

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2

Телефон: 8-(499)-269-52-98 Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,

Колодезный пер., д. 2a, стр. 2 Телефон: 8-(495)-661-38-80.

E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru

www.mashin.ru

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

Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49. Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.

Сайт: www.aov.ru

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН		DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES
Гребенников А. С., Гребенников С. А., Косарева А. В. — Неравномерность и цикличность изменения затрат на обеспечение работоспособности автомобиля	3	Grebennikov A. S., Grebennikov S. A., Kosareva A. V. — Nonuniformity an cyclicity of variation of costs on assurance of automobile working abilit
Иванов А. С., Фомин М. В. — Расчетные нагрузки приводов	11	Ivanov A. S., Fomin M. V. — Design loads of drives
Крохмаль Н. Н., Крохмаль О. Н. — Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного механизма типа ВПСС на основе его передаточной функции	16	Krokhmal' N. N., Krokhmal' O. N. — Method, algorithm and program realization of kinematic synthesis of spatial lever mechanism of RPS type basing on its transfer function
Огородов В. А. — Обеспечение направленной деформации тонкостенного цилиндра при закреплении	20	Ogorodov V. A. — Assurance of oriented deformation of thin-walle cylinder at fixing
Пивень В. В., Уманская О. Л. — Определение граничных условий работы вибрационных грохотов	25	Piven' V. V., Umanskaya O. L. — Determination of boundary operatio conditions of vibration screens
Плеханов Ф. И., Молчанов С. М., Сунцов А. С. — Влияние конструктивных особенностей планетарной передачи на распределение нагрузки по ее сателлитам	28	Plekhanov F. I., Molchanov S. M., Suntsov A. S. — Influence of structural features of planetary gear on load distribution on its sattlelites
Барбашов Н. Н., Леонов И. В. — Математическая модель спасательного устройства с маховичным накопителем энергии	32	Barbashov N. N., Leonov I. V. — Mathematical model of life-savinapparatus with flywheel energy storage
Маленков М. И., Волов В. А. — Колесно-шагающий движитель планетохода с функцией активной подвески в режиме колесного движения	34	Malenkov M. I., Volov V. A. — Wheel-walking propeller of rover wit function of active suspension in wheel moving mode
Кухарь В. Д., Киреева А. Е., Сорвина О. В. — Калибровка внутренней поверхности трубчатой заготовки давлением импульсного магнитного поля	41	Kukhar' V. D., Kireeva A. E., Sorvina O. V. — Calibration of internations surface of tube billet by pressure of pulse magnetic field
Нигметзянов Р. И., Сундуков С. К., Фатюхин Д. С. — Сборка прессовых соединений с применением ультразвуковых колебаний	43	Nigmetzyanov R. I., Sundukov S. K., Fatyukhin D. S. — Assembly of press joints under action of ultrasonic vibrations
Табаков В. П., Ширманов Н. А., Сизов С. В., Чихранов А. В. — Влияние конструкции катодов и их расположения на параметры структуры и механические свойства многоэлементных нитридных покрытий	47	Tabakov V. P., Shirmanov N. A., Sizov S. V., Chikhranov A. V. — Influence of cathodes structure and installation design layout on structur parameters and mechanical properties of multi-element nitride coatings
Короткин В. И. — Влияние продольной модификации поверхностей зубьев на напряженное состояние и нагрузочную способность зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76	51	Korotkin V. I. — Influence of lengthwise easing relief of teeth surfaces o stressed state and load ability of Novikov gearings with the initial contour according to ΓΟCΤ 15023—76
Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки		Problems of tribology-friction, wearing away and lubrication
Вагин А. В., Албагачиев А. Ю., Сидоров М. И., Ставровский М. Е. — Исследование противоизносных свойств покрытий на артиллерийских стволах	55	Vagin A. V., Albagachiev A. Yu., Sidorov M. I., Stavrovskiy M. E. – Research of antiwear properties of coatings on artillery barrels
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ		MANUFACTURING ENGINEERING
Ливанский А. Н., Нигметзянов Р. И., Сундуков С. К., Фатюхин Д. С. — Ультразвуковая обработка дисперсных систем	62	Livanskiy A. N., Nigmetzyanov R. I., Sundukov S. K., Fatyukhin D. S. – Ultrasonic treatment of disperse systems
Коротков В. А. — Технико-экономическая эффективность карбонитрации	68	$\textbf{Korotkov V. A.} \ \ \textbf{Technical and economical effectiveness of carbonitriding}$
Каблов В. Ф., Новопольцева О. М., Кочетков В. Г., Лапина А. Г., Пудовкин В. В. Эластомерные теплозащитные материалы, содержащие алюмосиликатные микросферы	72	Kablov V. F., Novopol'tseva O. M., Kochetkov V. G., Lapina A. G. Pudovkin V. V. — Elastomeric heat-protection materials, containin aluminosilicate microspheres
Кабалдин Ю. Г., Аносов М. С., Желонкин М. В., Головин А. А. — Модели хрупкого разрушения металлических конструкций из низкоуглеродистых сталей при пониженных температурах	74	Kabaldin Y. G., Anosov M. S., Zhelonkin, M. V., Golovin A. A. — Mode of brittle fracture of metal structures from low-carbon steels at low temperatures
Проблемы теории и практики резания материалов		Problems of theory and practice of materials cutting
Воронов С. А., Ма Вэйдун — Влияние геометрических параметров абразивных зерен на силы резания	82	Voronov S. A., Ma Veidun — Influence of geometric parameters of abrasive grains on cutting force
Ямников А. С., Кузнецов Е. Ю., Чуприков А. О. — Обеспечение точности нарезания перь примя резудами на станках с ЧПУ	87	Yamnikov A. S., Kuznetsov E. Yu., Chuprikov A. O. — Support of accuracy of two-cutter thread cutting on NC machines

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

Сдано в набор 25.07.2017. Подписано в печать 19.08.2017. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 629.113.539.538

А. С. ГРЕБЕННИКОВ, д-р техн. наук, С. А. ГРЕБЕННИКОВ, канд. техн. наук, А. В. КОСАРЕВА, канд. экон. наук (Саратовский ГТУ им. Ю. А. Гагарина), e-mail: asg@sstu.ru

Неравномерность и цикличность изменения затрат на обеспечение работоспособности автомобиля

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований неравномерности и цикличности изменения технического состояния элементов автомобиля в процессе эксплуатации, которые необходимо учитывать при планировании текущих затрат на обеспечение его работоспособности в условиях автотранспортных предприятий.

Ключевые слова: управление, техническое состояние, неравномерность, цикличность, затраты на ремонт, эксплуатационный цикл.

The results of theoretical and experimental research of nonuniformity and cyclicity of technical state variation of automobile elements during operating process, which are necessary to be taken into account at planning of current costs on assurance of its working ability in conditions of an automobile operating company are presented.

Keywords: control, technical state, nonuniformity, cyclicity, repair costs, operating cycle.

Материальные и трудовые затраты на поддержание работоспособности автотранспортных средств (АТС) составляют значительную часть (до 20 %) себестоимости грузовых и пассажирских перевозок. На протяжении эксплуатационного цикла они не остаются постоянными — по мере выработки ресурса ("возраста") АТС их доля в себестоимости перевозок увеличивается из-за нарастающей частоты отказов основных элементов и сложности выполнения ремонтно-восстановительных операций. По этой причине финансовыми и техническими службами автотранспортных предприятий (АТП) постоянно корректируются предстоящие квартальные и годовые эксплуатационные затраты на выполнение регламентных работ по техническому обслуживанию (ТО), текущему (ТР) и капитальному (КР) ремонтам АТС. Основанием для их планирования являются нормативные требования Положения [1], которое длительное время не пересматривалось.

Так как нормативные документы являются важным управляющим фактором снижения издержек

на функционирование автотранспортной отрасли, то их обоснованность должна отражать современные научные и практические достижения. Накопленный в сфере технической эксплуатации ATC опыт [2—18] свидетельствует о необходимости реформирования Положения в части расчета и прогнозирования расходов на обеспечение работоспособности автомобилей в условиях ATП.

Напомним, в Положении дан свод правил и нормативных данных, определяющих порядок выполнения технических воздействий. Одно из правил предусматривает рост по мере старения АТС затрат АТП на запасные части, а также увеличение трудоемкости и продолжительности ТР. "Возраст" автомобиля определяется пробегом с начала эксплуатации. В зависимости от пробега АТС осуществляется коррекция только нормативов численных значений удельной трудоемкости ТР коэффициентом K_4 и продолжительности ТО и ТР коэффициентом K_4' . Какие-либо изменения периодичности и трудоемкости выполнения операций ТО не допускаются. По мнению авторов статьи, приведенные в Положении численные значения коэффициентов K_4 и K_4' и концепция неизменности периодичности ТО подлежат существенному пересмотру, поскольку они не отвечают объективным данным изменения числа отказов элементов АТС в процессе эксплуатации и, соответственно, затрат на их устранение. Такое заключение основано на следующем.

В Положении [1] значения корректировочных коэффициентов K_4 и K_4' приведены в виде таблиц, в которых пробег l с начала эксплуатации до списания АТС представлен в долевом отношении к их нормативному пробегу $L_{\rm KP}$ до KP. Базовое значение нормативов удельной трудоемкости ТР и времени простоя в ремонте всех типов коммерческих АТС назначено для интервала пробега $50 \div 75~\%$ от $L_{\rm KP}$, в котором $K_4 = K_4' = 1$. Наименьшее значение корректировочного коэффициента трудоемкости ТР равно 0,4 (при l < 25~% от $L_{\rm KP}$); наибольшее — 2,5 (при пробеге, превышающем в 2 раза нормативный ресурс до достижения $L_{\rm KP}$). Коэффициент K_4' ,

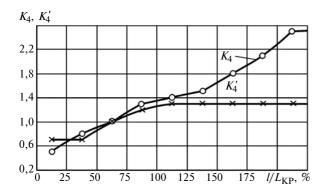


Рис. 1. Зависимости коэффициента K_4 корректирования удельной трудоемкости TP и коэффициента K_4' простоя в ремонте от относительного пробега $l/L_{\rm KP}$ автобуса

корректирующий продолжительности ТО и ТР, изменяется в пределах $0,7\div1,4$. Графическая интерпретация таблиц [1] на примере изменения коэффициентов K_4 , K_4' в зависимости от относительного пробега $I/L_{\rm KP}$ автобусов (отличия зависимостей для других категорий АТС незначительны) представлена на рис. 1.

Анализ зависимостей на рис. 1 показал, что они не в полной мере отвечают физическому смыслу по взаимосвязи коэффициентов K_4 , K_4' и интенсивности их изменения от наблюдаемого в практике распределения потока отказов элементов автомобиля и затрат времени на их устранение. Во-первых, значения трудоемкости работ по ТР и времени простоя в ремонте на любом интервале эксплуатации АТС (при одинаковом числе рабочих, занятых на постах, участках и в отделениях ТР) связаны линейной зависимостью, а следовательно, и коэффициенты K_4 , K_4' функционально должны быть взаимосвязаны той же зависимостью. Поэтому участок с постоянным значением коэффициента K_4' , после выполненного КР АТС или основных его агрегатов (см. рис. 1, участок при $l/L_{\rm KP} = 100 \div 200 \%$ и более), не соответствует ни теории, ни практической реалии, а искусственное увеличение числа слесарей в ремонтной зоне с целью стабилизации времени простоя АТС в ТР, когда большая часть их в АТП капитально отремонтирована, экономически нецелесообразно из-за высокой сезонной нерегулярности потока отказов в течение года. Во-вторых, зависимость коэффициента K_4 от пробега ATC практически линейная ($K_4 = 0.9L_{\rm KP} + 0.425$, коэффициент детерминации $R^2 = 0.98$). Такой ее вид противоречит современным представлениям об интенсивности изменения технического состояния элементов АТС в процессе эксплуатации и никоим образом не отражает технико-экономического эффекта от выполнения КР основных его агрегатов в интервале пробега $90 \div 140 \%$ от $L_{\rm KP}$, поскольку коэффициент K_4 продолжает непрерывно последовательно увеличиваться. Имеется и ряд других неучтенных обстоятельств, которые отмечены ниже.

Цель статьи — теоретически и экспериментально обосновать характерную зависимость материальных и трудовых затрат на обеспечение работоспособности АТС в процессе эксплуатации с межремонтными циклами (до и после выполнения КР) и необходимость поэтапного корректирования периодичности ТО по мере выработки ресурса АТС.

Изменение технического состояния любого элемента ATC отражается на динамике приращений структурных параметров в сопряжениях агрегата или системы относительно наработки (конкретного значения текущего пробега) / в пределах периода их работоспособного состояния. Для подавляющего числа элементов ATC динамика с достаточной точностью описывается экспоненциальной зависимостью [2]

$$S = S_0 e^{bl}, (1)$$

где S — текущее значение структурного параметра (износа, зазора, пространственной ориентации и др.); S_0 — значение параметра после этапа приработки; b — коэффициент интенсификации изнашивания.

Зависимость (1) свидетельствует о прогрессирующем увеличении темпа изнашивания элементов АТС в процессе эксплуатации. Она характеризует неравномерность динамики ухудшения их технического состояния, в которой значение структурного параметра S_0 соответствует техническим условиям производителя АТС на изготовление, сборку и приработку конкретных сопряжений, а коэффициент b определяется методами математической статистики по экспериментальным данным поэтапного измерения износа деталей. Для автономно работающих сборочных единиц с малым числом сопряженных деталей определение количественных данных показателей, входящих в формулу (1), не вызывает затруднений.

Сложнее определяются численные значения показателей динамики деградации технического состояния для функционально зависимых, кинематически связанных одноименных элементов — деталей и узлов одинаковой конструкции, работающих в одном агрегате или системе АТС. К ним в первую очередь относят одноименные сопряжения кривошипно-шатунного, газораспределительного механизмов, цилиндропоршневой группы ДВС, а в трансмиссии — зубчатые передачи редукторов и сочленения карданных валов — наиболее ответственных элементов АТС. На динамику их изнашивания существенное влияние оказывает исходная неравномерность значений структурных параметров в одноименных сопряжениях, которая определяет потенциальные ресурсные возможности таких объектов [3]. За показатель неравномерности $S_{\rm H}$ структурных параметров одноименных элементов в составе агрегата (на любой стадии эксплуатации) принимается разность между максимальным S_{\max} и минимальным S_{\min} их значениями, соответствующая конкретному текущему пробегу I: $S_{\text{H}(I)} = S_{\max} - S_{\min}$. Динамика развития неравномерности в процессе эксплуатации идентична описываемой формулой (1) и обоснована в работе [3]:

$$S_{\rm H} = S_{\rm H0} e^{b_{\rm H} l},$$
 (2)

где $S_{\rm H0}$ — исходная неравномерность структурных параметров в одноименных сопряжениях агрегата после этапа приработки; $b_{\rm H}$ — коэффициент интенсификации неравномерности изнашивания сопряжений.

Взаимосвязанное экспоненциальное увеличение неравномерности изнашивания одноименных элементов в процессе эксплуатации (2) определяет высокие требования к точности их изготовления и сборки. Необходимо помнить, что каждое последующее увеличение разности структурных параметров в кинематически сопряженных одноименных деталях агрегата на одну и ту же фиксированную величину, например на 0,005 мм, приводит к гораздо большей потере его потенциального ресурса, чем предыдущее. Доказано [3], что при одинаковых среднеарифметических значениях исходных зазоров в одноименных подшипниках в двигателе с меньшей исходной неравномерностью $S_{\rm H0}$ зазоров достижение всеми подшипниками предельных значений S_{π} зазора, установленного заводом-изготовителем ДВС, является наиболее вероятным событием, а следовательно, их ресурс выше. Из сказанного следует, что удовлетворение требований по допускам при изготовлении деталей одноименных сопряжений не является достаточным критерием для оценки качества изделия. Необходимо прилагать усилия в направлении изготовления точных копий одноименных деталей с минимальными отклонениями их размеров от номинальных.

Динамики развития неравномерности, соответствующие формулам (1) и (2), характерны и для деструктивных изменений элементов механических, электрических, гидропневматических систем и резинотехнических изделий АТС, вызванных усталостными разрушениями, коррозией и иными физико-химическими причинами [2, 3, 7—9].

Так как преобладающая динамика изменения технического состояния элементов автомобиля при пробеге *l* определяется зависимостью вида (1), то ее и следует принять для обобщающей характеристики и численной интерпретации потока постепенных отказов:

$$\omega_{\Pi,OT} = \omega_{OOT} e^{b_{OT}l}, \qquad (3)$$

где $\omega_{0 {
m o} {
m T}}$ — параметр потока постепенных отказов в конце этапа приработки элементов автомобиля; $b_{{
m o} {
m T}}$ — коэффициент интенсификации отказов.

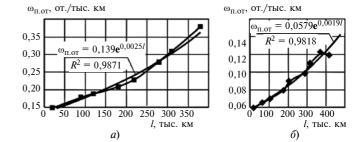


Рис. 2. Зависимости параметра $\omega_{\text{п.от}}$ потока отказов автомобиля КамАЗ-5320 (*a*) и его двигателя (*б*) от пробега I [7]

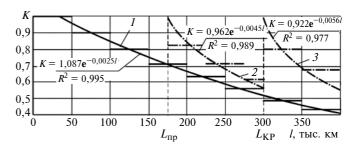


Рис. 3. Зависимости качественных свойств K моторного масла двигателя КамА3-ЕВРО от пробега l:

I — без выполнения двигателю ремонтно-восстановительных воздействий до KP; 2 и 3 — при выполнении предупредительного ($L_{\rm HD}$) и капитального ($L_{\rm KP}$) ремонтов

Формулу (3) подтверждают экспоненциальные зависимости параметра $\omega_{\text{п.от}}$ потока отказов автомобиля КамАЗ-5320 (рис. 2, a) и основного его элемента — ДВС (рис. 2, δ), от пробега l в процессе эксплуатации [8]. Аналогичный вывод можно сделать по экспериментальным данным [2, 10, 11, 13, 15]; в частности, показательными примерами служат результаты исследований эксплуатационной надежности отечественных (табл. 1.2 [19], табл. 5 [14]) и зарубежных [11, 18, 20] АТС.

Экспоненциальный рост отказов (3) одновременно свидетельствует о прогрессирующем сокращении наработки на отказ АТС. Собственные наблюдения авторов и анализ источников [6, 10, 11] показали, что наиболее интенсивно наработка на отказ снижается после пробега, составляющего $60 \div 70~\%$ от $L_{\rm KP}$. А в первую 1/3 часть эксплуатационного цикла до КР профилактические работы по ТО в основном сводятся к проверке уровня и замене масел, эксплуатационных жидкостей, фильтрующих элементов, фактическая работоспособность которых из-за незначительной интенсивности изнашивания агрегатов и систем в 1,5÷2 раза превышает нормативную периодичность ТО. В этот период эксплуатации практически не требуется проведения при ТО контрольно-крепежных и регулировочных операций.

С учетом отмеченного, а также данных исследования проф. А. С. Денисова на рис. 3 (поз. *1*) показана интенсивность старения моторного масла Shell Rimula R3 X SAE 15W40 (аналог отечественного

масла М10Дм) двигателя КамА3-ЕВРО, качественные показатели, а следовательно, и интервалы работоспособности которого при пробеге l=400 тыс. км и неизменной периодичности замены сокращаются более чем в 2 раза. Чтобы элементы ДВС работали в нормативных условиях смазывания (K>0,55, см. рис. 3), поддержание качества масел возможно или снижением периодичности его замены или выполнением предупредительного ремонта (см. рис. 3, поз. 2) на пробеге в 60 % от $L_{\rm KP}$ [8], заключающегося в замене подшипников коленчатого вала и поршневых колец. КР двигателя при этом будет выполнен в нормативные сроки.

