их устанавливают в местах возможного выпадения конденсата.

В компрессорах малой и средней производительности для смазывания и охлаждения применяют масло, что неизбежно приводит к загрязнению конденсата. Экологические требования к оборудованию постоянно ужесточаются, поэтому компрессорные фирмы предлагают водно-масляные сепараторы для обработки конденсата перед утилизацией, работа которых основывается на флотации, адсорбции и мембранной фильтрации. В простых и недорогих системах конденсат сбрасывается во флотационную камеру, где отделяется крупнокапельное масло, далее протекает сквозь волокнистый материал, поглощающий частички масляной эмульсии, и окончательно очищается в угольной секции. Данная система требует периодической смены пакетов-картриджей из волокнистого материала и активированного угля. В более дорогих системах после флотации окончательная очистка осуществляется высоконапорной микрофильтрацией через пористую керамическую мембрану.

Осушение воздуха. При сжатии в компрессоре воздух значительно нагревается, поэтому во вспомогательное оборудование включают охладители и доохладители. Осушение начинается после циклонного сепаратора, где влага, содержащаяся в СВ в виде пара, не удалилась механическим путем.

Существуют два способа осушения СВ: поглощение влаги различными веществами (твердыми — адсорберы, и жидкими — абсорберы); охлаждение СВ с уменьшением паросодержания, образованием конденсата и его удалением из пневмосети.

Охлаждение сжатого воздуха осуществляется с помощью:

низкой температуры окружающей среды (например, атмосферным воздухом в трехпоточном теплообменнике "труба в трубе"); холодильных (рефрижераторных) машин.

Главная цель осушения с охлаждением — понизить температуру СВ до температуры точки росы.

Выпускаемые рефрижераторные осушители имеют разные технические характеристики: габаритные размеры, мощность, объемный расход, температуру точки росы (от 3 до 10 °С), производительность (от 10 до 25 000 $м^3$/ч).

С увеличением расхода СВ требуется холодильный агрегат большей мощности. При выборе рефрижераторного осушителя следует учитывать следующие параметры: объемный расход СВ, давление на входе, температуру на входе и выходе, температуру точки росы при рабочем давлении, температуру окружающей среды (хладагента), потребляемую мощность, перепад давлений.

Применение осушителей, основанных на охлаждении, имеет ограничения. При отрицательных температурах СВ в трубопроводах может образовываться лед. Для защиты трубопроводов и клапанов от льда используют адсорбционные осушители, которые обеспечивают большую степень осушения СВ, но повышают энергозатраты. При одинаковом расходе СВ рефрижераторный осушитель потребляет энергии меньше при повышении рабочего давления и точки росы. Больше энергии потребляется при увеличении температуры СВ на входе и температуры конденсации хладагента. Для определения точки росы следует учитывать минимальную температуру окружающей среды. Температура точки росы не должна превышать минимальную температуру воздуха (разница может составлять несколько градусов). Снижение температуры точки росы повышает затраты и не всегда экономически оправдано.

Техническое обслуживание фреоновых (рефрижераторных) осушителей требует значительных затрат (специальное обучение персонала, наличие помещения), они не отвечают экологическим требованиям и не обеспечивают требуемое качество осушения при отрицательных температурах СВ.

В адсорбционных осушителях СВ на входе охлаждается с температур 25÷50 °С до температуры точки росы (−20 °С и ниже). Влага удерживается гранулами адсорбента. Адсорбция не требует энергетических затрат, электрическая энергия расходуется только на восстановление (регенерацию) адсорбента, т. е. для удаления влаги. Так как для регенерации необходимо время, адсорбционный осушитель состоит из двух сосудов: в одном адсорбент осушается, в другом происходит его регенерация.

Для восстановления адсорбента используют холодную и горячую регенерацию.

При холодной регенерации часть потока осушенного (до 20 %) СВ направляется в сосуд с адсорбентом, который ее поглощает. Циклы регенерации составляют от 3 до 10 мин. Отработавший воздух в систему не возвращается. Поэтому при пневматической системе осушителя можно устанавливать дополнительный потребитель СВ.

Осушители с холодной регенерацией надежны и просты в обслуживании. Их используют при низких (до −80 °С) температурах точки росы. Они рассчитаны на большие объемы СВ, что увеличивает эксплуатационные расходы. Потери СВ, связанные с регенерацией адсорбента, — постоянные, но можно снизить потребляемую для этих целей энергию. Как правило, на регенерацию адсорбента расходуется около 15 % от номинальной производительности осушителя с холодной регенерацией. При оптимальной загрузке компрессора, например 1000 $м^3$/ч, потери составят 15 % от всей потребляемой энергии. Если потребление СВ снизится в 2—3 раза, потери составят 30÷45 %. Поэтому целесообразно выключать осушитель (точнее, остановить смену циклов) при его работе в режиме холостого хода. Для этого необходим блок управления.

При горячей регенерации для осушки адсорбента используют горячий воздух. Адсорбционные осушители с горячей регенерацией, как правило, имеют самостоятельную систему продувки адсорбента, чтобы исключить потребление СВ от компрессора. Для данного процесса в зависимости от типа адсорбента требуется температура от 150 до 300 °С.

В осушителях с холодной регенерацией используется алюмогель или активированная глина, в горячих осушителях — силикаты, силикагель или двуокись кремния. Адсорбционная емкость (способность поглощать влагу) резко падает с увеличением температуры. Так, при одинаковом расходе СВ габаритные размеры осушителя, рассчитанного на входную температуру 45 °С, будут в 2 раза больше размеров осушителя для температуры в 35 °С. В этом случае целесообразнее устанавливать после компрессора дополнительный охладитель. Силикаты более чувствительны к температуре входящего воздуха. Допустимая температура СВ на входе в осушитель с горячей регенерацией составляет 30÷45 °С. Ресурс адсорбента 2000÷4000 циклов регенерации, продолжительность цикла регенерации — от 4 до 8 ч. Эффективность адсорбента зависит от степени окисления и площади поверхности гранул.