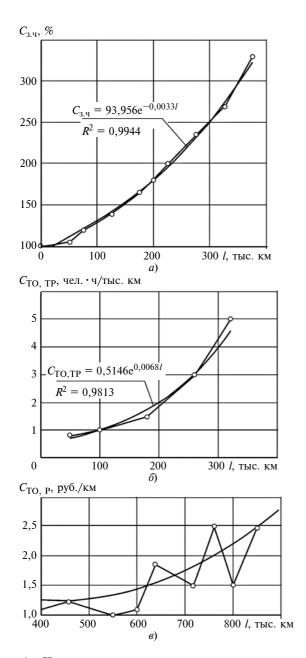


Рис. 4. Изменение относительной накопленной стоимости запасных частей $C_{3,\mathrm{q}}$, удельной трудоемкости ТО и ТР ($C_{\mathrm{TO},\mathrm{TP}}$) и материальных затрат ($C_{\mathrm{TO},\mathrm{P}}$) на обеспечение работоспособности автомобилей ЗИЛ (a), КамАЗ (δ) и DAF95 XF (a) в зависимости от пробега l

По мнению авторов, для повышения эффективности профилактического действия ТО по предупреждению отказов и неисправностей АТС экономически целесообразно проводить обслуживание: при пробеге $l = 30 \div 70 \%$ от $L_{\rm KP}$ — в рекомендуемые Положением (фирмами-производителями) нормативные сроки; при $l = 0 \div 30 \%$ от $L_{\rm KP}$ — в сроки, увеличенные в 1,5 раза; при $l = 70 \div 100 \%$ от $L_{\rm KP}$ в сроки, уменьшенные в 1,5-2 раза. В последующие межремонтные периоды ($l > L_{\mathrm{KP}}$), предложенные значения периодичностей ТО соответственно уменьшают на 20÷30 %, поскольку восстанавливаемый ресурс АТС после выполнения КР не превышает 80 % от $L_{\rm KP}$ [1, 19]. Подобное гибкое регулирование периодичности ТО обеспечивает возможность упреждающего устранения отказов механизмов и систем АТС, так как большинство их уверенно выявляются несложными органолептическими обследованиями, а соответственно, реализует потенциальные показатели безотказности, заложенные конструкцией АТС.

Из динамики (3) отказов следует, что расходы на запасные части, эксплуатационные материалы и трудовые ресурсы, обеспечивающие работоспособность автомобиля в эксплуатации, подчиняются той же закономерности:

$$C = C_{\text{OT.3}} e^{b_3 l}, \tag{4}$$

где $C_{\text{от.3}}$ — материальные и трудовые затраты на устранение отказов, приведенных к началу эксплуатации (после этапа приработки); b_3 — коэффициент интенсификации, характеризующий изменение эксплуатационных затрат на единицу пробега.

На рис. 4, a-в приведены примеры роста эксплуатационных затрат для автомобилей отечественного и зарубежного производства за первые $7 \div 8$ лет работы в различных условиях эксплуатации, аппроксимированные по зависимости (4) с высокой степенью доверительной вероятности. На рис. 4, a показана аппроксимация зависимости накопленной стоимости $C_{3,4}$ израсходованных запасных частей при ремонтах автомобиля ЗИЛ-130 по данным работы [14]; на рис. 4, b и b приведены суммарные удельные затраты на TO и TP соответственно автомобилей КамАЗ [8] и DAF95 XF [18] в зависимости от пробега.

Прогрессирующий, экспоненциальный рост эксплуатационных затрат, превышающих более чем в 3 раза затраты первых трех лет (см. рис. 4), характеризует лишь трендовую линию неравномерности их изменения. Если значения эксплуатационных затрат регистрировать в интервалах пробега АТС, уменьшенных до среднемесячных или квартальных ($5\div30$ тыс. км), то их "точечные" значения имеют значительные отклонения в обе стороны (см. рис. 4, θ), снижающие показатель R^2 достоверности зависимости (4). Этому есть объяснение —

в стратегии планово-предупредительной системы поддержания работоспособности сложных систем, какой является автомобиль, заложен принцип цикличности: периодическое восстановление ухудшающихся потребительских свойств, близких по значениям к номинальным или допустимым их показателям.

Однако традиционно считается, что затраты на поддержание работоспособности ATC в течение всего периода эксплуатации неуклонно возрастают (см. рис. 1). Такой вид зависимости, например, предусматривает известный технико-экономический метод определения оптимальной периодичности ТО, рационального ресурса автомобиля и многих других нормативов технической эксплуатации [1, 14, 15, 19]. Этот постулат не в полной мере соответствует рациональной методологии планирования эксплуатационных затрат на ТО и ТР в пределах жизненного цикла АТС по следующей причине.

В транспортной стратегии Российской Федерации не указаны возрастные пределы эксплуатации грузовых автомобилей, а для пассажирского транспорта не указан ориентировочный пробег автобусов за рекомендуемые сроки, поэтому в настоящее время более половины подвижного состава имеют пробеги, значительно превышающие амортизационные.

Проведенный авторами углубленный анализ причинно-следственных факторов колебаний показателей затрат по наиболее трудоемким работам для поддержания работоспособности АТС при длительной эксплуатации выявил синусоидальную цикличность изменения этих затрат в межремонтных периодах с убывающей от цикла к циклу периодичностью. Подобные колебания затрат вызваны (факторы, связанные с нарушениями правил эксплуатации АТС и ДТП, исключаем) качественными преобразованиями состояний основных агрегатов и систем автомобиля при КР. Заметное снижение эксплуатационных издержек грузовых АТС наблюдается после периодических замен дорогостоящих элементов (АКБ, шин), как правило, совпадающих с сопутствующими предупредительными или капитальными ремонтами ДВС, трансмиссии и ходовой части; у автобусов (в дополнение к перечисленным работам) — с ремонтами кузовных элементов: облицовочных панелей, колесных ниш и ферм. Учет этих факторов в обобщенных зависимостях (1), (3), (4) существенно меняет сложившуюся в рамках планово-предупредительной системы методику обоснования периодичностей, объемов технических воздействий и материально-трудовых затрат в достаточно продолжительных межремонтных периодах эксплуатации АТС.

Если ограничить экономически обоснованными нормативами эксплуатационные затраты $C_{9.H}$ на поддержание работоспособности ATC в межремонтных периодах (например, показателем получе-

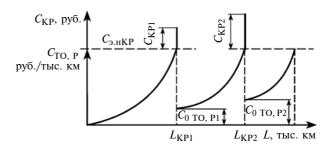


Рис. 5. Изменение удельных эксплуатационных $C_{{
m TO},{
m P}}$ и ремонтновосстановительных $C_{{
m KP}}$ затрат на обеспечение работоспособности ATC в течение пробега L:

 $C_{
m 3.H.KP}$ — экономически обоснованный норматив затрат для выполнения KP (на пробеге $L_{
m KP1}$, $L_{
m KP2}$); $C_{
m KP1}$, $C_{
m KP2}$ — соответственно стоимостные затраты на первый и второй KP; $C_{
m 0TO,\ P1}$, $C_{
m 0TO,\ P2}$ — соответственно затраты на TO и TP, приведенные к начальным периодам следующих циклов эксплуатации ATC после KP

ния максимального эффекта от выполненной ими транспортной работы [20]), то отмеченная цикличность затрат на ТО и ремонты имеет вид закономерности, графически представленной на рис. 5.

Вертикальными сплошными линиями на рис. 5 выделены затраты на проведение КР, а штриховыми линиями — пробеги автомобиля до капитальных или крупных предупредительных ремонтов. Многочисленный статистический материал свидетельствует, что затраты на восстановительные ремонты от цикла к циклу возрастают ($C_{KP2} > C_{KP1}$), а каждый последующий послеремонтный эксплуатационный период жизненного цикла ATC в 1,3÷2 и более раз короче основного — начального, исходного. Другими словами, в послеремонтные циклы (от КР1 до КР2) интенсивность изменения состояний не замененных (продолжающих работать), восстановленных и новых деталей в отремонтированных агрегатах и системах выше предыдущих, что вполне объяснимо — технологический уровень восстановленных агрегатов после КР значительно ниже. Тем не менее после проведения КР основных агрегатов автомобиля затраты на поддержание его работоспособности в начальные периоды следующего цикла эксплуатации возвращаются к значениям, близким к исходным, свойственным новым автомобилям, но из-за худших показателей надежности АТС изменяются по более "крутой" нелинейной зависимости (1).

Так, у новых автомобилей-тягачей КамАЗ за пробег 140 тыс. км затраты на ТР ДВС изменялись с численными параметрами $3,58e^{0,0463l}$ руб. ($R^2 = 0,97$), а после КР — $1042e^{0,00216l}$ руб. ($R^2 = 0,96$); для автомобилей-самосвалов до 110 тыс. км пробега и после КР аналогичные затраты составили соответственно $1,504e^{0,0473l}$ ($R^2 = 0,99$) и $126e^{0,0106l}$ ($R^2 = 0,94$) руб. [2]. Сравнительные показатели цикловых изменений удельных затрат на поддержание работоспособности двигателей ЗИЛ 8Ч 10/9,5 (по

данным Е. С. Кузнецова) до и после КР приведены на рис. 6.

Особенно показательны в этом отношении экспериментальные данные [9, 10], связанные с восстановлением кузовных элементов пассажирских АТС, наиболее затратных в сфере технической эксплуатации. Расходы на них составляют от 1/3 до 1/2 стоимости автомобиля, а планирование ремонтных работ на большинстве АТП происходит спонтанно, без учета цикличности их изменения, о чем явно свидетельствует полигон (рис. 7) стоимостных затрат на кузовные работы в зависимости от срока эксплуатации микроавтобусов [10].

Уменьшенные продолжительности и увеличенные амплитуды циклических изменений затрат (на рис. 7 циклы показаны штриховыми линиями и обозначены цифрами I÷IV) по сроку эксплуатации подтверждают ранее обоснованные теоретические предпосылки. Наличие в циклах продолжительных участков, длительностью около 3 лет, на которых затраты на кузовные работы снижаются, вполне объяснимо: после крупных ремонтных воздействий наблюдается спад затрат на кузовные работы по АТС в последующие годы до наступления момента

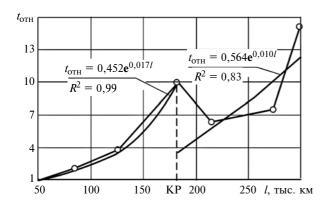


Рис. 6. Изменение относительной трудоемкости $t_{\rm oth}$ устранения отказа ДВС 8Ч 10/9,5 в зависимости от пробега l до и после выполнения КР

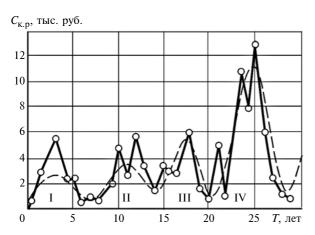


Рис. 7. Полигон стоимостных затрат $C_{\kappa,p}$ кузовных работ в зависимости от срока эксплуатации T микроавтобусов РАФ [10]

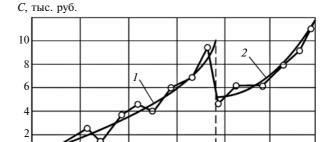


Рис. 8. Изменение затрат C на ремонт колес и ступиц в зависимости от пробега I автомобилей КамАЗ-5511 до KP (I) и после (I2)

120

KP 160

200

l, тыс. км

80

0

следующей волны средних или капитальных ремонтов.

В условиях пассажирских перевозок г. Махачкала с учетом влияния агрессивности окружающей среды (близость Каспийского моря) цикличность ремонтов кузовов автобуса составляет от 5 до 9 лет [10], для регионов средней полосы России — 7÷12 лет [9].

Подобная цикличность изменения удельных эксплуатационных затрат, тождественная цикличности изменения потоков отказов АТС, характерна и для других агрегатов и систем [2, 12, 17]. На рис. 8 по данным работы [2] приведены зависимости затрат на ремонт колес и ступиц автомобилей-самосвалов КамАЗ-5511 до и после капитальных ремонтно-восстановительных работ на пробеге $140 \div 160$ тыс. км. Как видно, параметры экспоненциальных зависимостей роста затрат на обеспечение работоспособности колес и ступиц различаются: в первом цикле (см. рис. 8, поз. I) $C_1 = 0.803e^{0.017I}$, $R^2 = 0.91$; во втором цикле (см. рис. 8, поз. I) I0 во втором цикле (см. рис. 8, поз. I1 см. в поз. I2 см. рис. 8, поз. I3 см. в поз. I4 см. рис. 8, поз. I6 см. рис. 8, поз. 2 см. в поземом цикле (см. рис. 8, поз. 2) I6 в поземом цикле (см. рис. 8, поз. 2) см. в поземом цикле (см. рис. 8, поземо

Рассмотренные примеры подтверждают правомерность представления динамики эксплуатационных затрат по зависимости, показанной на рис. 5, для большинства регионов России. В зонах с экстремальными условиями эксплуатации АТС, к которым относятся районы [1] очень жаркого сухого климата с высокой агрессивностью окружающей среды, а также холодного и очень холодного климата (Крайний Север), при планировании квартальных и полугодовых затрат дополнительно необходимо учитывать и сезонность предстоящих транспортных работ.

В этих районах помимо отмеченной цикличности изменения затрат, имеющей место в периодах между КР, существуют значительные периодические всплески потока отказов элементов АТС по временам года. Они вызваны природно-климатическими воздействиями окружающей среды на тепловой и нагрузочный режимы работы сопряжений агрегатов АТС, связаны с высокими перепадами

температуры воздуха, солнечной инсоляции, коррозионной агрессивности и изменением дорожных условий в зависимости от сезона эксплуатации [5, 12, 16, 17].

Иллюстрацией этому служит рис. 9 (по данным работы [12]), где на общем фоне деструкции элементов АТС, эксплуатирующихся в районах Крайнего Севера, явно видны две разновидности циклических изменений показателей потока отказов ДВС и автомобилей в целом: сезонная (летняя — в 1,5÷2 раза ниже зимней) — внутригодовая; интервальная — между КР. Но и они повторяют (в соответствии с рис. 5) особенность изменения уровня работоспособности АТС: после проведения КР (через два-три года эксплуатации) наблюдается существенный спад потока отказов в течение длительного времени. Границы выполнения КР для ДВС и других основных элементов автомобиля практически совпадают, но имеют интервал в 1÷1,5 года изза присущей массовым группам АТС неравномерности изменения технического состояния [3] (в эксперименте участвовало более 20 автомобилей одной модели, одного года выпуска и выполняющих примерно одинаковую транспортную работу [12]).

Сезонная нестабильность поступления АТС на TP имеет место и в прилегающих к центральной зоне областях, но менее выражена. В частности, обобщающие данные [14, 19] свидетельствуют, что

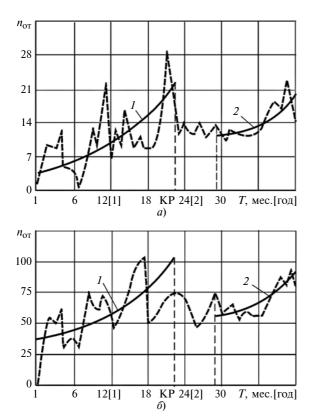


Рис. 9. Зависимости отказов $n_{\rm ot}$ двигателей 8Ч 13,0/14,0 (*a*) и автомобилей КрАЗ (*б*) от времени T эксплуатации в условиях Крайнего Севера до КР (*1*) и после (*2*)

если показатели надежности городских автобусов большого класса в умеренной климатической зоне в летний период принять за 100%, то в осенние и весенние месяцы эксплуатации показатели надежности снизятся на $3\div 5\%$, а в зимние — на 20%. Более значительные колебания затрат на запасные части и эксплуатационные материалы по времени года наблюдаются для грузовых ATC [17].

И еще одно замечание. На рис. 5 представлены зависимости материальных и трудовых затрат на обеспечение работоспособности АТС в процессе эксплуатации с двумя межремонтными циклами, т. е. АТС как минимум дважды подвергается КР (это устоявшееся мнение авторов, сотрудников автомеханического факультета СГТУ им. Ю. А. Гагарина и многих других научных школ России). Однако частью специалистов по-прежнему дискутируется вопрос о необходимости полнокомплектного проведения КР АТС. При этом приводятся достаточно весомые экономические аргументы для его отмены. Не раскрывая их сущности, следует остановиться на эколого-социальной важности выполнения КР, которую не учитывают оппоненты.

Владельцам коммерческого транспорта выгодно, чтобы прибыль, получаемая на единицу произведенной транспортной работы, относилась к как можно более продолжительному пробегу ATC по сравнению с базовым пробегом L, назначенным производителем. Это условие аккумулирует интересы как владельцев, так и гражданского населения, поскольку в существующих методиках обоснования оптимального ресурса ATC до списания [14, 19, 20] не учитываются многогранные аспекты завершающей стадии жизненного цикла ATC — его утилизации.

Стоимость работ по утилизации АТС учитывается в ценообразовании, ее часть доходит до 10 %, соответственно с увеличением срока эксплуатации удельная составляющая этих расходов линейно уменьшается — для АТП это выгодно. Такая зависимость снижения удельных затрат на утилизацию должна стимулировать автопроизводителей к увеличению долговечности и ремонтопригодности выпускаемой ими продукции. Зачастую наблюдается обратная картина — нормативные сроки эксплуатации автомобилей, особенно легковых, снижаются, рекламные проспекты призывают к их замене через 5÷7 лет. Даже ведущие фирмы, производящие грузовые и пассажирские АТС, осуществляют их гарантийное обслуживание до пробега 100÷200 тыс. км или 12÷18 мес эксплуатации, а легковых — до пробега 100 тыс. км или 3 года, с возможностью платного продления гарантии до 5 лет.

Такое направление развития автомобильной промышленности, форсирующее конверсию техники, вызывает обоснованную тревогу экологов. Преждевременный вывод АТС из эксплуатации влечет за собой значительный ущерб окружающей

среде, поскольку добыча природных ископаемых, производство и утилизация автомобилей в совокупности становятся преобладающей составляющей негативных выбросов и теплового воздействия на атмосферу по сравнению с отрицательными последствиями периода их коммерческого использования [21, 22]. Судите сами, на создание легкового автомобиля массой 1185 кг требуется [21]: стали — 540 кг (45,6 %); чугуна — 130 кг (11 %), легких сплавов и поковок — 155 кг (13,1 %); пластиков — 120 кг (10,1 %); резинотехнических изделий — 90 кг (7,6%); стекла — 50 кг (4,2%), свинца — 15 кг (1,3 %); лакокрасочных и других материалов — 85 кг (7,1%). Производства этих компонентов энергозатратны, экологически вредны — каждая тонна полезной продукции промышленного производства сопровождается 50 т отходов [21, 22], которые также требуют утилизации. Следовательно, выполнение КР основным элементам АТС индустриальными методами должно стать нормой, способствующей более полному использованию ресурса АТС.

Выводы

Неравномерность изменения технического состояния элементов автомобиля, времени простоя на ТО и ТР и затраты на поддержание его работоспособности в процессе эксплуатации в общем случае характеризуются экспоненциальной зависимостью (4). Следовательно, корректировочные коэффициенты K_4 , K_4' [21] этих нормативов должны соответствовать той же зависимости. По этой причине следует пересмотреть пункт Положения о неизменности периодичности ТО: с увеличением доли выработки ресурса АТС ее необходимо ступенчато уменьшать.

Апериодические циклические отклонения затрат на обеспечение работоспособности (см. рис. 5) в пределах жизненного цикла, вызванные качественными преобразованиями состояния АТС после выполнения крупных, текущих (средних) или капитальных ремонтов, существенно меняют структуру и объем технических воздействий в продолжительные периоды эксплуатации. После проведения КР основных агрегатов автомобиля затраты на поддержание его работоспособности в последующие периоды эксплуатации возвращаются к близким к исходным их значениям для "новых" автомобилей, но с другими, худшими показателями их надежности, которые изменяют первоначальные численные параметры зависимости (4).

В регионах с экстремальными условиями эксплуатации АТС помимо нелинейности изменения цикловых затрат в межремонтных периодах, связанных с проведением очередных КР, значимой является периодически изменяющаяся составляющая эксплуатационных затрат, зависящая от сезона

года, которую также следует учитывать в нормативах технической эксплуатации.

Учет неравномерности и цикличности изменения эксплуатационных затрат на обеспечение работоспособности АТС позволяет техническим службам АТП более объективно планировать текущие и прогнозируемые (квартальные и годовые) материальные и трудовые затраты на обеспечение работоспособности АТС.