Адсорбционные осушители с горячей регенерацией экономичнее и при расходах СВ больше 300 $м^3$/мин затраты на дорогое оборудование окупаются за 1,5 года.

При выборе адсорбционного осушителя учитывают точку росы под давлением, максимальную температуру СВ на входе, максимальный объемный расход сжатого воздуха и минимальное рабочее давление.

Чем ниже точка росы под давлением, тем больше энергии требуется для ее достижения, что и определяет затраты на осушение СВ. Как правило, для технологических процессов температура точки росы находится в пределах от 10 до −10 °С. Воз-

можна температура выше, но в этом случае используют компрессор, размещенный вместе с пневмосетями в производственном здании. При протяженных пневмопроводах предпочтительнее более низкая температура точки росы.

Такой показатель, как температура СВ на входе, очень важен: повышение температуры с 35 до 45 °С (всего на 10 °С) повышает содержание влаги в СВ на 70 %.

Максимальный объемный расход (пропускная способность) определяет давление. При небольшом осушителе возникают значительные потери давления при большом потоке СВ, т. е. при небольшом давлении требуется осушитель больших размеров.

Большое многообразие моделей осушителей обеспечивает возможность оптимального экономичного решения при модернизации предприятия с учетом конкретных условий. Для безмасляных компрессоров применяют модели осушителей, в которых для регенерации используется теплота компрессии. Некоторые осушители гарантированно обеспечивают точку росы −40 °С даже в условиях тропического климата.

В осушителях используют таймерные блоки управления и контроллеры точки росы. Таймерные блоки управления включают осушитель только при работе компрессора под нагрузкой. Периодичность циклов регенерации фиксированная. Контроллеры точки росы регулируют работу осушителя по качеству СВ на выходе.

Адсорбционный способ осушения СВ очень эффективен, но не экономичен, так как адсорбент требует постоянной регенерации, которая осуществляется СВ, нагретым до температуры более 120 °С. Ресурс адсорбента составляет один год. Сжатый воздух, нагреваемый СВ после регенерации, сбрасывается, т. е. неизбежны значительные потери СВ, ежегодные затраты на замену адсорбента и оплату электроэнергии. Преимуществом данного способа является высокая степень осушения, которая достигается только при строгом соблюдении технологии.

Высокая степень осушения на предприятиях требуется редко и применение в этом случае адсорбционных осушителей неоправдано. Однако они установлены на многих предприятиях.

С целью экономии на предприятиях отключают осушители, осушение СВ осуществляют с помощью развитой сети сброса конденсата из пневмопроводов через ручные краны (шипуны). Однако это крайне неэффективно, так как потери СВ составляют до 30 %.

Для минимизации потерь в 1999 г. на ООО "ЭНСИ" (Московская обл., пос. Селятино) для осушения СВ разработаны система и технология С-ОСВ. Экономическая эффективность системы С-ОСВ уже подтверждена на ряде предприятий России и стран СНГ.

Достоинства системы С-ОСВ:

не требует дополнительного отапливаемого помещения — оборудование устанавливается на открытой площадке;

высокая надежность работы в любое время года;

исключено замерзание осушителей в зимнее время;

обеспечивает изменение температуры точки росы с учетом условий эксплуатации;

простота эксплуатации;

низкие эксплуатационные затраты;

снижение энергозатрат на следующей ступени глубокого осушения СВ.

К недостаткам можно отнести повышенные габаритные размеры осушителей.

Для потребителей с высокими требованиями к качеству СВ предусматривается установка малозатратных рефрижераторных или адсорбционных осушителей.

При модернизации системы осушения СВ на предприятии необходимо учитывать: расход воздуха; качество СВ; число потребителей, протяженность сетей; потери, обусловленные некачественным СВ; эксплуатационные затраты; стоимость основного оборудования, дополнительных средств и проектных работ. Кроме того, целесообразно учитывать возможные изменения в потреблении энергоресурсов, связанные с изменениями объемов производства. Для обеспечения эффективности модернизации предприятия следует спрогнозировать изменения рынка на 3÷5 лет и разработать несколько вариантов модернизации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пневматические** устройства и системы в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. Е. В. Герц. М.: Машиностроение, 1981. 408 с.

2. **Снижение** энергопотерь в пневмоприводах станков, автоматических манипуляторов и других машин. М.: Министерство станкостроительной и инструментальной промышленности, 1986. 40 с.

3. **Кузнецов Ю. В., Кузнецов М. Ю.** Сжатый воздух. Екатеринбург: Уральское отделение РАН, 2003. 284 с.

4. **Борисов Б. Г., Калинин Н. В., Михайлов В. А.** Системы воздухоснабжения промышленных предприятий // Энергосбережение в системах сжатого воздуха. Вып. 5. Минск: МЭИ, 1989. 180 с.

5. **Руководство** по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия / А. Н. Дмитриев, И. Н. Ковалев, Ю. А. Табунщиков, Н. В. Шилкин. М.: АВОК-ПРЕСС, 2005. 122 с.

6. **Войтехович В. Н.** Системы сжатого воздуха промышленных предприятий. Проблемы и решения // Энергоэффективность. 2001. № 3. С. 16, 17.

7. **Системы** осушки сжатого воздуха — решение проблемы энергосбережения в технологии подготовки сжатого воздуха / Ю. Н. Новосельский, В. Н. Войтехович, В. Н. Воробьев, А. А. Змиевский // Энергоэффективность. 1999. № 3. С. 8—10.

8. **Молодежникова Л. И.** Технологические энергоносители промышленных предприятий. Томск: Национальный исследовательский Томский политех. ун-т, 2010. 240 с.

УДК 532.546:533.6.011

В. В. МАЛАНИН, д-р техн. наук, Е. Н. ОСТАПЕНКО, О. Г. ПЕНСКИЙ, д-р техн. наук
(Пермский государственный национальный исследовательский университет), e-mail: ogpensky@mail.ru

Научные разработки в области строительных откатных артиллерийских орудий и их математические модели[1]

Перечислены наиболее важные инженерные решения при создании откатных строительных артиллерийских орудий. Приведены математические модели динамики многоствольных строительных артиллерийских систем и оценка их эффективности.