Указанные особенности изменения эксплуатационных затрат могут быть отнесены и к другим объектам машиностроения, поддержание работоспособности которых осуществляется на базе планово-предупредительной системы ТО и ремонта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1986. 78 с.
- 2. **Авдонькин Ф. Н.** Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. М.: Транспорт, 1985. 215 с.
- 3. **Гребенников А. С., Гребенников С. А., Коновалов А. В.** Зависимость ресурса агрегата автомобиля от неравномерности исходных зазоров в одноименных сопряжениях // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 34—38.
- 4. **Гребенников С. А., Гребенников А. С.** Изменение технического состояния элементов электрооборудования автомобиля // Научное обозрение. 2015. № 4. С. 85—91.
- 5. **Гребенников С. А., Фокин В. В., Гребенников А. С.** Режимы работы и изменение технического состояния ДВС в экстремальных условиях эксплуатации // Известия ВолгГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Вып. 3. Волгоград: ВолгГТУ. 2011. № 8 (81). С. 28—32.
- 6. **Денисов А. С., Басков В. Н., Захаров В. П.** Влияние периодичности профилактики на надежность автомобилей // Автотранспортное предприятие. 2011. № 1. С. 51, 52.
- 7. **Неравномерность** коррозионных разрушений элементов автомобиля в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, С. А. Гребенников, А. С. Гребенников, А. С. Обельцев // Автотранспортное предприятие. 2014. № 10. С. 43—45.
- 8. **Денисов А. С.** Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей. Саратов: СГТУ, 1999. 352 с.
- 9. **Цикличность** изменения затрат на устранение коррозионных разрушений автомобиля / А. С. Денисов, С. А. Гребенников, А. С. Обельцев // Автотранспортное предприятие. 2015. № 5. С. 49—52.
- 10. **Егоров В. А., Абакаров А. А., Жанказиев С. В.** Прогнозирование затрат на кузовные работы // Грузовое и пассажирское автохозяйство. 2005. № 5. С. 79—84.
- 11. **Жималин А. В., Мороз С. М.** Обоснование целесообразности регулирования периодичности ТО по мере выработки ресурса колесных транспортных средств на коммерческих перевозках // Грузовик. 2014. № 9. С. 21—23.
- 12. **Ишков А. М.** Математическая ритмология в работоспособности техники на Севере. Якутск: Якутский научный центр СО РАН ГУП "Полиграфист", 2000. 320 с.
- 13. **Корчагин В. А., Шатерников В. С., Шатерников М. В.** Определение оптимальной стратегии ремонтного обслуживания двигателя ЯМЗ-240Н // Автотранспортное предприятие. 2014. № 10. С. 35—39.

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

Расчетные нагрузки приводов

Проведена систематизация приводов по режимам нагружения, необходимая для расчета деталей приводов на сопротивление усталости, и даны формулы для вычисления коэффициентов эквивалентности при приведении реальных переменных режимов нагружения приводов к условным постоянным, а также приведены значения коэффициентов перегрузки, необходимые для расчета деталей приводов на статическую прочность при пиковой нагрузке.

Ключевые слова: привод, сопротивление усталости, переменные режимы нагружения, статическая прочность, коэффициенты перегрузки.

The systematization of drives on loading modes, required for analysis of drives parts on fatigue resistance, is carried out, and the formulas for calculation of equivalence coefficients at adjusting of real variable loading modes of drives to conditional constants are given, and also the values of overload coefficients, required for analysis of drives parts on static strength at peak load, are presented.

Keywords: drive, fatigue resistance, variable loading modes, static strength, overload coefficients.

Приводом, как известно, называют устройство, предназначенное для приведения в действие машин. В большинстве случаев привод — это двигатель, соединенный с передачей. Проанализируем работу приводов разных машин.

По характеру рабочего процесса машины разделяют на транспортные, транспортирующие, технологические, энергетические.

К транспортным относят машины, обеспечивающие перемещение грузов и пассажиров на значительные расстояния (машины железнодорожного

транспорта, автомобили, самолеты и т. д.). Одним из видов транспортных машин является пригородный электропоезд.

Рассмотрим работу привода электропоезда на примере колесно-моторного блока опытного электропоезда ЭД-6 (рис. 1) [1], имеющего опорнорамное подвешивание. На колесной паре тележки создается вращающий момент $T_1 = T_2$, направление которого определяется направлением движения поезда. Вес G подрессоренных узлов колесномоторного блока и момент T_1 (или T_2) создают в опорах блока, расположенных друг от друга на расстоянии L, реакции, направление вверх, и реакции, направление которых зависит от направления движения.

На рис. 1 показаны реакции, возникающие в правой опоре колесно-моторного блока: F_G от веса G, постоянная по направлению и величине; F_T или F_{T_2} , создаваемые моментами T_1 или T_2 , переменные по направлению и величине, изменяющиеся во времени от нуля при остановках поезда до максимальных значений при его разгоне. Если поезд пригородный, то остановки следуют приблизительно через каждые пять минут. В этом случае зубья зубчатых колес, валы, подшипники и резьбовые соединения блока подвергаются переменным нагрузкам с числом циклов нагружения более 10^6 при работе по 10 ч в сутки в течение 25 лет.

К транспортирующим машинам относят грузоподъемные краны, транспортеры, конвейеры, элеваторы, водоподъемные устройства. Согласно работе [2] и ГОСТ 25546—82 "Краны грузоподъемные. Режимы работы", число циклов работы большинства грузоподъемных кранов (крюковых перегрузочных, башенных строительных, грейферных, кон-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

- 14. **Кузнецов Е. С.** Управление технической эксплуатацией автомобилей. М.: Транспорт, 1990. 272 с.
- 15. **Кузьмин Н. А., Борисов Г. В.** Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей / Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р. Е. Алексеева. 2012. 270 с.
- 16. **Резник Л. Г.** Индекс суровости условий эксплуатации машин // Нефть и газ. 2000. № 2. С. 112—115.
- 17. **Родионов Ю. В., Обшивалкин М. Ю., Мигачев В. А.** Определение эффективности использования грузовых автомобилей в различных сезонных условиях // Автотранспортное предприятие. 2011. № 1. С. 49—50.
- 18. **Хусейнова О. Н., Янчевский В. А.** Затраты на обеспечение работоспособности современного грузового автомобиля на послегарантийном пробеге // Грузовик. 2013. № 8. С. 34—37.
- 19. **Техническое** обслуживание и ремонт автомобилей: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / В. М. Власов, С. В. Жанказиев, С. М. Круглов и др. Под ред. В. М. Власова. М.: Издательский центр "Академия", 2007. 480 с.
- 20. **Курганов В. М.** Экономические критерии системы эксплуатации // Грузовое и пассажирское автохозяйство. 2007. № 6. С. 32-35.
- 21. **Материально-техническое** обеспечение агропромышленного комплекса / В. Я. Лимарев, М. Н. Ерохин, Е. А. Пучин и др. Под ред. проф. В. Я. Лимарева. М.: Известия, 2004. 624 с.
- 22. **Трофименко Ю. В., Воронцов Ю. М., Трофимен-ко К. Ю.** Утилизация автомобилей: Науч. монограф. М.: АКПРЕСС, 2011. 336 с.

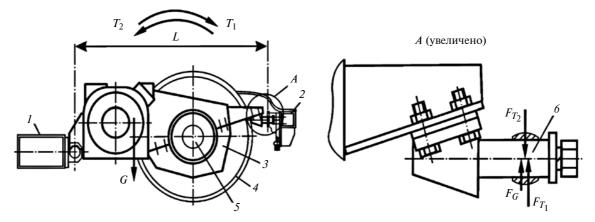


Рис. 1. Колесно-моторный блок электропоезда:

1 и 2 — поперечная и концевая балки рамы тележки; 3 — колесно-моторный блок; 4 — колесо; 5 — ось колесной пары; 6 — правая опора блока

сольных передвижных в литейных цехах, мостовых с управлением из кабины и др.) за срок эксплуатации составляет $2 \cdot 10^6 \div 4 \cdot 10^6$ (класс С8 использования крана) и более $4 \cdot 10^6$ (класс С9 использования крана). Цикл работы крана включает перемещение грузозахватного устройства к грузу, подъем и перемещение груза, освобождение грузозахватного устройства и возвращение его в исходное положение. Таким образом, все приводы крана в течение цикла как минимум дважды включаются в работу и число циклов их нагружения за срок эксплуатации кранов составляет более $4 \cdot 10^6$.

Пассажирские лифты в среднем включаются через каждые 30 с и работают до 10 ч в сутки. Следовательно, при эксплуатации лифта в течение 25 лет число циклов нагружения привода подъема лифта составит около $2 \cdot 10^7$.

Технологические машины связаны с преобразованием формы изделия или самого обрабатываемого материала. К ним относятся станки, роботы, сельскохозяйственные и строительные машины. Оценим число циклов нагружения приводов робота. Роботы, как известно, работают в циклическом режиме. В работе [3] рассмотрено применение роботов "Вестингауз 5000" и "Вестингауз 1000" для выполнения сборочных операций. Приведены циклограммы их работы при сборке: блока сцепления; храпового механизма; редуктора. Цикл работы системы роботов составил от 9 до 18 с. Привод каждой степени подвижности робота за цикл работы системы включается как минимум дважды. Следовательно, при эксплуатации в течение 10 лет по 24 ч в сутки число циклов нагружения каждого привода составит около $5 \cdot 10^7$.

К многоцикловому принято относить нагружение [4], число циклов повторения которого превышает 10^6 . Согласно вышеприведенным данным большинство приводов машин подвергается многоцикловому нагружению, при котором основным критерием работоспособности является сопротивление усталости.

Большинство машин работает в условиях прерывистого рабочего процесса. При этом неизбежно возникают динамические нагрузки, связанные с разгоном, торможением, реверсированием и т. д. Поэтому можно считать, что для приводов машин наиболее типична работа при переменных режимах нагружения.

Циклограмма нагрузок привода, работающего при переменных режимах нагружения, имеет вид, близкий приведенному на рис. 2, где t — время, T — вращающий момент.

Если циклы нагружения расположить в порядке убывания вращающего момента, то циклограмма примет вид, представленный на рис. 3. Многообразие таких циклограмм нагрузок приводов можно свести к нескольким типовым [5—7] (рис. 4), использовав при построении циклограмм относительные координаты $T_i/T_{\rm max}$ и t_i/t_{Σ} , где T_i и $T_{\rm max}$ — текущий и максимальный длительно действующие вращающие моменты; t_i — время действия моментов, не меньших T_i ; t_{Σ} — общее время работы привода. При этом нагружение так называемым пиковым моментом $T_{\rm пик}$ не учитывается вследствие его кратковременности.

При расчетах на сопротивление усталости переменный режим нагружения приводят к постоянному (штриховые линии на рис. 3), определяя либо эквивалентное число циклов N_E при наибольшей нагрузке $T_{\rm max}$ из длительно действующих (зубча-

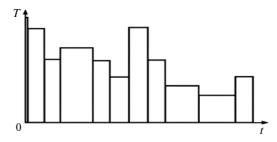


Рис. 2. Циклограмма нагрузок привода при переменных режимах нагружения

тые передачи редукторов), либо эквивалентную нагрузку T_E при суммарном числе циклов N_Σ нагружения (подъемно-транспортные машины, подшипники качения):

$$N_E = k_E N_{\Sigma};$$

 $T_E = K_E T_{\text{max}},$

где k_E и K_E — коэффициенты эквивалентности по циклам и по нагрузке переменного режима работы постоянному режиму.

Коэффициенты эквивалентности получают использованием уравнений:

кривой Велера (рис. 5):

$$\sigma^m N = \text{const.}$$

где σ — напряжение; N — число циклов; m — по-казатель степени;

гипотезы линейного суммирования повреждений:

$$\sum_{i=1}^{i=z} (N_i / N_{i \text{ pasp}}) = 1,$$

где (см. рис. 5) N_i — число циклов действия напряжений σ_i ; $N_{i \text{ разр}}$ — число циклов до разрушения при действии только регулярного напряжения σ_i ; z — число ступеней нагружения.

В соответствии с гипотезой линейного суммирования повреждений полагают, что, если деталь работала при напряжении σ_1 в течение относительного периода $N_1/N_{1\text{pa3p}}$ и при напряжениях σ_2 , ..., σ_i , ..., σ_z соответственно в течение относительных периодов $N_2/N_{2\text{pa3p}}$, ..., N_i/N_i pa3p, ..., N_z/N_z pa3p, то она откажет, если сумма относительных периодов превысит единицу.

По результатам испытаний на контактную выносливость установлено, что в уравнении кривой Велера при начальном контакте поверхностей полинии показатель степени $m \approx 6$ для детали из стали и $m \approx 8$ для детали из бронзы, а при начальном контакте в точке $m \approx 10$. Результаты испытаний на выносливость при изгибе позволили заключить, что для детали из стали, подвергнутой улучшению или нормализации, $m \approx 6$, а для детали из стали, подвергнутой закалке или поверхностному упрочнению, или детали из бронзы $m \approx 9$.

Коэффициенты эквивалентности по циклам (k_E) и по нагрузке (K_E) получают использованием уравнения кривой Велера [6, 8]:

$$k_E = \sum [(T_i/T_{\text{max}})^p (t_i/t_{\Sigma})];$$

$$K_E = \sqrt[p]{\Sigma[(T_i/T_{\rm max})^p(t_i/t_{\Sigma})]},$$

где p — показатель степени: p = m/3 для контактной выносливости при начальном контакте в точке (шариковые подшипники); p = m/2 для контактной выносливости при начальном контакте по линии

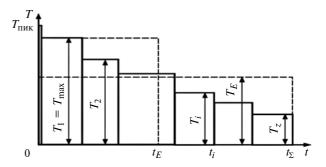


Рис. 3. Циклограмма нагрузок привода, упорядоченная по убыванию вращающего момента

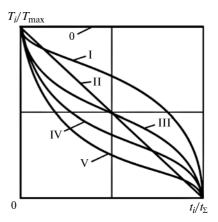


Рис. 4. Типовые режимы нагружения приводов:

0- постоянный; I- тяжелый; II- равновероятный; III- нормальный; IV- легкий; V- особо легкий

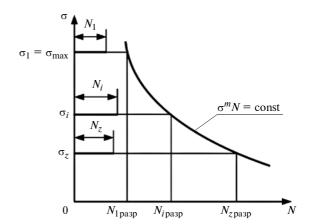


Рис. 5. Кривая выносливости Велера

(зубья зубчатых колес, роликовые подшипники); p = m для изгибной выносливости (валы, сопротивление изгибной усталости зубьев зубчатых колес).

С помощью коэффициентов k_E эквивалентности по циклам (табл. 1) типовые режимы нагружения можно привести к условно постоянному режиму с наибольшей нагрузкой из длительно действующих согласно циклограмме.

Типовые режимы нагружения с помощью коэффициентов K_E эквивалентности по нагрузке (табл. 2) можно привести к условно постоянному режиму при суммарном числе N_{Σ} циклов нагружения.

В постоянном режиме 0 нагружения работают машины: транспортирующие (ленточные транспортеры для сыпучих грузов, конвейеры и т.п.); технологические (упаковочные машины, мешалки для веществ равномерной плотности, легкие центрифуги, вентиляторы и др.); энергетические (дизельгенераторы, турбогенераторы и др.).

В тяжелом режиме I нагружения работают машины: транспортные (самолеты, локомотивы, морские суда, грузовые автомобили); транспортирующие (пластинчатые транспортеры для штучных грузов, тяжелые подъемники и т. п.); грузоподъемные машины (механизмы передвижения и вращения кранов); технологические (горнодобывающее оборудование, главные приводы станков, роботы, промышленные и рудничные вентиляторы, тяжелые центрифуги, перемешивающие устройства и мешалки для веществ с переменной плотностью, поршневые многоцилиндровые, струйные и дозировочные насосы, экструдеры, каландры, вращающиеся печи, станы холодной прокатки).

В равновероятном (II) и нормальном (III) режимах нагружения работают машины: транспортные

Таблица 1 Коэффициенты эквивалентности по циклам [9]

Выносливость	k_E для режима нагружения (см. рис. 4)							
Выносливость	0	I	II	III	IV	V		
Контактная при начальном контакте по линии для стали $(p=3)$	1,0	0,501	0,250	0,180	0,127	0,062		
Контактная при начальном контакте по линии для бронзы $(p=4)$	1,0	0,416	0,200	0,121	0,081	0,034		
Изгибная стальных улучшенных или нормализованных деталей ($p = 6$)	1,0	0,300	0,143	0,065	0,038	0,013		
Изгибная стальных закаленных деталей и деталей из цветных металлов ($p=9$)	1,0	0,200	0,100	0,036	0,016	0,004		

Таблица 2 Коэффициенты эквивалентности по нагрузке [9]

Поточи и узни	K_E для режима нагружения (см. рис. 4)							
Детали и узлы	0	I	II	III	IV	V		
Шариковые под- шипники ($p = 3$)	1,0	0,794	0,630	0,564	0,503	0,396		
Роликовые под- шипники ($p = 10/3$)	1,0	0,797	0,644	0,573	0,514	0,414		
Узлы подъемнотранспортных машин $(p = 3)$	1,0	0,820	0,720	0,630	0,580	0,480		

(пригородные электропоезда, вагоны метро, легковые автомобили, речные суда и т. д.); транспортирующие (механизмы подъема грузоподъемных машин, лифты, эскалаторы); технологические (приводы подач металлорежущих станков, экструдеры для резины, мешалки с прерывающимся процессом для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, токарные деревообрабатывающие станки, пилы, одноцилиндровые поршневые насосы, нереверсивные станы горячей прокатки).

В легком (IV) и особо легком (V) режимах нагружения работают такие технологические машины, как экскаваторы, черпалки (приводы ковшей, цепных черпалок, грохотов), тяжелые шаровые мельницы, резиносмесители, дробилки (для камня и руды), кузнечные, ротационные буровые, брикетные прессы, реверсивные станы горячей прокатки, станки с широким диапазоном регулирования и прецизионные.

При расчетах деталей, подверженных многоцикловому нагружению, оценивают запас прочности относительно предела выносливости (зубья зубчатых колес, валы и др.) или ресурс (подшипники качения и др.). При этом часто игнорируют оценку статической прочности при пиковых нагрузках относительно предела текучести (зубья зубчатых колес, валы и др.) или расчет на статическую грузоподьемность (подшипники качения при частоте вращения более 10 мин^{-1}). Оценка статической прочности для этих деталей необходима, так как расчеты на сопротивление усталости не учитывают всего многообразия возможных повреждений деталей, которые могут выйти из строя в результате пластических деформаций (валы), среза зубьев (шестерни входных валов редукторов), вмятин (подшипники качения), среза витков резьбы (резьбовые соединения). Это особенно актуально для подвергнутых многоцикловому нагружению деталей, для которых приведение переменного режима работы к постоянному проводится по нагрузке (приводы подьемно-транспортных машин, подшипники качения и др.).

В расчетах деталей приводов статическую прочность рекомендуется оценивать по пиковой нагрузке $T_{\rm пик}$ (вращающий момент), $M_{\rm пик}$ (изгибающий момент) или $F_{\rm пик}$ (сила):

$$T_{\text{пик}} = k_{\text{max}} T_1; \quad M_{\text{пик}} = k_{\text{max}} M_1; \quad F_{\text{пик}} = k_{\text{max}} F_1,$$

где k_{\max} — коэффициент максимальной перегрузки; T_1 , M_1 , F_1 — наибольшие согласно циклограмме (см. рис. 3) соответственно вращающий момент, изгибающий момент, сила.

Так как перегрузки привода, создаваемые рабочим процессом (загрузка транспортера грузом, обработка детали на станке и др.), и при пуске двигателя, как правило, по времени не совпадают, то

$$k_{\text{max}} = \max(k_{\text{пер}}, k_{\text{пуск}}, k_{\text{T}}, k_{\text{p}}),$$

где $k_{\rm пер}$ — коэффициент перегрузки, создаваемой рабочим процессом; $k_{\rm пуск}, k_{\rm T}$ и $k_{\rm p}$ — отношения максимального вращающего момента двигателя соответственно при его пуске, торможении и реверсе к номинальному моменту, которые определяют или непосредственным измерением усилий в эксплуатационных условиях, или по отраслевым рекомендациям. При отсутствии таковых коэффициент перегрузки можно приближенно принимать по табл. 3.

В соответствии со стандартом [10] установлены новые значения статического коэффициента S_0 безопасности (табл.4), который при проверке подшипников качения по статической грузоподъемности определяют по формуле:

$$S_0 = C_0/P_0,$$

где C_0 — каталожное значение статической грузоподъемности подшипника; P_0 — эквивалентная статическая нагрузка, действующая на подшипник.

Таблица 3 Значения коэффициента перегрузки приводов машин

Класс машин	Машины (механизмы)	k_{nep}					
Транс-портные	Тепловозы (трансмиссии) Пригородные электропоезда (трансмиссии) Городской электрический транспорт (трансмиссии) Легковые автомобили (трансмиссии) Грузовые автомобили (трансмиссии)	1,5 1,5 1,6÷2,5 1,4 2,5					
Транс- порти- рующие	Грузоподъемные (механизмы подъема) Грузоподъемные (механизмы передвижения) Ленточные и пластинчатые транспортеры Лебедки Скребковые транспортеры Эскалаторы	1,2÷2,0 1,5÷4,0 1,5 1,5÷2,5 1,5÷2,5 1,2					
Технологические	Главные приводы металлорежущих станков с асинхронными двигателями Металлорежущие станки (приводы подач) Строгальные и долбежные станки, фрикционные прессы Роботы Мельницы, глиномялки, смесители вязких масс Камнедробилки Кривошипно-ползунные и эксцентриковые механизмы прессов Прокатные станы	1,8÷4,0 1,5 1,5÷2,5 1,1 1,8÷2,2 2,5÷3,5 1,8÷3,0 2,5÷4,5					
Энерге-тические	Дизель-генераторы, турбогенераторы, турбокомпрессоры Турбогенераторы при коротком замыкании	1,1 ≤5,0					

Примечания: 1. При плавном пуске приводов под нагрузкой, обеспечиваемом двигателем и пусковой аппаратурой, значение коэффициента следует уменьшать на 20÷30 % (большее значение — при большей неравномерности движения).

2. При наличии в приводе гидравлических муфт или предохранительных устройств значения коэффициента следует уменьшить до отношения предельных моментов этих устройств к номинальному моменту.

Таолица Статический коэффициент S_0 безопасности для подшипников качения

Режим работы	Подшипники			
тежим рассты	шариковые	роликовые		
Плавный ход, высокая точность вращения	2,0	3,0		
Плавный ход, нормальная точ- ность вращения	1,0	1,5		
Работа с четко выраженными ударными нагрузками	1,5	3,0		

Примечания: 1. При неизвестной амплитуде нагрузки следует принять для шариковых подшипников $S_0 \ge 1,5$, для роликовых — $S_0 \ge 3,0$.

2. Для упорно-радиальных сферических подшипников $S_0=4$, для игольчатых подшипников $S_0=3$ при всех режимах работы.

Из проведенного анализа следует:

- 1. Большинство деталей приводов транспортных, транспортирующих, технологических и энергетических машин подвержены многоцикловому нагружению и работают при переменных его режимах. Поэтому детали приводов следует рассчитывать на сопротивление усталости.
- 2. Кроме расчета на сопротивление усталости детали приводов, в том числе и подшипники качения, при всех режимах нагружения следует рассчитывать по пиковой нагрузке на статическую прочность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Иванов А. С., Муркин С. В.** Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.
- 2. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1985. 520 с.
- 3. **Справочник** по промышленной робототехнике: В 2 кн. Кн. 2 / Пер. с англ. под ред. Ш. Нофа. М.: Машиностроение, 1990. 480 с.
- 4. **Машиностроение:** Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.
- 5. **Решетов Д. Н.** Работоспособность и надежность деталей машин: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1974. 206 с.
- 6. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
- 7. **Детали машин:** Учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, М. Н. Захаров и др.; под ред. О. А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 472 с.
- 8. **Детали машин:** Учебник для вузов / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, Г. Д. Малышева и др.; под общ. ред. В. Н. Ражикова. СПб.: Политехника, 2015. 695 с.
- 9. **Фомин М. В.** Определение коэффициентов эквивалентности для переменных режимов нагружения зубчатых передач и подшипников качения // Справочник. Инженерный журнал. С приложением. 2007. № 8. С. 39—49.
- 10. **ГОСТ 18854—2013.** Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. М.: Стандартинформ, 2014. 19 с.

H. H. КРОХМАЛЬ, О. H. КРОХМАЛЬ, кандидаты технических наук (Курганский ГУ), e-mail: kroknn@yandex.ru

Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного механизма типа ВПСС на основе его передаточной функции

Представлен новый метод кинематического синтеза пространственного рычажного механизма типа ВПСС, основанный на использовании уравнений синтеза, в которые помимо функции положения входит и передаточная функция механизма. При проведении синтеза учитываются качественные показатели — угол давления в механизме и отсутствие дефекта ветвления. Реализация метода и алгоритмов синтеза механизма рассмотрена на примерах синтеза для заданного движения ползуна и синтеза для сферического движения выходного звена.

Ключевые слова: пространственный рычажный механизм ВПСС, передаточная функция, комбинированный кинематический синтез.

The new method of kinematic synthesis of spatial lever mechanism of RPSS type, based on usage of synthesis equations, in which, besides the position function, the mechanism transfer function is also contained, is presented. At synthesis process the quality parameters are taken into account — the pressure angle in a mechanism and absence of ramification deficiency. The realization of the methods and the mechanism synthesis algorithms is considered on the example of synthesis for the specified movement of a ram and the synthesis for spherical movement of an output link.

Keywords: RPSS spatial lever mechanism, transfer function, combined kinematic synthesis.

В статьях [1—3] были представлены метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственных рычажных механизмов типов ВССВ, ВВСС и ВССП. В работах приведен обзор существующих методов синтеза четырехзвенных пространственных механизмов [4-20], рассмотрены их особенности и недостатки. Наряду с указанными типами механизмов существует еще один тип механизма, относящийся к той же группе пространственных рычажных механизмов по классификации из работы [13]. Это механизм типа ВПСС. Механизмы этой группы и, в частности, механизм ВПСС находят широкое применение в высокотехнологичном оборудовании: робототехнике, новейшей технике для медицины, военного дела, сельского хозяйства.

В инженерном проектировании таких механизмов необходим удобный и универсальный вычис-

лительный инструмент для их кинематического синтеза. Ранее [2, 3] отмечалось, что для существующих методов синтеза рычажных механизмов характерны следующие проблемы. Во-первых, выбор начальных приближений параметров механизма, особенно при наличии нескольких вариантов синтеза. Во-вторых, обзор возможных вариантов синтеза. В-третьих, точность воспроизведения требуемого закона движения, которая характеризуется точностью воспроизведения не только перемещения, но и первой и второй передаточных функций. При использовании существующих методов синтеза достаточно высокая точность воспроизведения перемещения не гарантирует столь же высокую точность воспроизведения передаточных функций, что ухудшает динамические качества механизмов.

В рамках развиваемого общего подхода к синтезу четырехзвенных пространственных механизмов [1—3] в данной статье рассматривается комбинированный оптимизационно-квадратический метод синтеза применительно к механизму типа ВПСС, предусматривающий решение указанных проблем. В ходе синтеза учитывается угол давления в механизме и признак отсутствия дефекта ветвления [13, 14].

При синтезе пространственного механизма типа ВПСС, как и для кривошипно-ползунного механизма [3], решается задача о воспроизведении требуемого закона движения ползуна механизма в зависимости от угла поворота входного звена.

В отличие от кривошипно-ползунного механизма рассматривается решение и другой важной задачи о воспроизведении требуемого закона движения точки на сфере с помощью данного механизма. Такая точка принадлежит выходному звену, образующему сферические кинематические пары (звено СС).

На рис. 1 показана схема шарнирного пространственного четырехзвенника ABCD общего вида, у которого A — вращательная, B — поступательная, C и D — сферические кинематические пары. Рассматриваемый механизм характеризуется постоянными параметрами, подлежащими определению: размерами стойки I ($OA = L_{12}$, $OD = h_1$) и подвижных звеньев 2 ($AB = h_2$) и 4 ($CD = h_3$, θ_2), а также углом α_0 и отрезком s_0 на прямой линии BC,

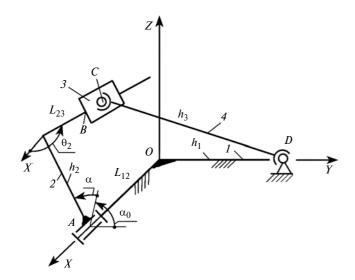


Рис. 1. Расчетная схема механизма

задающими начальные положения входного звена 2 и звена 3 (всего семь параметров).

Синтез механизма, воспроизводящего закон движения ползуна

Необходимо воспроизвести требуемый закон движения звена 3 (см. рис. 1) относительно звена 2 как функцию обобщенной координаты входного звена 2, т. е. функцию $S = S(\alpha)$, и первую передаточную функцию — $S' = S'(\alpha)$.

Для решения задачи синтеза воспользуемся исходным уравнением связи между звеньями механизма [13], предварительно уточнив и дополнив это уравнение:

$$L_{23}^{2} + 2(r_{1} - r_{2}\sin\alpha_{12})L_{23} +$$

$$+ (-2r_{3}\cos\alpha_{12} + r_{4}) = 0,$$
(1)

где $\alpha_{12}=\alpha+\alpha_0$; $L_{23}=s+s_0$; $r_1=L_{12}{\rm cos}\theta_2$; $r_2=h_1{\rm sin}\theta_2$; $r_3=h_1h_2$; $r_4=L_{12}^2+h_1^2+h_2^2-h_3^2$ — комбинированные постоянные параметры механизма; s — перемещение ползуна, воспроизводимое механизмом.

Возьмем производную от выражения (1) по обобщенной координате α и после преобразований и группировки параметров получим линейное уравнение относительно параметров r_1 , r_2 , r_3 :

$$ar_1 + br_2 + cr_3 + d = 0, (2)$$

где a = s'; $b = -\cos(\alpha + \alpha_0)(s + s_0) - \sin(\alpha + \alpha_0)s'$; $c = \sin(\alpha + \alpha_0)$; $d = (s + s_0)s'$.

Из уравнения (2) выражаем передаточную функцию механизма в явном виде:

$$s' = \frac{r_2 \cos(\alpha + \alpha_0)(s + s_0) - \sin(\alpha + \alpha_0)r_3}{r_1 - r_2 \sin(\alpha + \alpha_0) + s + s_0}.$$

Считая, что для реального механизма уравнение (2) выполняется с определенной погрешностью Δ_i для каждого значения обобщенной координаты α_i , перепишем это уравнение следующим образом:

$$a_i r_1 + b_i r_2 + c_i r_3 + d_i = \Delta_i.$$

Определим функцию суммарной погрешности для всех расчетных положений механизма:

$$F(r_1, r_2, r_3) = \sum_{i} \Delta_i^2$$
. (3)

Минимальное значение функции (3), т. е. минимальная погрешность воспроизводимой функции, достигается при следующих условиях:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial r_{1}} = r_{1} \sum_{i} a_{i}^{2} + r_{2} \sum_{i} b_{i} a_{i} + r_{3} \sum_{i} c_{i} a_{i} + \sum_{i} d_{i} a_{i} = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial r_{2}} = r_{1} \sum_{i} a_{i} b_{i} + r_{2} \sum_{i} b_{i}^{2} + r_{3} \sum_{i} c_{i} b_{i} + \sum_{i} d_{i} b_{i} = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial r_{3}} = r_{1} \sum_{i} a_{i} c_{i} + r_{2} \sum_{i} b_{i} c_{i} + r_{3} \sum_{i} c_{i}^{2} + \sum_{i} d_{i} c_{i} = 0. \end{cases}$$
(4)

Система линейных уравнений (4) относительно r_1 , r_2 , r_3 определяется двумя параметрами α_0 , s_0 и служит основой для составления целевой функции оптимизационного синтеза механизма.

Анализ уравнений (4) показывает, что они аналогичны уравнениям, рассмотренным в работе [3]. Поэтому алгоритмы вычисления целевой функции, угла давления и проверки качества синтезированного механизма также аналогичны рассмотренным в работе [3]. Эти алгоритмы были апробированы на тестовом примере.

Пример синтеза механизма по заданному закону движения ползуна

Для комплекса указанных алгоритмов разработана компьютерная программа кинематического синтеза механизма типа ВПСС в среде инженерных расчетов MathCAD. В качестве тестовой функции закона движения ползуна была использована та же составная функция, что и для механизма в работе [3]:

$$S(\alpha) = \begin{cases} 50 \left[1 - \cos\left(\frac{9\alpha}{8}\right) \right] \to 0 \le \alpha \le \frac{8\pi}{9}; \\ \\ 50 \left[1 + \cos\left(\frac{9\left(\alpha - \frac{8\pi}{9}\right)}{10}\right) \right] \to \frac{8\pi}{9} < \alpha \le 2\pi, \end{cases}$$

производная от которой по обобщенной координате α , т. е. передаточная функция, будет следующей:

$$\begin{cases} S'(\alpha) = 56,25\sin\left(\frac{9\alpha}{8}\right) \to 0 \le \alpha \le \frac{8\pi}{9}; \\ -45\sin\left(\frac{9(\alpha - 160)}{10}\right) \to \frac{8\pi}{9} < \alpha \le 2\pi. \end{cases}$$

Входное звено механизма должно быть кривошипом.

В результате выполнения тестового примера синтеза механизма оказалось, что карта линий уровня целевой функции аналогична представленной в работе [3, рис. 2], а размеры звеньев и качество синтезированного механизма соответствуют указанным в таблице работы [3].

Синтез механизма, воспроизводящего закон движения точки на сферической поверхности

Для вывода уравнений кинематического синтеза механизма (см. рис. 1) используем векторное уравнение его замкнутого контура:

$$\vec{L}_{12} + \vec{h}_2 + \vec{L}_{23} - \vec{h}_1 - \vec{h}_4 = 0.$$

Проецируя это уравнение на координатные оси, получим три скалярных уравнения. Взяв производные от этих трех уравнений по обобщенной координате α , получим еще три скалярных уравнения, содержащие передаточные функции механизма. Решив систему из шести уравнений, получим аналитические выражения, позволяющие вычислить параметры синтезируемого механизма в зависимости от заданной функции сферического движения точки C.

После адаптации этих аналитических выражений для квадратическо-оптимизационного синтеза механизма, получаем следующий алгоритм:

1. Задание угла α_0 начального положения входного звена 2 (см. рис. 1) и числа его равноотстоящих расчетных положений n.

2. Определение конструктивного параметра θ_2 механизма как функции от задаваемого параметра α_0 :

$$tg(\theta_2(\alpha_0)) = \sum_{i=1}^{n} y_i x_i / \sum_{i=1}^{n} x_i^2,$$
 (5)

где $x_i = X'(\alpha_i + \alpha_0)\sin(\alpha_i + \alpha_0)[1 + 2\cos^2(\alpha_i + \alpha_0)];$ $y_i = Y'(\alpha_i + \alpha_0) + Z(\alpha_i + \alpha_0) + 2Z'(\alpha_i + \alpha_0)\sin(\alpha_i + \alpha_0)\cos(\alpha_i + \alpha_0) - 2Z(\alpha_i + \alpha_0)\cos^2(\alpha_i + \alpha_0).$

3. Определение аналога скорости ползуна 3 (см. рис. 1) в расчетных положениях механизма:

$$s_i' = \frac{X'(\alpha_i + \alpha_0)}{\cos \theta_2}.$$
 (6)

4. Определение перемещения ползуна в расчетных положениях механизма:

$$s_i = \frac{Y'(\alpha_i + \alpha_0) + Z(\alpha_i + \alpha_0) - s_i' \sin \theta_2 \sin(\alpha_i + \alpha_0)}{2 \sin \theta_2 \cos(\alpha_i + \alpha_0)}. \quad (7)$$

5. Определение конструктивного параметра L_{12} механизма:

$$L_{12} = \sum_{i=1}^{n} [X(\alpha_i + \alpha_0) - s_i \cos \theta_2]/n.$$
 (8)

6. Определение конструктивного параметра h_2 механизма:

$$h_2 = \sum_{i=1}^n \frac{Z(\alpha_i + \alpha_0) - s_i \sin \theta_2 \cos(\alpha_i + \alpha_0)}{\sin(\alpha_i + \alpha_0)} / n.$$
 (9)

7. Определение конструктивного параметра h_1 механизма:

$$h_1 = \sum_{i=1}^{n} [h_2 \cos(\alpha_i + \alpha_0) + s_i \sin\theta_2 \sin(\alpha_i + \alpha_0) - Y(\alpha_i + \alpha_0)]/n.$$
 (10)

Структура уравнений (5)—(10) позволяет решать их последовательно и вычислить как постоянные — конструктивные параметры механизма, так и текущие кинематические его параметры. Важно отметить, что в уравнении (5) угол $\theta_2 = \theta_2(\alpha_0)$ является функцией от угла начального положения входного звена 2. А так как средняя квадратичная погрешность вычисления угла θ_2 в расчетных положениях механизма определяется выражением:

$$F(\alpha_0) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left[\operatorname{tg}(\theta_2(\alpha_0)) - \frac{y_i}{x_i} \right]^2 / n},$$
 (11)

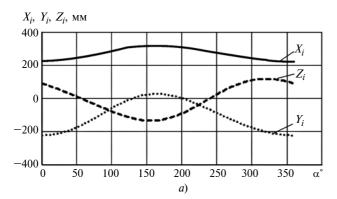
то угол α_0 необходимо выбрать таким, чтобы функция (11) имела минимальное значение.

Пример синтеза механизма, воспроизводящего требуемый закон сферического движения точки

Требуется воспроизвести закон движения точки на сфере, представленный параметрически на рис. 2. Эти графики и их табличное представление с шагом аргумента угла $\Delta\alpha=1^\circ$ получены для механизма, синтезированного в приведенном выше примере синтеза механизма по закону движения ползуна. Ставилась задача синтезировать (восстановить) механизм по заданному закону сферического движения точки выходного звена.

Расчеты проводились в пакете MathCad. На первом шаге синтеза механизма был построен график функции $F(\alpha_0)$ (рис. 3) и локализованы ее минимумы при $\alpha_0 \approx 156^\circ$ и $\alpha_0 \approx 336^\circ$. Оптимизация функции (5) для этих значений позволила найти минимумы функции и уточненные значения α_0 , при которых эти минимумы достигаются.

Далее последовательно вычисляли как конструктивные, так и кинематические параметры меха-



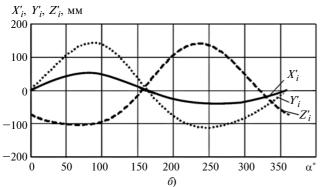


Рис. 2. Графики перемещения (a) и аналогов скоростей (δ) по координатным осям при сферическом движении точки C (см. рис. 1)

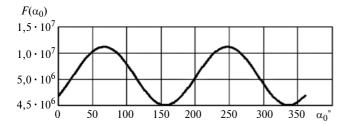


Рис. 3. График целевой функции $F(\alpha_0)$ [формула (11)] для локализации ее минимумов

Параметр	Вариант				
Параметр	I	II			
$lpha_0^{\circ}$	155,969	335,969			
θ_0°	337,766	337,766			
L_{12} , mm	96,719	96,719			
<i>h</i> ₂ , мм	102,491	102,491			
h_1 , MM	109,853	-109,853			
<i>h</i> ₃ , мм	314,875	314,875			
ΔX , mm	$\pm 3 \cdot 10^{-7}$	$\pm 5 \cdot 10^{-7}$			
ΔY , mm	$\pm 2 \cdot 10^{-6}$	$\pm 3 \cdot 10^{-6}$			
ΔZ , mm	$\pm 5 \cdot 10^{-8}$	$\pm 1 \cdot 10^{-7}$			

низма по формулам (6)—(10). Результаты расчетов представлены в таблице. Также в таблице представлена абсолютная погрешность (ΔX , ΔY , ΔZ) воспроизведения механизмом траектории движения точки на сферической поверхности.