Ключевые слова: артиллерийское строительное орудие, свая, проникание, математическая модель.

The most important engineering solutions at development of rolling artillery construction instruments are enumerated. The mathematical models of dynamics of multibarrel construction artillery systems and evaluation of their effectiveness are presented.

Keywords: artillery construction instrument, pile, penetration, mathematical model.

В России работы по созданию устройств для застреливания строительных элементов в грунт начались в 70-е годы прошлого века. Начало научным исследованиям в этом направлении положил профессор Пермского государственного технического университета (ПГТУ) М. Ю. Цирульников. В 90-е годы эти работы продолжились в Пермском государственном университете (ПТУ). Строительные пушки и сегодня остаются только российским достижением и не имеют аналогов за рубежом. Специалистами Пермского государственного национального исследовательского университета (ранее ПГУ) получено более десяти патентов на изобретение в этой области.

Для первых строительных пушек УЗАС-2 использовали крупнокалиберные артиллерийские орудия М-47 [1]. Для их доработок не требовалось специальных станков и оборудования. Ствол пушки обрезали до длины 2,345 м, устанавливали стальной противовес массой 240 кг, в канале ствола боевой пушки стачивали нарезы, нижнюю часть орудия устанавливали на направляющие колонны, находящиеся на трелевочном тракторе, таким образом, что дульный срез ствола был направлен в грунт [2]. Данные установки (рис. 1) применяли для застреливания анкеров и свай.

Для описания динамики данной технологии были разработаны математические модели [3, 4], на основе которых решается задача баллистики и определяется величина проникновения сваи в грунт. Погрешность расчетных значений, полученных с помощью математических моделей относительно экспериментальных данных, составляет 6,8 %.

В дальнейшем на основании расчетных и экспериментальных данных был разработан новый способ застреливания свай, который назвали импульсным вдавливанием [5]. Расчеты и эксперименты показали, что импульсное вдавливание с помощью поршня-забойника обеспечивает заглубление на 200÷250 % больше, чем при обычном застреливании при той же массе пороха, т. е. при тех же энергозатратах. УЗАС-2 позволяет застреливать сваи в глинистый грунт с консистенцией 0,5 на глубину до 4 м.

Рис. 1. УЗАС-2 перед застреливанием сваи в мерзлый грунт

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (базовая часть государственного задания на проведение научно-исследовательских работ).

Дальнейшие исследования в этой области привели к созданию импульсного вдавливания свай с помощью откатного орудия в донный грунт с поверхности воды [6]. Данный способ позволяет увеличить проникание анкеров в донный грунт на 350÷400 % по сравнению с обычным застреливанием.

Однопараметрический анализ на основании численных экспериментов [3] показал, что для наибольшего заглубления строительных элементов в грунт необходимо использовать тяжелые артиллерийские откатные орудия, способные значительно поглощать энергию отката. Однако транспортировка таких орудий вызывает большие трудности. Для устранения этого недостатка и увеличения проникновения застреливаемых строительных элементов была предложена многоствольная установка [7].

Многоствольная строительная артиллерийская система (рис. 2) работает следующим образом. В стволы *1* вставляют фигурный поршень *3* с платформой *2*, которая опирается на строительный элемент *4*, упирающейся в грунт *5*. Во время выстрела платформа *2* давит на сваю *4*, в результате чего свая проникает в грунт.

На основе теории термодинамики выстрела [8] разработана математическая модель застреливания строительного элемента в грунт для многоствольного устройства. Общепринятые допущения были дополнены допущением о том, что при выстреле отсутствует поворот сваи относительно первоначальной вертикальной оси.

Существуют разные способы размещения стволов в многоствольных устройствах, один из них приведен в работе [9].

Многоствольная строительная артиллерийская система состоит из нескольких пар одинаковых орудий. Платформа поршня-забойника представляет собой диск, который центром опирается на застреливаемый элемент. Ствольные поршни, вставленные верхней частью в стволы орудий, опираются нижними концами на противоположные края платформы поршня-забойника.

Предварительный этап выстрела описывается формулой [8]:

$$\Psi_{0,i} = \frac{\Delta_i^{-1} - \delta_i^{-1}}{\dfrac{f_i}{p_{0,i}} + \alpha_i - \delta_i^{-1}},$$

где $i = \overline{1, n}$ — номер ствола; n — число стволов; $\psi_{0,i}$ — доля пороха, сгоревшего во время предварительного этапа выстрела в i-м стволе; $\Delta_i = \omega_i / W_{0,i}$ (ω_i — масса заряда; $W_{0,i}$ — объем каморы); δ_i — плотность пороха; f_i — сила пороха; $p_{0,i}$ — давление форсирования; α_i — коволюм пороховых газов в i-м стволе.

Первый этап выстрела описывается задачей Коши:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{f_i\omega_i\frac{d\Psi_i}{dt} + p_i\left[-\omega_i(\alpha_i - \delta_i^{-1})\frac{d\Psi_i}{dt} + s_i v_i + s_i v_a\right] -}{W_{0,i}\left(1 - \frac{\Delta_i}{\delta_i} - \Delta_i(\alpha_i - \delta_i^{-1})\Psi_i\right) +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-\theta_i F(v_a, l_a)v_a - \theta_i m v_a \frac{dv_a}{dt}}{+ s_i L_{p,i} + s_i L_a} + B. \qquad (1)$$

Здесь

$$B = \frac{-\theta_i M_i g v_i - \theta_i M_i v_i \frac{dv_i}{dt} - \theta_i G(v_i, L_{p,i})v_i +}{W_{0,i}\left(1 - \frac{\Delta_i}{\delta_i} - \Delta_i(\alpha_i - \delta_i^{-1})\Psi_i\right) +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+ \theta_i m g v_a + \theta_i v_a \sum\limits_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{n} s_i p_i}{+ s_i L_{p,i} + s_i L_a};$$

$$m\frac{dv_a}{dt} = \sum_{i=1}^{n} s_i p_i + mg - F(v_a, L_a); \qquad (2)$$

$$M_i\frac{dv_i}{dt} = p_i s_i - M_i g - G(v_i, L_{p,i}); \qquad (3)$$

$$v_a = \frac{dL_a}{dt}; \qquad (4)$$

$$v_i = \frac{dL_{p,i}}{dt}; \qquad (5)$$

$$\frac{d\Psi_i}{dt} = \frac{1}{I_{p,i}} p_i,$$

где $p_i(0) = p_{i,0}$; $v_a(0) = v_i(0) = L_a(0) = L_{p,i}(0) = 0$; $\Psi_i(0) = \Psi_{0,i}$; v_a и L_a — абсолютные скорость и путь сваи в грунте; m — масса сваи; Q_i и $L_{p,i}$ — вес и путь i-й откатной части пушки; M_i — массы откатных частей пушки; q — вес сваи; t — время; v_i — скорость отката i-го ствола; p_j и s_j — давление в j-м канале ствола и площадь его поперечного сечения; θ_i — показатель адиабаты пороховых газов; Ψ_i — доля сгоревшего заряда в i-м стволе; W_{Ψ_i} — свободный объем каморы к моменту сгорания в ней заряда Ψ_i; $F(v_a, L_a)$ — сила сопротивления грунта движению в нем сваи; $G(v_i, L_{p,i})$ — сила сопротивления откату i-го ствола; g — ускорение свободного падения; $I_{p,i}$ — импульс пороха в i-м стволе.

Второй этап выстрела также описывается уравнениями (2)—(5), но уравнение (1) заменяем на выражение

$$p_i = p_{i,k}\left(\frac{l_{1,k} + L_{a,i,k} + L_{p,i,k}}{l_{1,i} + L_a + L_{p,i}}\right)^{1+\theta_i},$$

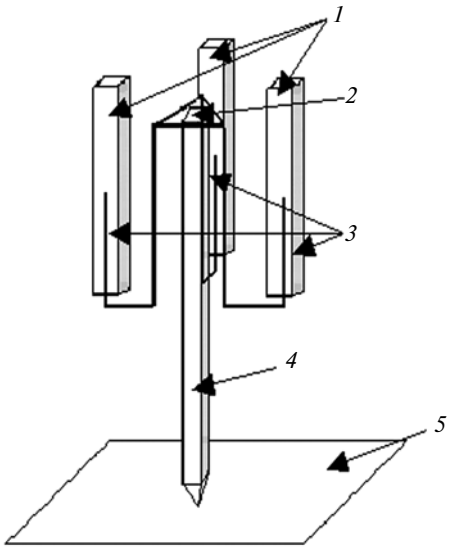


Рис. 2. Схема многоствольной строительной артиллерийской системы

где $l_{1,i} = \dfrac{W_{0,i}}{s_i}(1 - \Delta_i\alpha_i)$; $L_{a,i,k}$ — абсолютный путь сваи к концу первого этапа выстрела для i-го ствола; $L_{p,i,k}$ — величина отката i-го ствола к концу первого этапа выстрела; $p_{i,k}$ давление в i-м стволе в конце первого этапа выстрела.

Начальные условия для решения системы уравнений, описывающих второй этап выстрела, имеют вид:

$$v_a(0) = v_{a,k}; \quad v_i(0) = v_{i,k}; \quad L_a(0) = L_{a,k}; \quad L_{p,i}(0) = L_{p,i,k},$$

где $v_{a,k}$ — абсолютная скорость сваи к концу первого этапа в i-м стволе; $v_{i,k}$ — скорость отката i-го ствола к концу первого этапа выстрела; $L_{a,k}$ и $v_{a,k}$ — абсолютные путь и скорость сваи к концу первого тапа выстрела для орудия, в котором быстрее всего завершился первый этап выстрела.

При равенстве технических характеристик стволов и их заряда вышеприведенная математическая модель описывает известную внутреннюю баллистику орудий [10]. Таким образом, при справедливости равенств: $p_j = p$; $v_j = v$, $L_{p,j} = L_p$; $\Psi_j = \Psi$; $j = \overline{1, n}$, получим систему уравнений, описывающую динамику строительных орудий с одинаковыми техническими характеристиками.

Предварительный этап выстрела для каждого ствола описывается выражением

$$\Psi_0 = \frac{\Delta^{-1} - \delta^{-1}}{\dfrac{f}{p_0} + \alpha - \delta^{-1}}.$$

Первый этап выстрела описывается выражением

$$\frac{dp}{dt} = \frac{f\omega\dfrac{d\Psi}{dt} + p\left[-\omega(\alpha - \delta^{-1})\dfrac{d\Psi}{dt} + sv + sv_a\right] - \rightarrow}{W_0\left(1 - \dfrac{\Delta}{\delta} - \Delta(\alpha - \delta^{-1})\Psi\right) + \rightarrow}$$

$$\rightarrow \frac{-\theta F(v_a, L_a)v_a - \theta m v_a\dfrac{dv_a}{dt}}{+ sL_p + sL_a} + A. \qquad (6)$$

Здесь

$$A = \frac{-\theta Mgv - \theta M\dfrac{dv}{dt} - \theta G(v, L_p)v + \theta mgv_a + (n-1)\theta v_a sp}{W_0\left(1 - \dfrac{\Delta}{\delta} - \Delta(\alpha - \delta^{-1})\Psi\right) + sL_p + sL_a};$$

$$m\frac{dv_a}{dt} = nsp + mg - F(v_a, L_a); \qquad (7)$$

$$M\frac{dv}{dt} = ps - Mg - G(v, L_p); \qquad (8)$$

$$v_a = \frac{dL_a}{dt}; \qquad (9)$$

$$v = \frac{dL_p}{dt}; \qquad (10)$$

где $\dfrac{d\Psi}{dt} = \dfrac{p}{I_p}$; $p(0) = p_0$; $v_a(0) = v(0) = L_p(0) = 0$; $\Psi(0) = \Psi_0$.