Изложенный метод квадратическо-оптимизационного синтеза пространственного рычажного механизма типа ВПСС доведен до возможности практического использования в инженерной практике, что обеспечивают следующие его особенности и преимущества:

- 1. Разработаны методы и алгоритмы синтеза механизма для воспроизведения как требуемого закона относительного движения ползуна, так и требуемого абсолютного сферического движения точки выходного звена механизма.
- 2. Параметры механизма частично определяются путем решения оптимизационной задачи, а частично аналитически, по методу наименьших квадратов.
- 3. Метод дает возможность определить число вариантов синтеза механизма и локализовать значения их параметров.
- 4. При синтезе учитываются как функция положения, так и передаточная функция механизма.
- 5. Синтез механизма проводится с учетом ограничения, накладываемого на угол давления в механизме.
- 6. Метод позволяет выбрать лучшее соотношение размеров звеньев за счет некоторого увеличения максимального значения угла давления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Крохмаль Н. Н.** Синтез пространственного рычажного механизма типа ВССВ на основе его передаточной функции // Теория механизмов и машин. 2005. № 2 (8). С. 35—44.
- 2. **Крохмаль Н. Н.** Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного рычажного механизма ВВСС на основе его передаточной функции // Вестник машиностроения. 2015. № 1. С. 18—23.

- 3. **Крохмаль Н. Н.** Метод, алгоритм и программная реализация кинематического синтеза пространственного кривошипно-ползунного механизма на основе его передаточной функции // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 47—52.
- 4. **Ализаде Р. И., Моэн Рао А. В., Сандор Г. Н.** Оптимальный синтез четырехзвенных и кривошипно-шатунных плоских и пространственных механизмов с использованием метода функций при ограничениях в форме неравенств и равенств // Конструирование и технология машиностроения. 1975. № 3. С. 17—23.
- 5. **Зиновьев В. А.** Пространственные механизмы с низшими парами. Л.: Изд-во технико-теоретической литературы, 1952. 431 с.
- 6. **Иванов К. С.** Синтез механизмов методом приближения функций на основе превращения заданной функции в выражение отклонения // Механика машин. М.: Наука, 1982. Вып. 59. С. 30—38.
- 7. **Лебедев П. А., Гарбарук В. В., Денисенко А. И.** Синтез пространственного передаточного шарнирного четырехзвенного механизма по равномерному приближению // Механика машин. М.: Наука, 1976. Вып. 50. С. 22—30.
- 8. **Левитский Н. И., Шахбазян К. Х.** Синтез пространственных четырехзвенных механизмов с низшими парами // Труды семинара по теории машин и механизмов. 1953. Т. XIV. Вып. 54. С. 5—24.
- 9. **Новодворский Е. П.** Об одном способе синтеза механизмов // Труды семинара по теории машин и механизмов. 1951. Т. XI. Вып. 42. С. 5—51.
- 10. **Осман М. О. М., Дуккипати Р. В.** Синтез пространственных механизмов, воспроизводящих заданную функцию с оптимальной структурной ошибкой // Конструирование и технология машиностроения. 1977. № 1. С. 100—107.

- 11. **Пейсах Э. Е.** Синтез рычажных механизмов на основе методов нелинейного программирования // Механика машин. М.: Наука, 1974. Вып. 44. С. 69—77.
- 12. **Механика машин:** Учебное пособие для втузов / Под. ред. проф. Г. А. Смирнова. И. И. Вульфсон, М. 3. Коловский, Э. Е. Пейсах и др. М.: Высшая школа, 1996. 511 с.
- 13. **Пейсах Э. Е.** Структура и кинематика пространственных рычажных механизмов. С.-Петербург: С.-Петербургский гос. университет технологии и дизайна, 2004, 212 с.
- 14. **Пейсах** Э. **Е.** Оптимальное расположение узлов интерполирования при синтезе цикловых и нецикловых рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. 2005. № 2 (6). С. 22—41.
- 15. Полухин В. П. Некоторые вопросы динамического синтеза пространственных механизмов // Анализ и синтез механизмов. М.: Машиностроение, 1969. С. 52—67.
- 16. **Саркисян Ю. Л., Шахпаронян С. Ш.** Машинные методы аппроксимационного синтеза механизмов // Механика машин. М.: Наука, 1982. Вып. 59. С. 76—91. 17. **Шахбазян К. Х.** Синтез пространственных четы-
- 17. **Шахбазян К. Х.** Синтез пространственных четырехзвенных механизмов по заданным значениям скоростей и ускорений // Механика машин. М.: Наука, 1967. Вып. 5. С. 20—25.
- 18. **Цвияк П. Б.** К вопросу об исследовании и проектировании пространственных механизмов первой группы с низшими парами графо-аналитическим методом // Труды семинара по теории машин и механизмов. 1956. Т. XVI. Вып. 62. С. 26—42.
- 19. **Пейсах Э. Е.** Критерии передачи движения для рычажных механизмов // Машиноведение. 1986. № 1. C. 45—51.
- 20. **Хорунжин В. С.** Кинематический и динамический синтез пространственных рычажных механизмов с выстоями выходного звена по заданной циклограмме: Дис. ... д-ра техн. наук. Омск. 2000. 271 с. Машинопись.

УДК 621.923.5.001.573

В. А. ОГОРОДОВ, канд. техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет), e-mail: sempersnovi@yandex.ru

Обеспечение направленной деформации тонкостенного цилиндра при закреплении

Разработана математическая модель и получены аналитические зависимости для расчета параметров приспособлений для обеспечения направленной деформации тонкостенного цилиндра при его закреплении.

Ключевые слова: тонкостенный цилиндр, зажимное приспособление, направленная деформация, математическая модель, диафрагма, усилие закрепления, упругая шайба, угол конусности.

The mathematical model is developed and the analytical dependencies are obtained for analysis of tooling parameters for assurance of oriented deformation of a thinwalled cylinder at its fixing.

Keywords: thin-walled cylinder, fixing device, oriented deformation, mathematical modeling, diaphragm, fixing force, elastic washer, coning angle.

Износостойкость сопряжения пары "цилиндр—поршень" в значительной степени зависит от деформации цилиндра под действием эксплуатационных нагрузок и, в частности, внутреннего давления [1, 2]. Поэтому повысить долговечность тонкостенного цилиндра, работающего в сопряжении с поршнем, можно, изготовив его отверстие с заданным отклонением формы, которое обеспечит компенсацию деформации стенок цилиндра под нагрузкой.

В связи с этим актуальна разработка средств формирования заданной макрогеометрии обрабатываемого отверстия на операции его финишной обработки. Применительно к тонкостенным цилиндрам одним из легко реализуемых методов получения заданного отклонения формы отверстия считается создание направленной деформации за-

готовки в зажимном приспособлении: исправив обработкой отклонение формы отверстия цилиндра в его закрепленном состоянии, после раскрепления можно получить желаемую макрогеометрию отверстия.

Однако вопросы расчета параметров зажимного приспособления и определения величины зажимного усилия, обеспечивающих получение заданной направленной деформации тонкостенного цилиндра при его закреплении, изучены еще недостаточно, что ограничивает применение приспособлений как технологического средства повышения долговечности тонкостенных цилиндров.

Для обеспечения направленной деформации тонкостенного цилиндра в продольном направлении зажимное приспособление должно быть оснащено несколькими зажимными элементами.

Этому требованию, прежде всего, отвечают многокамерные зажимные приспособления диафрагменного типа, в которых заготовка обжимается по наружной поверхности несколькими резиновыми манжетами под действием подведенного к ним давления [1]. При проектировании приспособлений подобного типа для достижения направленной деформации необходимо решить вопросы о числе манжет, их ширине и расположении, а также о величине подводимого к каждой манжете давления и др.

Связь указанных параметров приспособления с деформацией тонкостенного цилиндра под действием давления произвольной величины, приложенного к нескольким участкам наружной поверхности, может быть описана следующей системой интегральных уравнений Фредгольма 1-го рода:

$$w(x_i) = \sum_{j=1}^{N} \int_{a_i}^{b_j} G(x_i, \, \xi) q(\xi) d\xi, \quad i = \overline{1, n},$$
 (1)

где $w(x_i)$ — деформация тонкостенного цилиндра в произвольном сечении x_i ; n — число сечений цилиндра, где замеряется деформация; N — число участков, к которым приложено давление; a_j и b_j — границы j-го участка приложения давления; $G(x_i, \xi)$ — функция влияния, представляющая собой деформацию цилиндра в сечении x_i от единичной нагрузки $q(\xi)$ $d\xi = 1$, приложенной в сечении ξ .

Если в практических целях принять, что деформация цилиндра измеряется только на участках приложения зажимного усилия и не зависит при этом от зажимных усилий, приложенных в других сечениях, то можно предположить, что искомое давление $p(x_i)$ в месте его приложения можно определить из зависимости [3]:

$$p(x_i) = \frac{w(x_i)Eh}{R_{\rm cp}^2}, \qquad (2)$$

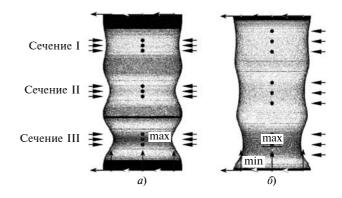


Рис. 1. Деформации тонкостенного цилиндра манжетами шириной 10 (a) и 20 мм (δ)

где E — модуль упругости материала цилиндра; h — толщина стенки цилиндра; $R_{\rm cp}$ — средний радиус тонкостенного цилиндра.

Для проверки этого предположения с помощью системы прочностного анализа APM FEM для КОМПАС-3D были проведены расчеты деформации стального тонкостенного цилиндра длиной 75 мм, с диаметром наружной поверхности 38 мм и толщиной стенки 1 мм. Закрепление цилиндра осуществлялось набором из трех равномерно расположенных резиновых манжет постоянной ширины, к которым приложены усилия: к верхней — 500 H, средней — 1000 H, нижней — 1500 H. Результаты этих расчетов приведены на рис. 1.

Анализ данных показал, что деформация цилиндра зависит не только от величины приложенного давления, но и от ширины манжеты: при одинаковом усилии 1500 Н радиальная деформация на сторону в нижнем сечении цилиндра составила 0,001642 мм при ширине манжеты 10 мм (рис. 1, a) и 0,00089 мм для манжеты шириной 20 мм (рис. 1, δ).

Однако зависимость (2) не позволяет учесть протяженность зоны приложения давления, поскольку она получена для полубесконечной оболочки [3]. По этой причине была проведена оценка точности расчетов с помощью выражения (2). Для манжеты шириной 10 мм при нагрузке 1500 Н радиальная деформация по формуле (2) равна 1,923995 мкм, а для манжеты шириной 20 мм — 0,961997 мкм. Соответственно погрешность расчетов по формуле (2) составила 17 и 8 % по сравнению с моделированием в системе прочностного анализа АРМ FEM.

Следовательно, зависимость (2) позволяет с приемлемой точностью рассчитывать зажимное усилие для получения направленной деформации тонкостенного цилиндра в приспособлениях диафрагменного типа только для широких манжет, для узких манжет формула (2) дает завышенное значение зажимного усилия.

При этом следует иметь в виду, что в цеховых пневмосетях машиностроительных заводов давление сжатого воздуха не превышает 0,4 МПа. Это ог-

раничивает возможности получения необходимого значения деформации заготовки. Например, при выполнении расчетов, результаты которых приведены выше, давление в полости нижней манжеты шириной 20 мм составило более 0,6 МПа при радиальной деформации стенки цилиндра около 1 мкм.

В другом приспособлении, позволяющем создать направленную деформацию тонкостенного цилиндра, закрепление осуществляется попарно расположенными зажимными элементами, выполненными в виде пружинных шайб, конусная часть которых разделена радиальными пазами на ряд радиальных лепестков, связанных между собой только посредством жесткого кольца (рис. 2).

В работах [1, 2] показано, что деформация лепестков пружинной шайбы в радиальном направлении, и следовательно, деформация заготовки при приложении к ним осевого усилия зависит от угла конусности (прогиба) β шайбы. Поэтому для обеспечения заданной деформации тонкостенного цилиндра требуется рассчитать углы конусности (рис. 2, α) всех пар пружинных шайб.

С этой целью рассмотрим взаимодействие пружинной шайбы с тонкостенным цилиндром (рис. 2, δ). Очевидно, что каждый ее лепесток представляет собой консольную балку, к свободному концу которой приложены осевое усилие зажима T_{3i} , а также радиальная сила реакции со стороны заготовки P_{Ri} .

Радиальное перемещение свободного конца лепестка $\delta_{\rho i}$, к которому приложены усилия T_{3i} и P_{Ri} , можно определить, воспользовавшись интегралом Мора [3],

$$\delta_{\rho i} = \int_{l} \frac{M_{P} M_{1} d\rho}{E_{3.\text{III}} J_{\rho}}.$$
 (3)

Здесь:

$$MP = T_{3i}\rho - P_{Ri}\rho tg\beta -$$
 (4)

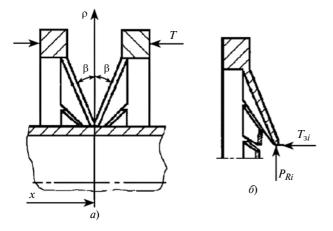


Рис. 2. Расчетная схема (a) и силы, действующие на один лепесток (b)

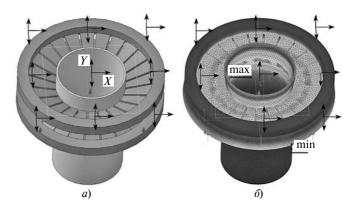


Рис. 3. Моделирование деформации тонкостенного цилиндра при зажиме парой пружинных шайб:

a — модель; δ — перемещения элементов модели

изгибающий момент от внешних сил, приложенных к лепестку;

$$M_1 = 1 \rho t g \beta - \tag{5}$$

изгибающий момент от единичной силы, приложенной к лепестку в направлении перемещения; $E_{3.\text{Ш}}$ — модуль упругости материала зажимной шайбы;

 $J_{
ho}$ — момент инерции поперечного сечения лепестка.

После закрепления заготовки лепесток находится в состоянии равновесия, заключающегося в равенстве его деформации в направлении ρ и радиальной деформации цилиндра в этом сечении $\delta_{\rho i} = w_i$, где $w_i = w(x_i)$ — радиальная деформация тонкостенного цилиндра в сечении x_i от действия i-й пары пружин (i = 1, N, где N — число пар пружин).

Вместе с тем из выражения (1) следует, что деформация w_i должна зависеть от действия всех пружинных шайб. Однако моделирование деформации тонкостенного цилиндра при зажиме пружинными шайбами, выполненное в системе прочностного анализа APM FEM для КОМПАС-3D (рис. 3), показало, что зона деформации тонкостенного цилиндра соответствует осевым габаритным размерам пары пружинных шайб (рис. 3, δ). Этот факт дает основание принять допущение, что каждая пара пружинных шайб деформирует цилиндр независимо от других пружин.

Сила реакции, действующая на лепесток шайбы со стороны цилиндра, если считать его деформацию упругой, должна быть пропорциональна величине этой деформации, т.е.

$$P_{Ri} = j_{L_0} \delta_{\rho i}, \tag{6}$$

где j_{L_0} — жесткость тонкостенного цилиндра.

Поскольку каждая шайба обжимает заготовку равномерно по окружности, то нагрузку, действующую на тонкостенный цилиндр, можно рассматривать как осесимметричную.

На основании этого, а также исходя из принятого допущения о независимости деформирования тонкостенного цилиндра каждой парой пружин, его жесткость можно определить из выражения (2) при условии единичной длины контакта цилиндра с парой пружин:

$$j_{L_0} = \frac{Eh}{R_{\rm cp}^2}. (7)$$

Подставив зависимости (4)—(6) в выражение (3) с учетом равенства (7), после несложных преобразований получим:

$$\delta_{\rho i} = \frac{(T_{3i} - \delta_{\rho i} j_{L_0} tg\beta) tg\beta}{E_{3 \text{ III}}} \int_{0}^{l} \frac{\rho^2}{J_0} d\rho,$$
 (8)

где $l = r_{\rm H} - r_{\rm B}$ — длина лепестка ($r_{\rm H}$ и $r_{\rm B}$ — соответственно наружный и внутренний радиусы лепестка).

Момент инерции J_{ρ} лепестка зависит от переменной интегрирования ρ , и, принимая поперечное сечение лепестка прямоугольным, его величину можно вычислить по выражению

$$J_{\rho} = \frac{2\pi (r_{\rm B} + \rho) t_n^3}{12k\cos^3 \beta},$$
 (9)

где t_n — толщина лепестка по нормали; k — число лепестков в одной пружине.

Учитывая, что $T_{3i} = T/k$, где T — приложенное к пружине осевое усилие зажима, и подставив выражение (9) в формулу (8), получим:

$$\delta_{\rho i} = \frac{T/k}{\left[1/(C \operatorname{tg}\beta) + j_{L_0} \operatorname{tg}\beta\right]},\tag{10}$$

злесь

$$C = \frac{6k}{\pi E_{3}} \int_{0}^{l} \frac{\rho^{2}}{(r_{B} + \rho)} d\rho;$$
 (11)

 $t = t_n/\cos\beta;$

$$\int_{0}^{l} \frac{\rho^{2}}{(r_{\rm B} + \rho)} d\rho = \left[\frac{(r_{\rm B} + \rho)^{2}}{2} + r_{\rm B}^{2} \ln(r_{\rm B} + \rho) - 2r_{\rm B}\rho \right]_{0}^{l}.$$
 (12)

Зависимость (10) с учетом выражений (11) и (12) позволяет рассчитать деформацию тонкостенного цилиндра при его закреплении парой пружинных шайб с углом конусности β .

Однако для обеспечения требуемой величины деформации необходимо решить обратную задачу — определить угол конусности шайб.

Для этого в выражении (10) будем считать величину δ_{Ri} известной. С целью упрощения примем величину t заданной и введем новую неизвестную переменную $y = \text{tg}\beta$.

После группировки относительно неизвестной y имеем квадратное уравнение

$$\delta_{Ri} j_{L_0} y^2 - \frac{T}{k} y + \frac{\delta_{Ri}}{C} = 0, \tag{13}$$

его решение

$$y = \frac{T}{2k\delta_{Ri}j_{L_0}} - \sqrt{\left(\frac{T}{2k\delta_{Ri}j_{L_0}}\right)^2 - \frac{1}{j_{L_0}C}}$$
 (14)

и искомый угол конусности шайбы $\beta = \operatorname{arctgy}$.

Выражение (13) является классическим квадратным уравнением, правомочность которого основана на адекватности рассмотренной модели деформирования тонкостенного цилиндра парой пружинных шайб, разработанной при нескольких допущениях. В частности, в предложенной модели не учитывается влияние исходного зазора между шайбой и заготовкой на деформацию последней [2].

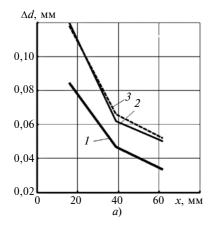
По этой причине были сравнены результаты расчетов с экспериментальными данными (таблица), полученными при хонинговании тонкостенных алюминиевого и стального цилиндров длиной 75 мм с наружным диаметром 37,6 мм и диаметром обработки соответственно 34 и 36 мм.

Заготовку закрепляли в зажимном приспособлении, оснащенном тремя парами пружинных шайб с углами конусности $\beta=10,\ 15$ и 20° соответственно. Каждая шайба имела 24 лепестка с внутренним и наружным диаметрами лепестков соответственно 38 и 78 мм.