Второй этап выстрела описывается уравнениями (7)—(10) и выражением

$$p = p_k\left(\frac{l_{1,k} + L_{a,k} + L_{p,k}}{l_{1,k} + L_a + L_p}\right)^{1+\theta}.$$

Начальные условия для решения системы уравнений, описывающих второй этап выстрела, имеют вид:

$$v_a(0) = v_{a,k};\ v(0) = v_k;\ L_a(0) = L_{a,k};\ L_p(0) = L_{p,k}.$$

Очевидно, что при $n = 1$ предложенная математическая модель описывает внутреннюю баллистику обычного откатного строительного орудия, приведенного в работе [3].

После выхода строительного элемента из всех каналов стволов движение сваи в грунте описывается задачей Коши:

$$m\frac{dv_a}{dt} = -F(v_a, L_a) + mg,$$

где $v_a = \dfrac{dL_a}{dt}$; $L_a(0) = L_{a,d}$; $v_a(0) = v_{a,d}$; $v_{a,d}$ — абсолютная скорость сваи в момент ее выхода из канала ствола, в котором дольше всего двигалась свая; $L_{a,d}$ — абсолютный путь сваи по каналу ствола, в котором дольше всего перемещалась свая в суммарное время первого и второго этапов выстрела.

Величина проникания строительного элемента в грунт соответствует значению L_a, при котором выполняется равенство $v_a = 0$.

Таким образом, для описания динамики многоствольного артиллерийского орудия с разными техническим характеристиками и условиями заряда решается $6n + 6$ дифференциальных уравнений, а для описания динамики артиллерийской системы с одинаковыми техническим характеристиками и условиями заряда — 12 уравнений.

В качестве примера рассмотрим многоствольное строительное откатное артиллерийское орудие с одинаковыми техническими характеристиками стволов и условиями заряда. Ниже приведены входные параметры расчетной модели.

Масса пороха в каждом стволе, кг	0,3
Импульс пороха, МПа·с	250
Калибр ствола, м	0,17
Объем каморы, м^3	0,001026
Масса ствола, кг	3600
Длина канала, м	2,345
Суммарная масса сваи и поршня-забойника, кг	600
Диаметр миделевого сечения сваи, м	0,22

Величина проникания сваи в глинистый грунт зависит от числа стволов. При консистенции 0,3 грунта проникание сваи [3] составит: при одном стволе — 3,1 м; двух — 4,2 м; трех — 4,7 м; при четырех — 5,1 м.

Таким образом, с увеличением числа стволов увеличивается глубина проникания застреливаемых свай в грунт. Каждый ствол-орудие можно транспортировать на собственной самоходной установке, затем для выстрела объединять стволы с помощью единого поршня-забойника в единую многоствольную систему, что облегчает транспортировку устройства и, решая конкретные строительные задачи, использовать в системе разное число стволов.

Одноствольные системы были апробированы при разработках нефтяных месторождений Западной Сибири и возведении промышленных корпусов Пермского вагоноремонтного завода. Создание многоствольных строительных откатных орудий сегодня находится на этапе НИОКР.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1258105 СССР**: МКИ^4 E02D 7/12. Установка для погружения строительных элементов.

2. **Основы** импульсной технологии устройства фундаментов: монография / А. А. Бартоломей, В. Н. Григорьев, И. М. Омельчак и др. Пермь: ПГТУ, 2002. 179 с.

3. **Маланин В. В., Пенский О. Г.** Сопряженные модели динамики импульсно-тепловых машин и проникания недеформируемых тел в сплошную среду: Монография. Пермь: Пермский ГУ, 2007. 199 с.

4. **Pensky O. G.** Engineering Construction Cannons. Theory and Practice // KSCE Journal of Civil Engineering. 2013. № 17 (7). P. 1562—1567.

5. **Пат. 2303738 Рос. Федерации.** Способ закрепления трубопровода выстреливаемыми анкерами и поршень-забойник для осуществления способа.

6. **Черников А. В., Пенский О. Г.** Математическая модель заглубления в грунт строительного элемента с платформы на воде // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 32—37.

7. **Пат. 2348757 Рос Федерации.** Установка для погружения в грунт строительных элементов.

8. **Русяк И. Г., Ушаков М. М.** Внутрикамерные гетерогенные процессы в ствольных системах: Монография. Екатеринбург: УрО РАН. 2001. 259 с.

9. **Заявка № 2014116303** на пат. Рос. Федерации. Способ размещения артиллерийских орудий в многоствольной строительной артиллерийской системе.

10. **Пенский О. Г., Проничев А. А.** Многоствольная артиллерийская установка для погружения в грунт строительных элементов // Изобретатель. 2010. № 10 (130). С. 15—19.

УДК 621.9.029.002.2

В. А. ПУХАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук, Д. М. ЗАБЕЛЬЯН, П. В. ПУХАЛЬСКИЙ (МГУПИ), e-mail: puhalya@mail/ru

Мониторинг использования мелкоразмерных сверл в условиях конкретного производства

Рассматривается возможность в условиях конкретного производства мониторинга использования мелкоразмерных сверл, основанного на классификации отказов и анализе параметров списанных сверл.

Ключевые слова: списанный инструмент, мониторинг, классификация отказов, распределение по отказам.

The opportunity of monitoring of application of small size drills in conditions of a certain production, based on classification of failures and analysis of parameters of discarded drills, is considered.

Keywords: discarded tool, monitoring, classification of failures, distribution on failures.

Определение оптимального сочетания использования инструмента, его стойкости, режимов обработки и требуемой производительности — одно из узких мест лезвийной обработки деталей на производстве. Для исследования выбрали операцию сверления контровочных отверстий в крепежных деталях. В реальном производстве эта операция характеризуется относительно небольшой производительностью и значительным расходом режущего инструмента.

Для выяснения причин данного положения и мониторинга ситуации воспользуемся решением этих вопросов в работах [1, 2], в которых исходная

информация для анализа получена по данным разбраковки инструмента после эксплуатации. Для мониторинга необходима четкая классификация отказов инструмента поэтапного его выхода из строя. Необходимо также установить параметр, отражающий длительность эксплуатации сверл, который может стать комплексным показателем качества использования инструмента.

Отказы будем рассматривать для данного инструмента в целом, для чего сведем все отказы к трем видам: **износ**, **скол**, **поломка**.

К **износу** относятся: непосредственно износ режущих кромок сверл и дефекты в виде выкрашиваний и мелких сколов, величина которых не превышает предельно допустимого износа. При таких отказах инструмент выходит из строя постепенно и режущие кромки можно восстанавливать многократно без учета его состояния после эксплуатации, предшествующей данному периоду наработки на отказ.

К **сколу** относятся дефекты, имеющие характер излома, величина которых превышает предельно допустимый износ. Такой вид отказа позволяет использовать сверло хотя бы еще один раз без учета его состояния после эксплуатации, предшествующей данному периоду наработки на отказ.

К **поломке** относятся изломы, после появления которых инструмент нельзя использовать далее. Такой вид отказа приводит к однократному использованию инструмента.

Проведенный согласно данной классификации анализ мелкоразмерных сверл, списанных за 2,5 месяца, показал, что число сверл со сколами и поломанных составляет от 75 до 95 % (рис. 1).

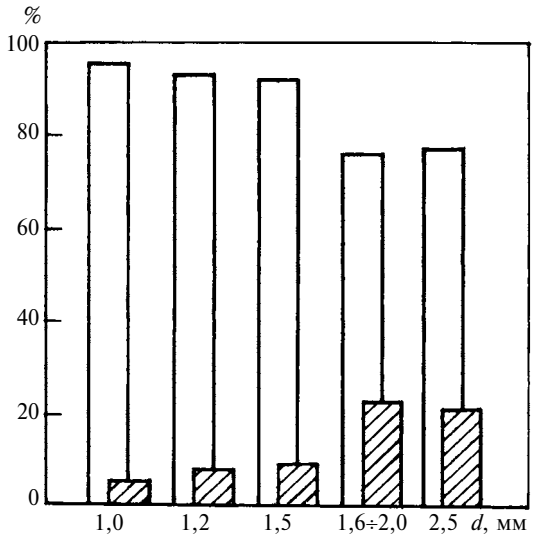


Рис. 1. Соотношение чисел мелкоразмерных сверл с разными видами отказов, списанных за 2,5 месяца:
▨ — сверла с износом; □ — сверла со сколами и поломками; d — диаметр сверла

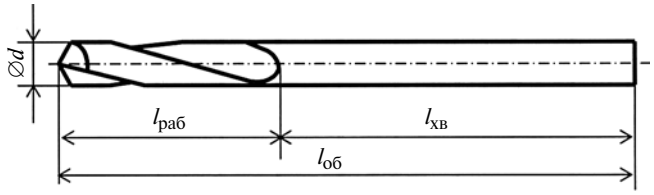


Рис. 2. Параметры сверла

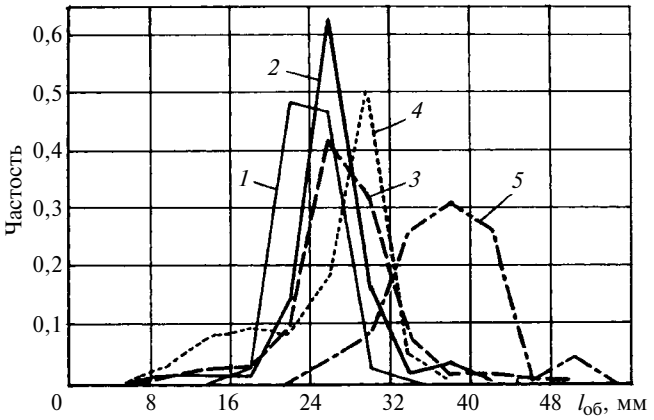


Рис. 3. Частость списания мелкоразмерных сверл с определенной общей длиной $l_{об}$ и d = 1,0 (*1*), 1,2 (*2*), 1,5 (*3*), 1,6÷2,0 (*4*) и 2,5 мм (*5*)

Так как режущие свойства сверл восстанавливают переточкой, при которой уменьшается общая длина $l_{об}$ сверла (рис. 2), то этот параметр может служить мерой длительности его эксплуатации. Распределения параметра $l_{об}$ для списанных сверл разных диаметров приведены на рис. 3. Установлено, что наиболее часто списывают сверла с длиной, близкой к длине $l_{хв}$ хвостовика (см. рис. 2). Этот факт, рассмотренный отдельно, можно считать признаком полноты использования режущего инструмента, т. е. положительным. Однако большинство списанных сверл имели вид излома (см. рис. 1), поэтому судить о качестве их использования только по остаточной общей длине нельзя.

Для уменьшения объема работ и выявления наиболее часто встречающихся отказов рассмотрим соотношение числа списываемых на производстве сверл разных диаметров и затрат, связанных с этим (рис. 4). Наибольший процент по обоим параметрам приходится на сверла с d = 1,5 мм, поэтому дальнейший анализ был связан с данным типоразмером сверл.

Анализ распределения рабочей длины $l_{раб}$ сверл показал, что независимо от вида отказа оно имеет экспоненциальный характер (рис. 5). Оценка $l_{раб}$ отдельно для сверл с поломкой, сколом и износом показала, что ярко выраженный экспоненциальный характер распределения имеют лишь сверла с поломкой; распределения $l_{раб}$ сверл со сколом и износом близки к нормальному.