Порядок расположения шайб в зажимном приспособлении при закреплении стального и алюми-

Отклонения диаметра обрабатываемого отверстия в направлениях X и Y (см. рис. 3)

				Отклонение Δd диаметра отверстия заготовки, мм							
Материал Сечение (см. рис. 1) β°		β°	до закрепления		после закрепления		после обработки		после раскрепления		
	, ,		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Д16Т	I II III	20 15 10	0,030 0,032 0,030	0,038 0,024 0,042	-0,090 -0,030 -0,020	-0,080 -0,042 -0,010	0,052 0,056 0,058	0,058 0,062 0,064	0,172 0,118 0,108	0,176 0,128 0,116	
Сталь 45	I II III	10 15 20	0,368 0,374 0,398	0,362 0,364 0,378	0,328 0,328 0,318	0,322 0,320 0,302	0,392 0,390 0,390	0,388 0,388 0,386	0,432 0,436 0,470	0,428 0,432 0,462	



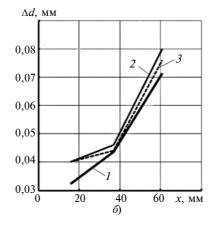
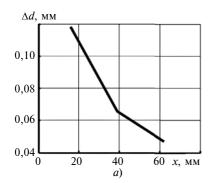


Рис. 4. Изменение Δd диаметра отверстия в трех сечениях x тонкостенных цилиндров из сплава Д16Т (a) и стали 45 (б) при закреплении:

1 — расчетные данные; 2 и 3 — экспериментальные данные соответственно в направлениях X и Y (см. рис. 3, a)



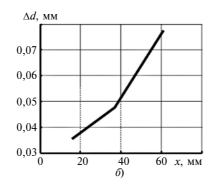


Рис. 5. Расчетные величины деформации тонкостенного цилиндра из сплава Д16Т (a) и стали 45 (δ) при усилии закрепления соответственно 1400 и 1200 Н

ниевого цилиндров менялся на противоположный (см. таблицу) для проверки принятой при расчетах гипотезы об отсутствии влияния взаимного расположения шайб на величину деформации заготовки.

Расчеты деформации цилиндра были выполнены в среде MathLAB 6.5 при величине осевого усилия зажима T=1000 H. Их результаты наряду с экспериментальными данными представлены на рис. 4.

Согласно рис. 4 имеется хорошее качественное совпадение экспериментальных и расчетных данных о деформации цилиндра при его закреплении. При этом различия в величинах расчетной и измеренной деформации как стального, так и алюминиевого цилиндров в основном одинаковы для всех сечений обжатия заготовки пружинами. Это можно объяснить несоответствием фактического осевого усилия, прикладываемого к пружинам, усилию, принятому при расчетах, которое меньше.

Увеличение при расчетах усилия T зажима до значений 1400 и 1200 H соответственно для алюминиевого и стального цилиндров привело к практически полному совпадению результатов расчетов (рис. 5) со средними отклонениями размера обработанного отверстия (см. таблицу).

Таким образом, экспериментальные данные подтвердили адекватность разработанной модели (10) деформирования тонкостенного цилиндра пружинными шайбами. Поэтому полученное на основании этой модели выражение (14) может быть использовано для вычисления углов прогиба пружинной шайбы по заданной величине деформации тонкостенного цилиндра.

Выводы

- 1. Предложено и обосновано применение простой аналитической зависимости для определения совокупности зажимных усилий для создания требуемой деформации тонкостенного цилиндра при его закреплении в многокамерном приспособлении диафрагменного типа.
- 2. В результате расчетов установлено, что деформация цилиндра в многокамерном приспособлении диафрагменного типа зависит не только от величины приложенного к резиновой манжете давления, но и от ее ширины.

Предлагаемая зависимость позволяет с приемлемой точностью рассчитывать зажимное усилие для получения направленной деформации тонкостенного цилиндра только для

широких манжет.

- 3. Разработана модель деформирования тонкостенного цилиндра зажимными элементами в виде пружинных шайб, конусная часть которых разделена радиальными пазами на ряд радиальных лепестков, связанных между собой только посредством жесткого кольца. Адекватность разработанной модели подтверждена результатами экспериментальных исследований.
- 4. На основании разработанной модели получена аналитическая зависимость расчета угла конусности пружинной шайбы по требуемой величине деформации тонкостенного цилиндра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Огородов В. А.** Обеспечение заданной макрогеометрии отверстий тонкостенных цилиндров при хонинговании // Автомобильная промышленность. 2015. № 8. С. 34—38.
- 2. **Огородов В. А.** Исследование средств технологического обеспечения долговечности тонкостенных цилиндров при хонинговании // Вестник КГТУ им. А. Н. Туполева. 2015. Т. 71, № 2. С. 48—54.
- 3. **Феодосьев А. К.** Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. 10-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 592 с.

В. В. ПИВЕНЬ, д-р техн. наук, О. Л. УМАНСКАЯ, канд. техн. наук (Тюменский индустриальный университет), e-mail:pivenvv@yandex.ru

Определение граничных условий работы вибрационных грохотов

Рассмотрены условия, влияющие на процесс ситового сепарирования на вибрационном грохоте и определены факторы, ограничивающие режимы его работы. Предложены зависимости для их учета в процессе оптимизации конструкции на этапе проектирования.

Ключевые слова: вибрационный грохот, ситовое сепарирование, кинематический режим работы, подготовка бурового раствора.

The conditions, influencing on sieve separating process on a vibrating screen, are considered and the factors, limiting modes of its operation, are determined. The dependencies for their account in structure optimization process at the design stage are suggested.

Keywords: vibrating screen, sieve separating, kinematic operating mode, drilling mud conditioning.

Вибрационный грохот представляет собой машину для разделения многокомпонентной сыпучей смеси по размерным признакам ее компонентов. Процесс разделения (сепарирование) происходит на ситовой поверхности в результате колебательных движений, сообщаемых ситовым поверхностям приводным механизмом.

Вибрационные машины применяются в горнодобывающей, металлургической, угольной, пищевой промышленности, строительной индустрии, для подготовки бурового раствора при бурении скважин в нефтегазовой промышленности. В последнем случае твердые включения выделяются из жидкого бурового раствора.

Схематично технологический процесс сепарирования на вибрационном грохоте SWECO GYRAMAX [1] представлен на рис. 1. Сепарируемый материал последовательно проходит через несколько сепарирующих поверхностей (сит) с калиброванными отверстиями, разделяясь при этом на несколько фракций по крупности.

Эффективность работы вибрационного грохота зависит от множества параметров: кинематического режима работы вибрационной машины, траектории колебаний ситового корпуса, угла направленности колебаний к ситовой поверхности, угла наклона сит к горизонту, форм и размера отверстий сит, фракционного состава сепарируемой смеси и физико-механических свойств ее компонентов, времени нахождения компонентов на ситовой поверхности.

На траекторию движения сепарируемого материала относительно поверхности сит существенное влияние оказывают колебательные движения рам-

ной несущей конструкции машины, а также упругие свойства оснований, на которые она установлена [2]. Колебательные движения точек подвесок ситовых корпусов накладывают дополнительные вибрационные движения на ситовую поверхность, тем самым изменяя условия взаимодействия сепарируемых компонентов с ситом.

Вибрационные грохоты, как правило, работают в зарезонансном режиме колебаний. Для отстройки от резонанса, а также для снижения вредных вибрационных движений точек подвесок ситовых корпусов на этапе проектирования конструкции вибрационной машины можно путем оптимизации жесткости рамной конструкции обеспечить благоприятные условия сепарирования.

Рассмотрим методику расчета собственных частот колебания рамной несущей конструкции приведенного выше вибрационного грохота при подвеске ситового корпуса в точках A и B (рис. 2). Данную рамную конструкцию можно представить в виде несимметричной рамы с заделанными стойками, которая нагружена двумя сосредоточенными массами m_1 и m_2 , приложенными в точках A и B (рис. 3).

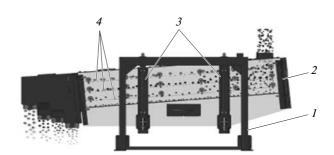


Рис. 1. Общий вид вибрационного грохота SWECO GYRAMAX: 1 — рамная несущая конструкция; 2 — ситовый корпус; 3 — подвески ситового корпуса; 4 — сита

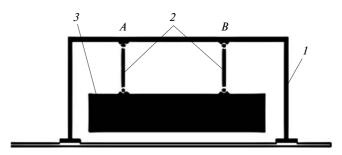


Рис. 2. Схема подвески ситового корпуса:

1 — рамная несущая конструкция; 2 — подвески ситового корпуса; 3 — ситовый корпус; $A,\ B$ — точки подвески ситового корпуса

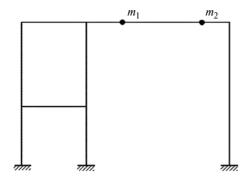


Рис. 3. Схема для расчета частот собственных колебаний рамной конструкции:

 m_1, m_2 — сосредоточенные массы, эквивалентные массе ситового корпуса

Пренебрегая собственной массой системы, прикладываем силы инерции в места приложения масс m_1 и m_2 . Для системы с двумя степенями свободы система уравнений для определения частот колебаний принимает вид [3]:

$$\begin{cases} \lambda_{1}(m_{1}\delta_{11}\omega^{2} - 1) + \lambda_{2}m_{2}\delta_{12}\omega^{2} = 0; \\ \lambda_{1}m_{1}\delta_{21}\omega^{2} + \lambda_{2}(m_{2}\delta_{22}\omega^{2} - 1) = 0, \end{cases}$$
 (1)

где $\lambda_{1,2}$ — амплитуды колебаний, м; δ_{ik} — перемещение в направлении i, вызванное единичной силой, действующей в направлении k, м; ω — частота собственных колебаний, рад/с.

Учитывая, что амплитуда при наличии колебаний не обращается в ноль, определитель, состоящий из коэффициентов системы уравнений (1), равен нолю. Запишем определитель в развернутом виде:

$$\omega^{4}(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^{2})m_{1}m_{2} - \omega^{2}(\delta_{11}m_{1} + \delta_{22}m_{2}) + 1 = 0.$$
 (2)

Для определения перемещений от единичных нагрузок необходимо по известной методике [3] построить эпюры изгибающих моментов под действием единичных сил P_1 и $P_2 = 1$, приложенных в точках расположения масс m_1 и m_2 (см. рис. 3). Затем по той же методике, используя правило Верещагина и теорему о взаимности перемещений (теорема Максвелла), определяем значения перемещений δ_{ik} .

Решение уравнения (2) позволяет найти первую и вторую частоты собственных колебаний рамных конструкций. При расчете и конструировании вибрационной машины необходимо обеспечить несовпадение частот вынужденных колебаний с частотами собственных колебаний конструкции.

В вибрационных грохотах кинематический режим работы, определяемый как отношение приложенных к компонентам сил инерции к действующей на них силе тяжести, может составлять $6 \div 10$ единиц, а в некоторых случаях и более. Поэтому обес-

печение безотрывности движения для просеивания по ситу компонентов проходовой фракции является неотъемлемым условием. Исключение в этом случае составляет сепарирование на ситовой поверхности бурового раствора, когда все механические примеси, имеющие размер больше, чем отверстие, должны самостоятельно сходить с ситовой поверхности. Важнейшим фактором при очистке бурового раствора является выбор направленности колебаний относительно рабочей поверхности сит для их самоочищения от застрявших в отверстиях частиц [4].

Рассмотрим влияние вибрации ситового корпуса в вертикальном направлении на условия взаимодействия компонентов с ситовой поверхностью и, следовательно, на время нахождения на ней сепарируемой частицы. На движение частицы зернового материала, находящейся на наклонной поверхности (рис. 4), определяющее влияние оказывает сила $F_{\rm Tp}$ трения [5]. При движении частицы относительно наклонной плоскости вибрирующей в вертикальном направлении (вдоль неподвижной оси y_1), действует следующая система сил: сила тяжести mg, сила трения $F_{\rm Tp}$, нормальная реакция N_g опорной поверхности, переносная сила $P_{\rm ин. п}$ инерции.

Система дифференциальных уравнений относительного движения частицы массой m имеет вид:

$$\begin{cases}
m\ddot{x} = mg\sin\alpha - F_{\text{Tp}} - P_{\text{ИН.П}}\sin\alpha; \\
m\ddot{y} = N_g - mg\cos\alpha + P_{\text{ИН.П}}\cos\alpha.
\end{cases} (3)$$

Здесь

$$F_{\rm Tp} = fN_g, \tag{4}$$

где f — динамический коэффициент трения;

$$P_{\rm ин. \Pi} = m \ddot{y}_{1\Pi}, \tag{5}$$

где $\ddot{y}_{1\pi}$ — виброускорение наклонной ситовой поверхности в направлении оси y_1 , м/с²:

$$\ddot{y}_{1\pi} = A\omega^2 \sin\omega t, \tag{6}$$

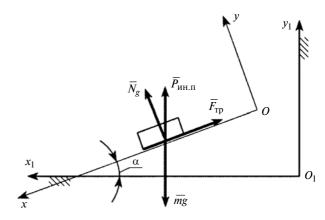


Рис. 4. Схема сил, действующих на частицу при вертикальной вибрации наклонной поверхности

где A — амплитуда виброперемещения ситовой поверхности, задаваемая параметрами приводного механизма, м; ω — частота вибрации ситовой поверхности, задаваемая параметрами приводного механизма, рад/с; t — время, с.

С учетом выражений (4)—(6) система уравнений (3) принимает вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = mg\sin\alpha - fN_g - m\ddot{y}_{1\Pi}\sin\alpha; \\ m\ddot{y} = N_g - mg\cos\alpha + m\ddot{y}_{1\Pi}\cos\alpha. \end{cases}$$
 (7)

Согласно второму уравнению системы (7) динамическая реакция опорной поверхности при отсутствии перемещения частицы вдоль оси у составляет:

$$N_g = m(g\cos\alpha - \ddot{y}_{1\Pi}\cos\alpha). \tag{8}$$

Условие безотрывности движения частицы по вибрирующей поверхности имеет вид:

$$m(g\cos\alpha - \ddot{y}_{1\pi}\cos\alpha) > 0. \tag{9}$$

После сокращения выражения (9) получим:

$$g > \ddot{y}_{1\pi}$$
.

В уравнениях движения частиц зернового материала по наклонной поверхности сит, совершающих колебательное движение, которые рассмотрены в работе [6], не учитывается виброперемещение подвесок ситовых корпусов в вертикальном направлении. Сила трения определяется как произведение динамического коэффициента трения f на нормальную реакцию N, определяемую из условия равновесия сил, действующих на частицу, в проекции на ось у.

Для учета вибрации опорной поверхности в вертикальном направлении следует коэффициент трения f умножить на коэффициент k_1 , учитывающий изменение нормальной реакции при вибрации:

$$k_1 = N_g/N$$
.

Подставляя значение N_g из уравнения (8) и учитывая, что в статике $N = mg \cos \alpha$, имеем:

$$k_1 = (mg\cos\alpha - m\ddot{y}_{1\pi}\cos\alpha)/(mg\cos\alpha). \tag{10}$$

После упрощения выражения (10) получаем:

$$k_1 = 1 - \ddot{y}_{1\pi}/g. \tag{11}$$

С учетом полученных выражений сила трения, действующая на частицу при описании ее движения по колеблющейся поверхности при ситовом сепарировании, определяется формулой

$$F_{\rm TD} = f k_1 N. \tag{12}$$

Из-за дополнительной вертикальной вибрации точек подвесок ситовых корпусов время сепарирования компонентов, находящихся на ситовой поверхности, уменьшается. Это приводит к снижению эффективности сепарирования. Учет скорректированного значения силы трения с помощью выражения (12) позволяет расчетным путем оптимизировать траекторию относительного движения компонентов по ситу и обеспечить необходимое качество сепарирования.

Таким образом, при поиске оптимальных условий работы вибрационных грохотов наряду с определением основных конструктивно-кинематических режимов работы, обеспечивающих качество сепарирования материала, необходимо учитывать следующее:

для грохотов, работающих в зарезонансном режиме движения, следует расчетным путем обеспечить отстройку от резонанса путем оптимизации жесткости несущей конструкции; основой такого расчета могут служить зависимости (1), (2);

оптимизацией жесткости несущей конструкции вибрационного грохота можно обеспечить наименьшее значение вертикальных составляющих вибрации точек подвеса ситовых корпусов для снижения вредного влияния данной составляющей вибрации;

при определении оптимальных условий взаимодействия сепарируемых компонентов с ситовой плоскостью в уравнениях относительного движения компонентов по ситу следует учитывать вертикальную составляющую их ускорения и скорректированное значение силы трения по уравнениям (11), (12);

при использовании вибрационных грохотов для выделения крупных механических примесей из жидкости, например при подготовке бурового раствора, снижение силы сцепления удаляемых сходом с ситовой поверхности крупных компонентов будет оказывать положительное влияние. Основной расчет будет заключаться в определении оптимального значения кинематического режима работы грохота и нахождении необходимого угла направленности колебаний ситовой поверхности для обеспечения максимально возможной самоочистки отверстий сит от застревающих компонентов проходовой фракции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. Качающийся грохот / ООО "Технологии просеивания и сепарации". M., 2016. URL: http://vibro-separator.ru/ proseivatel-gyramax-prjamougolnij-separator.html
- 2. Пивень В. В., Уманская О. Л. Определение динамических параметров несущих конструкций вибрационных машин, установленных на упругом основании // Вестник машиностроения. 2005. № 5. С. 14—16.
- 3. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. 10-е издание, перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 592 с.
- 4. Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы. М.: Недра, 1988. 501 с.
- 5. Пивень В. В., Уманская О. Л. Влияние вибрации сепарирующей поверхности на эффективность ситового сепарирования зернового материала // Вестник Оренбургского государственного университета. 2006. № 12 (62). Приложение, ч. 2. С. 495—497. 6. **Быховский И. И.** Основы теории вибрационной
- техники. М.: Машиностроение, 1969. 362 с.

Ф. И. ПЛЕХАНОВ, д-р техн. наук (Ижевский ГТУ), С. М. МОЛЧАНОВ, канд. техн. наук (АО "Редуктор", г. Ижевск), А. С. СУНЦОВ (Ижевский ГТУ), e-mail: Alexandrsun4009@gmail.com

Влияние конструктивных особенностей планетарной передачи на распределение нагрузки по ее сателлитам

Приведен метод определения нагрузки в зацеплениях колес многопоточной планетарной передачи с податливыми щеками водила; установлено влияние конструктивных особенностей механизма, его параметров и погрешностей изготовления на податливость элементов и коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам.

Ключевые слова: планетарные передачи, податливость элементов, распределение нагрузки.

The method of load determination in wheel gears of multithreaded planetary gear with flexible carrier jaws is presented, the influence of mechanism structural features, its parameters and manufacturing errors on elements flexibility and coefficient of irregularity of load distribution on satellites is determined.

Keywords: planetary gears, flexibility of elements, load distribution.

Многосателлитные зубчатые планетарные передачи широко распространены в технике благодаря ряду замечательных качеств: высокой нагрузочной способности при малых габаритных размерах и массе, малым потерям мощности на трение, хорошим виброакустическим характеристикам. Особенно эффективно использование этих передач в авиакосмической технике, транспортных и грузоподъемных машинах, робототехнике, мехатронных системах — там, где указанные качества являются превалирующими при выборе типа механического привода [1—4].

Для ликвидации избыточных связей и выравнивания нагрузки в зацеплениях колес планетарного механизма сателлиты, как правило, располагаются на сферических подшипниках, а центральная шестерня — на зубчатой подвеске. Однако такая конструкция позволяет полностью избавиться от избыточных связей только при трехсателлитном ее исполнении. На практике же часто используются планетарные передачи с большим числом сателлитов. Неизбежные погрешности их изготовления приводят к неравномерному распределению нагрузки по потокам мощности даже при наличии "плавающих" и самоустанавливающихся звеньев. Деформация последних частично компенсирует эти погрешности, что может быть использовано для выравнивания нагрузки в зацеплениях колес [5, 6].

На рис. 1 представлена конструкция многосателлитной планетарной передачи с пазами в щеках водила 1, снижающими их жесткость и обеспечивающими при рациональном выборе параметров механизма повышение его несущей способности.

Установим влияние податливости основных элементов этой передачи (осей сателлитов, подшипников качения, щек водила) на распределение нагрузки по потокам мощности.