Равномерность списания сверл с $d = 1{,}5$ мм анализировали по еженедельной выборке инструментов, сдаваемых в раздаточную кладовую цеха. Установлено, что число N списанных за неделю сверл существенно различается (рис. 6), т. е. в условиях производства по выборке за неделю сложно судить о расходе инструмента. Следовательно, необходимо увеличить период выборки инструмента.

Достоверность получаемой информации при увеличении периода выборки можно оценить по изменению коэффициента вариации, определяемого по формуле

$$\nu = \sigma / \bar{x},$$

где σ и $\bar{x}$ — средние квадратическое и арифметическое отклонения.

Зависимость коэффициента ν вариации от интервала выборки (рис. 7) показала, что достоверность повышается с увеличением интервала выборки инструмента, однако в этом случае при неизменном объеме исходной информации уменьшается число выборок, что является ограничением для беспредельного увеличения их интервала. Чтобы установить этот предел для нашего конкретного случая, рассмотрим только варианты, в которых при построении гистограмм практических распределений число значимых интервалов будет не менее пяти и распределение будет непрерывным.

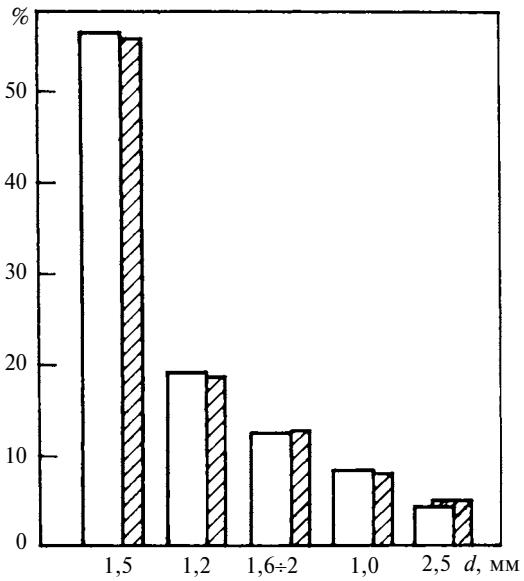


Рис. 4. Соотношение чисел (□) и стоимости (▨) мелкоразмерных сверл разных диаметров d, списанных за 2,5 месяца

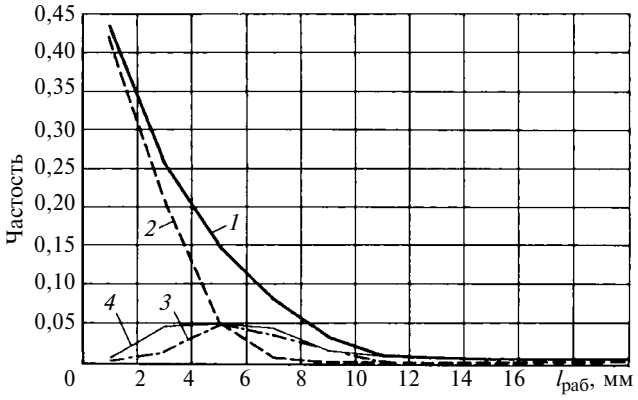


Рис. 5. Частость списания сверл с $d = 1{,}5$ мм и $l_{раб} = 2{,}91$ мм независимо от вида отказа (*1*), с поломками (*2*), со сколами (*3*) и с износом (*4*)

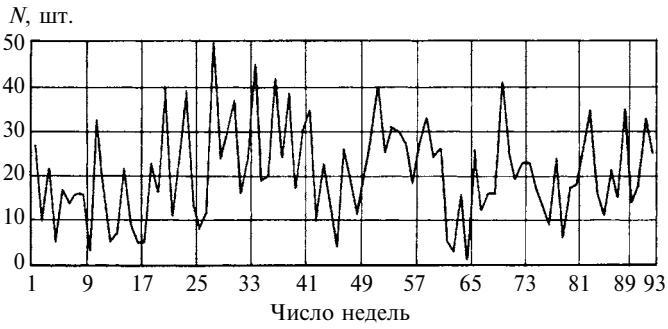


Рис. 6. Число сверл с $d = 1{,}5$ мм, списываемых по неделям

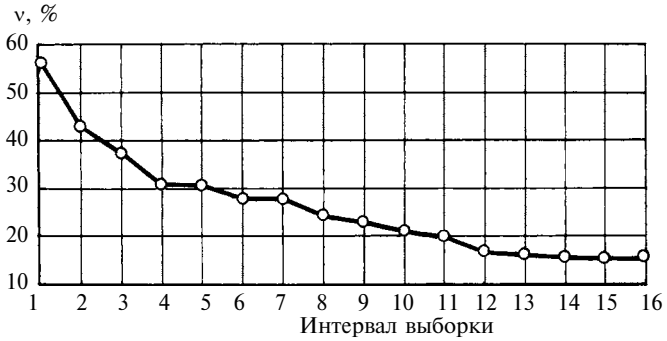


Рис. 7. Изменение коэффициента ν вариации в зависимости от интервала выборки

Для определения оптимального числа значимых интервалов гистограммы используем формулу Стерджесса [3]

$$m = 1 + \log_2 n \approx 1 + 3{,}322 \lg n,$$

где m — оптимальное число значимых интервалов; n — число выборок инструмента.

На рис. 8 представлены гистограммы, полученные при разных интервалах выборок сверл, анализ которых показал, что оптимальным будет интервал, равный пяти неделям.

Согласно работе [1] третий этап мониторинга качества использования инструмента позволяет наиболее точно указать причины возникновения тех или иных видов отказов. Однако это возможно лишь при достаточном опыте эксплуатации инструмента, позволяющем связать вид отказа с его причиной.

На рис. 9, *а—г* приведены характерные виды отказов мелкоразмерных сверл.

Анализ списанных сверл с износом и сколами показал, что критерием съема инструмента со станка является катастрофический износ по главной задней поверхности, который имеет явно адгезионный характер и сопровождается сколами режущей кромки и выламыванием спинки пера.