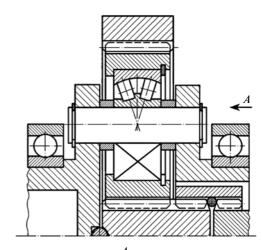
Погонная нагрузка в местах сопряжения оси со щеками водила и подшипником сателлита и соответствующая ей деформация определяются из решения дифференциальных уравнений напряженно-деформированного состояния (НДС) балки на упругом основании (рис. 2):

$$q(x) = C_1 \operatorname{sh}(\gamma x) \sin(\beta x) + C_2 \operatorname{ch}(\gamma x) \sin(\beta x) + C_3 \operatorname{sh}(\gamma x) \cos(\beta x) + C_4 \operatorname{ch}(\gamma x) \cos(\beta x); \tag{1}$$

$$\omega(z) = C_5 \operatorname{sh}(\psi z) \sin(\eta z) + C_6 \operatorname{ch}(\psi z) \cos(\eta z); \qquad (2)$$

где
$$\gamma = 4\sqrt{\frac{C_q}{IE}}\cos\left[0.5\arccos\left(1.1\frac{\sqrt{IEC_q}}{2GS}\right)\right];$$

$$\beta = 4\sqrt{\frac{C_q}{IE}}\sin\left[0.5\arccos\left(1.1\frac{\sqrt{IEC_q}}{2GS}\right)\right];$$



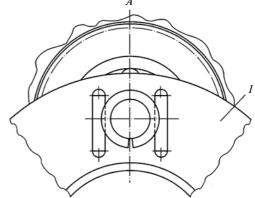


Рис. 1. Многопоточная планетарная передача с самоустанавливающимися звеньями и податливым водилом

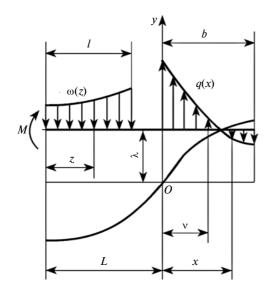


Рис. 2. Схема напряженно-деформированного состояния оси сателлита планетарной передачи

$$\begin{split} \psi &= \sqrt[4]{\frac{C_{\omega}}{IE}} \cos \left[0.5 \arccos \left(1.1 \frac{\sqrt{IEC_{\omega}}}{2 \, GS} \right) \right]; \\ \eta &= \sqrt[4]{\frac{C_{\omega}}{IE}} \sin \left[0.5 \arccos \left(1.1 \frac{\sqrt{IEC_{\omega}}}{2 \, GS} \right) \right], \end{split}$$

 C_{\odot} — удельная контактная жесткость сопряжения ось сателлита — кольцо подшипника, найденная экспериментальным путем ($C_{\odot} \cong E/1,2$ [7]); I — осевой момент инерции сечения; S — площадь поперечного сечения оси; E и G — модули упругости 1-го и 2-го рода соответственно; C_q — удельная жесткость сопряжения ось сателлита — щека водила.

Постоянные интегрирования $C_1 \div C_6$, входящие в выражения (1), (2), определяются из следующих уравнений статики и граничных условий:

1) $\int_{0}^{b} q(x)dx = F(F - половина окружной силы, действующей на ось сателлита);$

$$2) \int_{0}^{l} \omega(z) dz = F;$$

3) при x=b момент M(x)=0 и в соответствии с уравнением изогнутой оси $q''(b)=1,1\frac{C_q q(b)}{SG}$;

4) при
$$x = 0$$
 $M(x) = M(0) = \int_0^b q(x)x dx =$

$$= IE \left[1, 1 \frac{q(0)}{SG} - \frac{q''(0)}{C_q} \right];$$

5) моменты изгиба оси на участках сопряжения при x=0 и z=l связаны равенством $M(l)=IE\left[\frac{\omega''(l)}{C_{\omega}}-1,1\frac{\omega(l)}{SG}\right]=F(L-l)+M(0);$

6) взаимосвязь между угловыми деформациями участков оси имеет вид:

$$-\frac{\omega'(l)}{C_{\infty}} = \frac{q'(0)}{C_{q}} + \frac{M(0)}{IE}(L-l) + 1, 1 \frac{F}{SG} + \frac{F(L-l)^{2}}{2IE}.$$

В соответствии с этим окружное смещение сателлита (см. рис. 2)

$$y_{0}(F) = \frac{q(0)}{C_{q}} + \frac{\omega(l)}{C_{\omega}} + \frac{\omega'(l)}{C_{\omega}}(L - l) + \frac{M(0)}{2IE}(L - l)^{2} + \frac{F}{3IE}(L - l)^{3}.$$
 (3)

Для определения жесткости C_q выделим элемент щеки водила (рис. 3) и установим влияние действующей на него со стороны оси сателлита силы F.

Момент M_0 в нижней части выделенного элемента щеки найдем, используя интеграл Мора (угловое перемещение в данном сечении равно нулю):

$$\begin{split} M_0 &= \\ &= \frac{F}{\pi} \bigg[\int\limits_0^{\pi/2} \phi \bigg(\frac{1}{h(\phi)} \bigg)^3 \frac{R+a}{1+\cos\phi} \sin\phi \, \mathrm{d}\phi \bigg] \bigg/ \int\limits_0^{\pi/2} \bigg(\frac{1}{h(\phi)} \bigg)^3 \, \mathrm{d}\phi; \\ M(\phi) &= \int\limits_0^\phi q(\varepsilon) [R+h(\phi)] \sin(\phi-\varepsilon) R \mathrm{d}\varepsilon - M_0 = \\ &= \frac{F(R+a)}{\pi(1+\cos\phi)} \, \phi \sin\phi - M_0. \end{split}$$

Здесь R=0.5d — радиус оси сателлита; $h(\varphi)=\frac{a-R\cos\varphi}{1+\cos\varphi}$ — половина общей длины ломаного сечения; $q(\varepsilon)=q_0\cos\varepsilon=2F\frac{\cos\varepsilon}{\pi R}$ — распределенная нагрузка.

Перемещение оси в направлении силы F, обусловленное действием изгибающего момента и поперечной силы,

$$y_{H} = \frac{R}{b} \left[\frac{1.5}{E} \int_{0}^{\pi/2} \frac{M(\varphi)[R + h(\varphi)]\sin\varphi}{h^{3}(\varphi)} d\varphi + \frac{1.2}{G} \int_{0}^{\pi/2} \frac{Q(\varphi)}{a - R\cos\varphi} d\varphi \right],$$

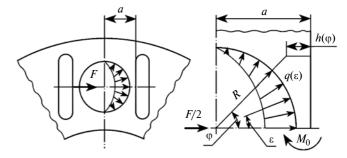


Рис. 3. Элемент щеки податливого водила

где
$$Q(\varphi) = R \int_{0}^{\varphi} q(\varepsilon) \cos \varepsilon d\varepsilon = \frac{F}{\pi} (\varphi + 0.5 \sin 2\varphi).$$

Решая указанные уравнения, определим жесткость щеки водила (деформацией, обусловленной действием продольной силы, пренебрегаем ввиду ее малости). Зависимость удельной жесткости от относительного параметра $\bar{a}=a/2R=a/d$ при $0.55 \le \bar{a} \le 0.7$ может быть представлена аппроксимацией:

$$C_q = F/by_H \approx E/[-7734(\bar{a})^3 + 15480(\bar{a})^2 - 10360\bar{a} + 2326].$$

Сближение внешнего и внутреннего колец двухрядного сферического роликового подшипника под действием радиальной нагрузки 2F определяется из уравнения [8, 9]:

$$y_{\rm p}(F) = 0.5 \left(n_{\rm H}^3 \sqrt{\Sigma \rho_{\rm H}} + n_{\rm B}^3 \sqrt{\Sigma \rho_{\rm B}} \right) \sqrt[3]{ \left[\frac{15F(1-\mu^2)}{ZE\cos\varphi} \right]^2},$$
 (4)

где Z— число роликов в ряду; φ — угол наклона оси ролика к оси подшипника; $\Sigma \rho_{\rm H}$ и $\Sigma \rho_{\rm B}$ — приведенные кривизны поверхностей в сопряжениях ролика с наружным и внутренним кольцами подшипника; μ — коэффициент Пуассона, $n_{\rm H}$ и $n_{\rm B}$ — коэффициенты разности кривизн в сопряжениях ролика с наружным и внутренним кольцами подшипника.

Для определения нагрузки в зацеплениях зубчатых колес и коэффициента неравномерности ее распределения по сателлитам представим передачу в виде статически неопределимой механической системы и воспользуемся известным из строительной механики методом, записав систему уравнений совместности перемещений в следующем виде:

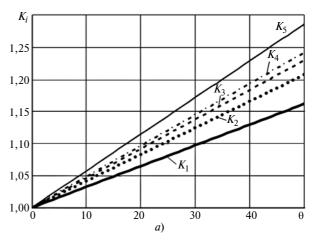
$$\begin{split} F_{n1} &= w_{n1}b_{W} = \\ &= b_{W}c_{W}[\delta/\cos\alpha_{W} - \Delta_{1} - y_{o}(F_{1}) - y_{p}(F_{1})]\cos\alpha_{W}; \\ \vdots \\ F_{ni} &= w_{ni}b_{W} = \\ &= b_{W}c_{W}[\delta/\cos\alpha_{W} - \Delta_{i} - y_{o}(F_{i}) - y_{p}(F_{i})]\cos\alpha_{W}; \\ \vdots \\ F_{nn} &= w_{nn}b_{W} = \\ &= b_{W}c_{W}[\delta/\cos\alpha_{W} - \Delta_{n} - y_{o}(F_{n}) - y_{p}(F_{n})]\cos\alpha_{W}; \\ \delta &= F_{n}\left(\frac{1}{c_{W}b_{W}} + \delta_{\Sigma}\cos\alpha_{W}^{2}\right) + \frac{\Sigma\Delta_{i}\cos\alpha_{W}}{n}. \end{split}$$

Здесь α_W — угол зацепления сателлита с колесом и центральной шестерней; w_{ni} — нормальная погонная нагрузка в зацеплениях колес; w_n — средняя

нормальная погонная нагрузка; n — число сателлитов; $F_{ni} = F_i/\cos\alpha_W$ — нормальная нагрузка в зацеплении i-го сателлита с колесом и центральной шестерней; b_W — рабочая ширина венца сателлита; $c_W \approx 0.075E$ — удельная жесткость зацепления [10]; $F_n = F/\cos\alpha_W$ — среднее значение нормальной нагрузки в зацеплении; Δ_i — погрешность окружного расположения осей сателлитов; $y_0(F_i)$, $y_p(F_i)$ — перемещения, определяемые из уравнений (3), (4) при $F = F_i = F_{ni}\cos\alpha_W$; $\delta_\Sigma = [y_0(F_n) + y_p(F_n)]/F_n$ — коэффициент суммарной податливости элементов передачи.

В соответствии с этим коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам передачи с "плавающей" центральной шестерней при $n \ge 3$ (рациональные для высоконагруженных передач значения) составляет:

$$K = \frac{F_{n \max}}{F_n} = 1 + \frac{(n-3)\Delta c_W b_W \cos \alpha_W}{nF_n[1 + c_W b_W \delta_\Sigma \cos \alpha_W^2]},$$



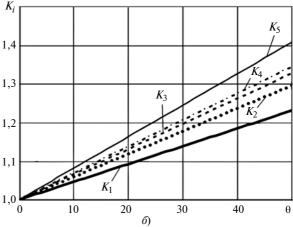


Рис. 4. Зависимости коэффициента K_i неравномерности распределения нагрузки по сателлитам от относительной погрешности изготовления передачи при $n_W=5$ (a) и 7 (б); b/d=0.5; l/d=0.3; L/d=0.7; $b_W/L=1.8$ и параметра $\bar{a}=a/d=0.55$ (K_1), 0.6 (K_2), 0.65 (K_3), 0.7 (K_4) и при жестком водиле (K_5)

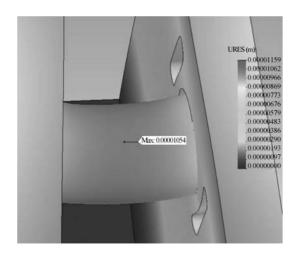


Рис. 5. Компьютерная модель элемента податливого водила и оси сателлита при $\bar{a}=a/d=0,65,\ d=0,01$ м, $b/d=0,6;\ l/d=0,5;\ L/d=0,7;\ F=1100$ H



Рис. 6. Блок сателлитов планетарной передачи с податливым водилом

где $\Delta = \Sigma \Delta_i/(n-3)$ — средняя погрешность окружного расположения осей сателлитов, не зацепляющихся с центральной шестерней и неподвижным центральным колесом при малой нагрузке.

На рис. 4, a, δ приведены зависимости коэффициента K неравномерности распределения нагрузки от относительной погрешности $\theta = Eb_W \Delta/F_n$ для пяти- и семисателлитной конструкций передачи при углах зацеплений колес $\alpha_W = 20^\circ$ и разных значениях параметров механизма. Зависимости соответствуют подшипникам средней серии и неблагоприятному для передачи с "плавающей" центральной шестерней соотношению между отклонениями осей сателлитов от теоретически точного положения: при n=5 (см. рис. 4, a) $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta$, $\Delta_3 = \Delta_4 = \Delta_5 = 0$; при n=7 (см. рис. 4, δ) $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = \Delta_4 = \Delta$, $\Delta_5 = \Delta_6 = \Delta_7 = 0$ (при нечетном числе сателлитов зазоры в трех из них выбираются в ре-

зультате самоустановки центральной шестерни даже при небольшой нагрузке).

Для оценки точности аналитических расчетов деформативности элементов передачи исследовали НДС узла сателлита с податливым водилом методом конечно-элементного анализа в среде Solid Works, результаты которого близки к значениям, полученным по приведенным выше зависимостям (рис. 5).

На рис. 6 представлен блок деталей планетарного механизма, содержащий водило с пазами в щеках и сателлиты. Конструкция обеспечивает сравнительно низкий коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам мощности даже при отсутствии "плавающих" звеньев.

По результатам исследования можно заключить, что использование многосателлитной планетарной передачи с повышенной податливостью щек водила позволяет существенно снизить неравномерность распределения нагрузки в зацеплениях колес и при рациональном выборе параметров механизма повысить его несущую способность (вследствие уменьшения жесткости щек водила коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам мощности высоконагруженных пяти- и семисателлитной конструкций передачи снижается на 10—15 %).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Тимофеев Г. А., Самойлова М. В.** Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. 2012. № 1. С. 70—80.
- 2. **Лопатин Б. А., Полуэктов Е. А., Хаустов С. А.** Формирование внутреннего приближенного зацепления цилиндро-конических передач // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Машиностроение". 2011. № 17. С. 39—48.
- 3. **Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M.** Synthesis of the Two-Stream Transmissions // Power Transmissions: Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20—23, 2012. P. 335—345.
- 4. **Singh A.** Epicyclic load sharing map development and validation // Mechanism and Machine Theory. 2011. P. 632—646.
- 5. **Пат. 2520728 Рос. Федерация:** МПК F16H 1/32. Зубчатая планетарная передача.
- 6. **Пат. 2291335 Рос. Федерация:** МПК F16H 1/48. Планетарная передача.
- 7. **Плеханов Ф. И.** Деформативность элементов планетарной передачи и ее влияние на распределение нагрузки в зацеплениях колес // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 3. С. 43—49.
- 8. **Нахатакян Ф. Г.** Аналитическое определение контактной податливости роликовых подшипников // Приводы и компоненты машин. 2013. № 5—6. С. 21, 22.
- 9. **Черменский О. Н., Федотов Н. Н.** Подшипники качения: Справочник каталог. М.: Машиностроение, 2003. 575 с.
- 10. **Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г.** Планетарные передачи: Справочник. Л.: Машиностроение, 1977. 563 с.

Н. Н. БАРБАШОВ, канд. техн. наук, И. В. ЛЕОНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: ivleonov@bmstu.ru

Математическая модель спасательного устройства с маховичным накопителем энергии

Разработана математическая модель спасательного устройства с маховичным накопителем энергии. Предложена методика выбора оптимальных параметров спасательного устройства.

Ключевые слова: спасательное устройство, математическая модель, маховичный накопитель, энергия, мультипликатор, передаточное отношение.

The mathematical model of a life-saving apparatus with flywheel energy storage is developed. The selection methodic of optimal parameters of the life-saving apparatus is suggested.

Keywords: life-saving apparatus, mathematical model, flywheel accumulator, energy, multiplier, gear ratio.

Сегодня актуальной задачей является повышение безопасности работ на морских буровых платформах. Обзор патентов, посвященных этому вопросу, показал, что отсутствуют методики расчета спасательных устройств и существуют нерешенные проблемы их автоматизации [1, 2]. Основные недостатки данных устройств заключаются в том, что при возникновении пожара нет доступа к платформе с воздуха изза огня, а энергопитание отключено, поэтому нельзя воспользоваться устройством для аварийной эвакуации людей. Как правило, эвакуация осуществляется управляемым спуском и торможением с потерей энергии торможения.

Предлагаемое спасательное устройство (рис. 1) отличается от уже известных [3, 4] тем, что позволяет рекуперировать часть энергии торможения в маховичном аккумуляторе и использовать накопленную энергию, поэтому не требует дополнительного энергопитания, устройство находится в постоянной готовности к работе.

Спасательное устройство (см. рис. 1) состоит из спасательного контейнера 3, установленного на платформе 1, которую можно

спустить на тросе 2. Контейнер оснащен барабаном 4 с тросом, связанного с маховиком 8 мультипликатором 6, последний входным валом 5 связан с барабаном и выходным валом 7— с маховиком 8.

При расчете спасательного устройства возникают определенные трудности, поэтому для оптимизации конструктивных параметров и, в первую очередь, передаточного отношения мультипли-

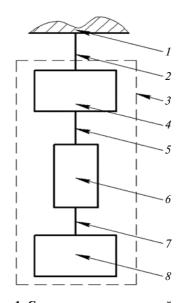


Рис. 1. Схема спасательного устройства: I — платформа; 2 — трос; 3 — контейнер; 4 — барабан; 5 — входной вал мультипликатора; 6 — мультипликатор; 7 — выходной вал мультипликатора; 8 — маховик

катора, увеличивающего скорость вращения маховика относительно скорости барабана, с которого при спуске сматывается трос, целесообразно предварительное моделирование характеристик устройства [5, 6]. При спуске контейнера с людьми часть кинетической энергии передается в маховичный накопитель и может быть использована для последующего движения.

Расчет спасательного устройства основывается на законе изменения кинетической энергии [2, 5]: $\Sigma A = \Delta T$, где ΣA — суммарная работа сил; ΔT — изменение кинетической энергии спасательного устройства.

При спуске движущей силой является сила тяжести контейнера, работа которой составляет $\Sigma A = mgH\eta$, где m — масса контейнера; g — ускорение свободного падения; H — высота спуска; η — КПД механизмов спуска.

Кинетическая энергия включает в себя энергию спускаемого контейнера и энергию, запасаемую маховиком:

$$\Delta T = mv^2/2 + J_{\text{max}}\omega_{\text{max}}^2/2,$$

где v — скорость контейнера в конце спуска; $J_{\rm max}$ — момент инерции маховика; $\omega_{\rm max}$ — максимальная угловая скорость вращения маховика.

Энергия, запасаемая маховиком, снижает кинетическую энергию контейнера, при этом уменьшается скорость спуска. Конечная скорость v контейнера и максимальная угловая скорость ω_{\max} маховика определяют передаточное отношение i мультипликатора:

$$i = \omega_{\text{max}}/\omega_{\tilde{0}} = \omega_{\text{max}}r_{\tilde{0}}/v$$

где $\omega_{\tilde{0}}$ — угловая скорость барабана, с которого сматывается трос; $r_{\tilde{0}}$ — радиус барабана.

Таким образом, при спуске контейнера совершается работа ΣA , которая увеличивает кине-

тическую энергию контейнера и маховика:

$$mgH\eta = m\omega_{6}^{2}/2 + J_{\text{max}}\omega_{\text{max}}^{2}/2.(1)$$

Выражение (1) можно записать как

$$K_E\left(\frac{1}{K_J u^2} + 1\right) = 1, \qquad (2)$$

где $K_E = 2J_{\rm max}/(\omega_{\rm max}^2 mgH\eta)$ — коэффициент рекуперации, т. е. запасаемая маховиком энергия, которая является критерием эффективности системы рекуперации $[1,6];\ K_J = J_{\rm max}/(mr^2)$ — коэффициент инерции — отношение момента инерции маховика и момента инерции контейнера, приведенного к барабану, который определяет распределение масс спасательного устройства.

Передаточное отношение i мультипликатора является оптимизируемым параметром устройства [1, 6].