Анализ операции сверления контровочных отверстий по состоянию списанного инструмента позволил сделать ряд важных выводов:

списанные мелкоразмерные сверла являются источником информации об условиях их эксплуатации и качестве инструмента;

разбраковка списанных сверл по видам отказов и последующий анализ их количественных отношений дает представление о качестве использования инструмента, однако для однозначной оценки необходимо определить комплексный показатель;

комплексный показатель, предложенный в работе [2], не дает однозначной связи $l_{раб}$ с длительностью эксплуатации мелкоразмерных сверл, поэтому невозможен полноценный мониторинг качества использования данного инструмента. Для создания условий мониторинга необходимо или значительно сократить число поломок и сколов сверл, или получить дополнительную информацию для оценки длительности эксплуатации инструмента;

в связи с тем, что износ режущей кромки сверла является адгезионным и происходит преимущественно по задней поверхности, необходимо определить условия, при которых он будет исключен или минимизирован.

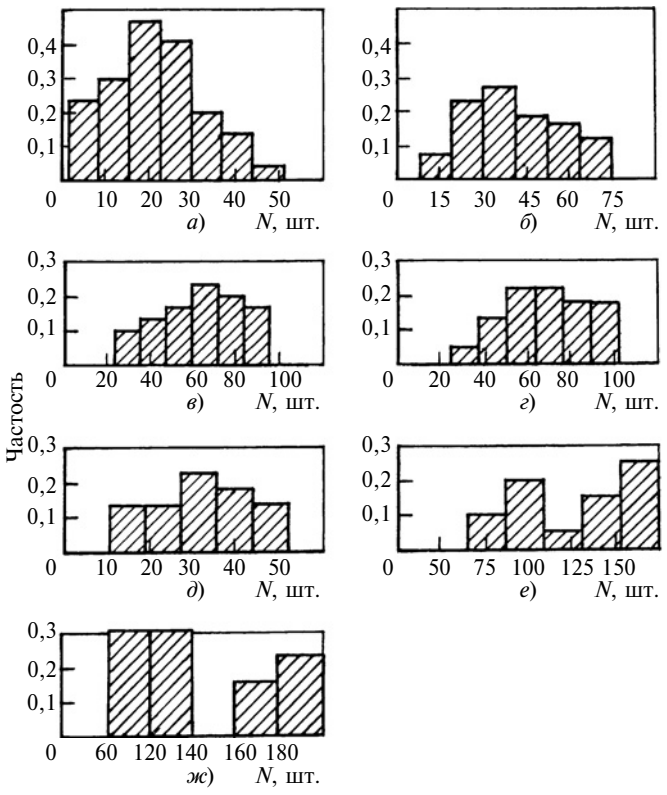


Рис. 8. Гистограммы распределения числа *N* сверл, списываемых еженедельно (*а*) и каждые две (*б*), три (*в*), четыре (*г*), пять (*д*), шесть (*е*) и семь недель (*ж*)

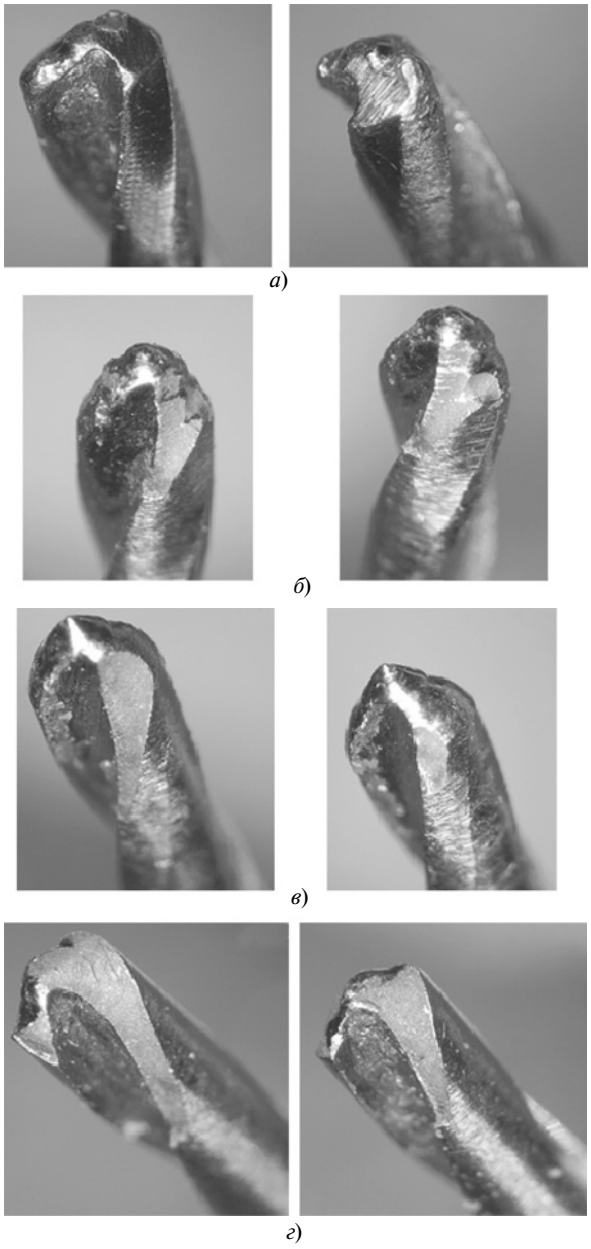


Рис. 9. Примеры характерных видов отказов мелкоразмерных сверл с износом (*а*), сколом (*б*, *в*) и поломкой (*г*) режущей части

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пухальский П. В.** Мониторинг качества использования инструмента при эксплуатации // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 56—58.

2. **Пухальский В. А.** Индекс качества использования режущего инструмента при эксплуатации // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 34—36.

3. **Бардасов С. А.** Оптимальное число интервалов гистограммы. Актуальное состояние и тенденции развития физико-математических наук и информационных технологий // Материалы междунар. заочной науч.-практич. конф. (25 сентября 2012 г.). http://sibac.info/index.php/2009-07-01-10-21-16/3949-2012-10-02-03-28-12