Выражение (2) связывает основные показатели спасательного устройства, которые можно использовать при его проектировании. Предварительное моделирование с использованием выражения (2) позволило выявить взаимосвязь конструктивных параметров устройства [1, 6] и получить уравнения искомых параметров:

передаточное отношение мультипликатора:

$$i = \sqrt{\frac{1}{K_{J}\left(\frac{1}{K_{E}} - 1\right)}};$$

коэффициент инерции маховика:

$$K_J = \frac{J_{\text{max}}}{mr^2};$$

момента инерции маховика:

$$J_{\text{max}} = \frac{mr_{\text{max}}^2}{\left(\frac{1}{K_E} - 1\right)u^2}.$$

На рис. 2 представлены зависимости необходимого передаточного отношения i мультипли-

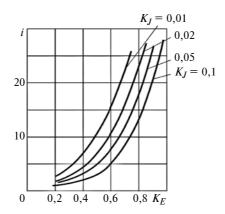


Рис. 2. Зависимости необходимого передаточного отношения i мультипликатора от желаемого коэффициента рекуперации K_E энергии спасательного устройства при разных коэффициентах K_I инерции

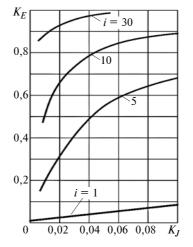


Рис. 3. Зависимости коэффициента K_E рекуперации энергии устройства от коэффициента K_J при разных передаточных отношениях i

катора от желаемого коэффициента K_{E} спасательного устройства при разных значениях коэффициента инерции в диапазоне $K_J = 0.01 \div 0.1$, анализ которых показал, что эффективность устройства повышается с увеличением передаточного отношения і мультипликатора и уменьшением коэффициента K_J . Таким образом, эффективность грузоподъемных машин можно повысить применением вариатора скоростей при торможении. При улучшении эксплуатационных свойств спасательного устройства с рекуперацией энергии следует учитывать характеристику вариатора скоростей, а не показатели мультипликатора с постоянным передаточным отношением.

Рекуперация энергии, оцениваемая коэффициентом K_E , зависит и от распределения кинетической энергии между спасательным устройством (зависит от массы) и маховиком (зависит от коэффициента K_I).

На рис. З показаны зависимости коэффициента K_E рекуперации энергии от коэффициента K_J инерции при разных передаточных отношениях ($i=1\div 20$), анализ которых показал, что эффективность спасательного устройства повышается с увеличением коэффициента K_J и передаточного отношения i мультипликатора. Следовательно, эксплуатационные показатели спасательного устройства можно улучшить повышением момента инерции маховика.

Заметим, что при небольших значениях коэффициента K_J наблюдается линейная зависимость коэффициента K_E от коэффициента K_I .

Таким образом, разработанная математическая модель спасательного устройства с рекуперацией энергии торможения позволяет выбрать оптимальные значения таких его параметров, как коэффициент K_E рекуперации энергии, передаточное отношение і мультипликатора и коэффициент K_{I} , последний определяет оптимальное соотношение масс контейнера и аккумулятора энергии спуска. Повысить коэффициент рекуперации энергии можно и увеличением момента инерции маховика накопительного устройства, и увеличением передаточного отношения мультипликатора спасательного устройства.

Дальнейшие исследования целесообразно направить на применение вариатора скоростей вместо мультипликатора с постоянным передаточным отношением. Ограничением при проектировании спасательного устройства является скорость спуска контейнера, которая входит в математическую модель в неявном виде.

М. И. МАЛЕНКОВ, д-р техн. наук, В. А. ВОЛОВ, канд. техн. наук (АО НТЦ «РОКАД», ООО «АКТРОН», г. Санкт-Петербург), e-mail: m.i.malenkov@gmail.com

Колесно-шагающий движитель планетохода с функцией активной подвески в режиме колесного движения¹

Рассматривается схема опорно-движительного модуля колесно-шагающего движителя (КШД) планетохода с механизмом шагания. КШД позволяет конвертировать ходовую часть в транспортное положение и изменять положение центра масс планетохода для оптимизации нагрузки на тяговые приводы мотор-колес. Обеспечивается дополнительный режим активной подвески при передвижении в колесном режиме для адаптации к особенностям поверхности.

Ключевые слова: планетоход, система передвижения, колесно-шагающий движитель, механизм шагания, активная подвеска, алгоритм управления.

The scheme of supporting-propeller module of wheel-walking propeller (WWP) of a rover with walking mechanism is considered. WWP allows to convert the running gear into transport position and change the position of a mass center of a rover for optimization of load on tractional drives of motor-wheels. The additional mode of active suspension at movement in wheel mode for adaptation to surface features is assured.

Keywords: rover, movement system, wheel-walking propeller, walking mechanism, active suspension, control algorithm.

Эксплуатация американских марсоходов показала необходимость повышения проходимости планетоходов. Так, в декабре 2016 г. марсоход Opportunity при подъеме на гребень кратера Endeavour попал в песчаную ловушку [1]. В результате резкого увеличения тока в двигателях тяговых приводов сработала система аварийной остановки. На этот раз марсоход вовремя прекратил свое движение и объехал опасный участок [2, 3].

Повышение эффективности системы передвижения может не только исключить потерю подвижности, но и расширить доступ к изучаемым поверхностям. Кроме того, высокая подвижность планетохода сократит время передвижения от одного объекта к другому.

Поиск эффективных систем передвижения (СП) планетоходов привел к созданию колесно-шагающего движителя (КШД), который отличается простотой конструкции, высокой проходимостью, надежностью и экономичностью [4—6].

В настоящее время ведутся работы по созданию ходовой части на базе механизмов КШД. Так, шестиколесный марсоход Европейского космического агентства, создаваемый в рамках программы ExoMars, планируется оснастить дополнительными приводами для конвертирования ходовой части в транспортное положение. Эти же приводы наряду с обычным режимом колесного движения позволят иметь резервный колесно-шагающий режим (КШР), который существенно повысит тяговосцепные свойства движителя на сыпучих грунтах [7]. Кроме того, КШД позволяет изменять опорный контур и его положение относительно центра масс с учетом условий передвижения, например, для выравнивания нормальных реакций на колесах [8], и адаптировать работу движителя к особенностям поверхности изменением положения колес и корпуса относительно вертикали. Следовательно, работы по применению КШД в качестве активной подвески при движении планетохода в колесном режиме весьма актуальны.

Цель настоящей работы — развитие теоретических основ движения в КШР при синтезе новой кинематической схемы КШД, позволяющей реализовать и режим колесного движения с активной подвеской.

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

Расчеты на основании разработанной математической модели подтвердили возможность повышения безопасности буровых платформ путем оснащения их спасательным контейнером с энергозапасающим устройством, что обеспечит его готовность к аварийному спуску в любых условиях.

- 1. **Гулиа Н. В., Юдовский М. Д.** О синтезе ленты дискретного ленточного вариатора // Известия вузов. Машиностроение. 1974. № 9. С. 35—40.
- 2. **Юдовский И. М.** Рекуперативный маховичный привод для непрограммируемых автоматических ма-
- нипуляторов // Вестник машиностроения. 1999. № 4. С. 9—11.
- 3. **А. с. № 1443698 СССР:** Рекуператор механической энергии.
- 4. **A. с. № 1437604. СССР:** Рекуператор механической энергии.
- 5. **A. c. № 827082 CĈCP:** Устройство спуска людей из зданий.
- 6. Пат. 2011102043 Рос. Федерации: Способ управления механизмом рекуперации энергии торможения и устройство для его осуществления.

 $^{^{1}}$ Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках проекта № 14.576.21.0050. Уникальный идентификатор RFMEFI 57614X0050.

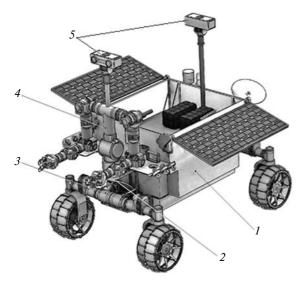


Рис. 1. Проектно-компоновочный вариант РТС ПК с колесной базой для движения в КШР:

1 — контейнер; 2 — кронштейн для навесного оборудования; 3 — система передвижения; 4 — двурукий манипулятор; 5 — навигационные камеры

Данная задача была успешно решена на проектном уровне в ходе прикладных научных исследований по теме «Создание научно-технических решений в области разработки робототехнических средств космического назначения для обеспечения напланетных миссий». Был разработан проектно-компоновочный вариант и 3D-модель робототехнической системы «Помощник космонавта» (РТС ПК) (рис. 1) [9].

Синтез схемы КШД для движения в режимах колесного шагания и колесном с функцией активной подвески

Рассмотрим одно из ряда решений проекта — кинематическую схему и методику расчета гибридного движителя СП, обеспечивающего использование механизма шагания (МШ) для реализации КШР и режима колесного движения с активной подвеской.

СП включает в себя четырехколесное полноприводное самоходное автоматическое шасси с единым несущим корпусом и четырьмя идентичными гибридными КШД, которые ввиду их многофункциональности можно назвать опорно-движительными модулями (ОДМ). Поэтому, сохраняя сложившиеся в теории колесных машин традиции, колесная формула СП будет иметь вид $4 \times 4 \times 4 \times 4$, где первая цифра обозначает число колес, вторая — число тяговых приводов, третья — число поворотных колес, четвертая — число механизмов шагания.

Исходя из условий передвижения в КШР и практики эксплуатации, были сформулированы основные требования к КШД:

шарнир, связывающий свободную ось второго рычага МШ со ступицей колеса, должен быть свободным;

отталкивание (перенос корпуса) должно выполняться при заторможенных неподвижных колесах;

при очередном выносе колес (равномерная прерывистая походка) вынос колеса с помощью МШ должен выполняться в активном режиме, остальные колеса должны быть заторможены;

реактивный момент тягового привода колеса должен замыкаться на корпус или раму шасси;

колесо со встроенным тяговым приводом при работе МШ должно совершать плоскопараллельное движение.

Данным требованиям полностью отвечает двухрычажный равноплечий МШ циркульного типа с суммирующим механизмом, обеспечивающим реализацию функций колесного шагания и активной подвески с помощью одного привода. Такой МШ был реализован в конструкции экспериментального образца самоходного автоматического шасси (ЭО САШ) марсохода (ОАО ВНИИТрансмаш, г. Санкт-Петербург).

Особенность данной схемы обоснована основоположником отечественной теории колесно-шагающего движителя И. Ф. Кажукало: применение одного тягового двигателя для привода колеса и

Состояние элементов управления ОЛМ при реализации ос
--

		д МШ	Тяговый	і привод	Рулевой привод
Режим ОДМ	T1	T2	Первая передача	Вторая передача	Угол поворота или режим
1. Торможение для останова	_	_	_	_	45°
2. Колесный	_	_	+/-	-/+	Удержание
3. Перенос корпуса в КШР (отталкивание)	+	_	Удержание	_	То же
4. Вынос колеса в КШР	+	_	+	_	" "
5. Переход из КШР в режим регулирования по вертикали и обратно	_	+	Удержание	_	" "
6. Регулирование положения колес и корпуса по вертикали	+	_	+/-	_	" "
7. Торможение для останова	_	-	Удержание	_	" "

Примечания: 1. Тяговый привод обеспечивает две скорости движения с помощью коробки переключения передач. 2. Для тормозных механизмов привода МШ знак «—» означает отсутствие питания, знак «+» — подачу питания на катушку электромагнита тормозного механизма. 3. Режим 5 реализуется в номинальном положении рычагов МШ. 4. Удержание означает регулирование двигателя в режиме торможения для останова.

привода МШ благодаря дифференциальному блокирующему механизму с двумя управляющими электромагнитами [4, 10], т. е. совмещение приводов колеса и МШ.

Высокая проходимость ЭО САШ экспериментально подтверждена испытаниями на стенде «Переменный уклон» и ходовыми испытаниями на полигоне в районе извержения вулкана Толбачик. Испытания показали возможность использования МШ для регулирования относительного положения колес и корпуса по вертикали [11], что было реализовано доработкой ходовой части, и подтвердили эффективность данного решения для адаптации макета к рельефу местности. Главный недостаток МШ с совмещенным приводом заключается в том, что переход от КШР к работе адаптивной подвески и само изменение относительного положения колес и корпуса по вертикали с помощью МШ возможны только при останове машины [6]. Поэтому было принято решение о поиске путей обеспечения в рамках данной схемы реализации функций активной подвески.

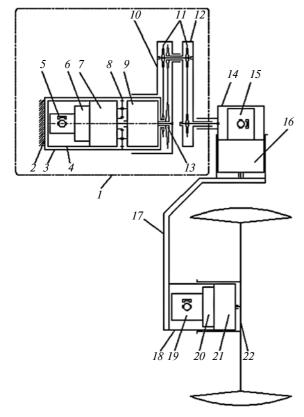


Рис. 2. Схема КШД:

I— привод МШ; 2— подвеска; 3 и 4— неповоротный и поворотный корпуса привода МШ; 5— электродвигатель; 6— блокирующий механизм; 7 и 8— элементы редуктора поворотного корпуса; 9— редуктор МШ; 10— первый рычаг МШ; 11— реактивная цепная передача (i = 1); 12— второй рычаг МШ; 13— цепная передача суммирующего редуктора (i = 2); 14— рулевой механизм; 15 и 16— двигатель и редуктор рулевого привода; 17— поворотный кронштейн; 18— тяговый привод; 19, 20, 21— соответственно двигатель, коробка перемены передач, редуктор тягового привода; 22— колесо

В усовершенствованной схеме колесо имеет индивидуальный тяговый привод и индивидуальный встроенный привод МШ. При полном сохранении кинематики в КШР привод МШ обеспечивает относительное перемещение колес и корпуса по вертикали при движении транспортного средства. Переключение МШ из одного режима в другой осуществляется при кратковременном останове, что не имеет большого значения, учитывая невысокую среднюю скорость движения планетохода.

Основным новым компонентом схемы (рис. 2) [12] является привод МШ I, который предназначен для обеспечения работы механизма в следующих режимах (в любой последовательности, но не одновременно):

колесно-шагающий режим — линейное перемещение свободных (не сопряженных постоянно) осей рычагов 10 и 12 МШ параллельно опорной поверхности при одновременной работе тяговых приводов колес, обеспечивающих совместно равномерную прерывистую походку;

активная подвеска — линейное перемещение свободных осей рычагов МШ перпендикулярно опорной поверхности при одновременной работе тяговых приводов колес, обеспечивающих движение РТС ПК в колесном режиме;

переключение двух вышеперечисленных режимов во время останова РТС ΠK .

Свободная ось первого рычага 10 всегда совпадает с осью привода МШ, а свободная ось второго рычага 12 всегда совпадает с осью звездочки цепной передачи, установленной на неповоротном корпусе рулевого механизма 14. В номинальном положении МШ свободные оси рычагов совпадают. В этом положении свободные и сопряженные оси рычагов МШ лежат в одной плоскости. При работе МШ в КШР в этой же плоскости лежит и ось вращения колеса. При этом общая плоскость располагается перпендикулярно к опорной поверхности.

При работе МШ в режиме активной подвески общая плоскость свободных и сопряженных осей рычагов МШ в номинальном положении ориентирована параллельно опорной поверхности.

Важным в конструкции привода МШ при работе в КШР или в режиме активной подвески является обеспечение неизменной ориентации положения привода рулевого механизма 14 так, чтобы осы шкворня всегда проходила через контакт колеса с поверхностью, по которой двигается. Такая ориентация обеспечивается встроенной в рычажный механизм реактивной цепной передачей 11. Входная звездочка цепной передачи соединена с неповоротным корпусом 3 привода МШ, а выходная звездочка — с неповоротным корпусом рулевого механизма 14.

Передаточное отношение цепной передачи i=1, поэтому при вращении рычагов колесный модуль с приводом поворота совершает относительно кор-

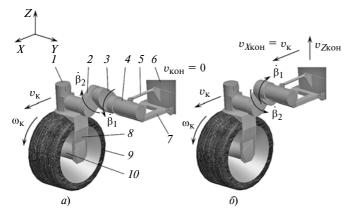


Рис. 3. Схемы выноса колеса в КШР (a) и движения в колесном режиме с активной подвеской (δ):

1 — рулевой механизм; 2 и 3 — второй и первый рычаги МШ; 4 — привод МШ; 5 — реактивная тяга подвески; 6 — кронштейн подвески; 7 — балансир (рычаг параллелограммного механизма подвески); 8 — поворотный кронштейн рулевого механизма; 9 — колесо; 10 — тяговый привод; β_1 и β_2 — угловые скорости первого и второго рычага МШ; $\omega_{\rm K}$ — угловая скорость колеса; $\upsilon_{\rm K}$ — поступательная скорость колеса; $\upsilon_{\rm ZKOH}$ — вертикальная скорость контейнера

пуса машины только плоскопараллельное движение: продольное движение в КШР (рис. 3, a) или нормально к поверхности движения в режиме активной подвески (рис. 3, δ).

Данная кинематическая связь обеспечивает передачу реактивного момента тягового привода непосредственно на неповоротный корпус, в результате привод МШ не нагружается дополнительно реактивным крутящим моментом от привода колеса, что упрощает алгоритмы его управления и снижает энергетические затраты на движение.

Кроме того, привод двухрычажного МШ полностью уравновешен нормальной реакцией колеса в КШР и продольной составляющей от веса машины при движении, например, при подъеме в режиме активной подвески. Данные силы замыкаются в рычажном механизме привода, и нагрузку двигателя определяют только потери в передающем механизме от действия замкнутых сил. Учитывая высокий КПД цепных передач, данные потери будут незначительными.

Все необходимые режимы МШ обеспечиваются при небольшой длине рычагов. Привод МШ установлен в шарнире первого рычага, а максимальные хода соответствуют удвоенной длине рычагов. Заметим, что присоединение КШД к корпусу шасси осуществлено с помощью балансирной подвески в виде параллелограмма. Анализ схемы связей пассивных подвесок КШД выходит за рамки данной статьи.

Кинематическая схема привода МШ

Привод МШ (рис. 4) выполняет две функции: первая — приведение в действие двухрычажного МШ, который обеспечивает два режима: КШР и режим активной подвески, т. е. регулирование по-

ложения колес и корпуса по вертикали; вторая — переход из КШР в режим регулирования положения колес и корпуса по вертикали разворотом двухрычажного механизма на 90°.

Привод МШ состоит из неповоротного корпуса I, жестко связанного с подвеской, внутри которого на подшипниках скольжения 3 установлен поворотный корпус 2.

Поворотный корпус кинематически связан с неповоротным корпусом 1 с помощью планетарной зубчатой передачи 10 и с эпициклом планетарной передачи 7 блокирующего механизма через волновой редуктор 9 и планетарную передачу 4. Для обеспечения зубчатого зацепления сателлитов с эпициклом планетарной передачи 10 в корпусе 2 имеются окна.

Блокирующий механизм включает в себя планетарную передачу 7, фрикционные тормозные механизмы 6 и 8 и электромагниты T1 и T2 тормозного механизма. Выходной вал электродвигателя 5 непосредственно связан с шестерней планетарной передачи блокирующего механизма, водило и эпицикл которого замыкаются на корпус 2 тормозными механизмами 6 и 8.

При включенном (механически замкнутом) тормозном механизме 8 шестерня планетарной передачи 10, установленная на выходном валу волнового редуктора 9, заторможена, что обеспечивает фиксацию корпуса 2 относительно корпуса 1.

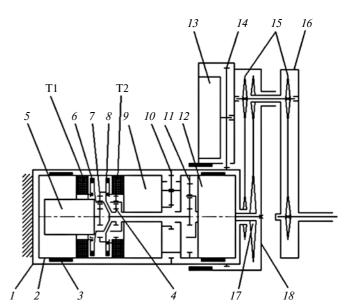


Рис. 4. Кинематическая схема привода МШ:

I— неповоротный корпус привода МШ; 2— поворотный корпус привода МШ; 3— подшипник скольжения поворотного корпуса; 4— планетарная передача поворотного корпуса; 5— электродвигатель; 6 и 8— тормозные механизмы; 7— планетарная передача блокирующего механизма; 9— волновой редуктор; 10— планетарная передача поворотного корпуса; 11, 12— планетарная и волновая передачи МШ; 13— датчик угла поворота; 14— передача датчика; 15— реактивная цепная передача (i = 1); 16— второй рычаг МШ; 17— цепная передача суммирующего редуктора (i = 2); 18— первый рычаг МШ; 17, 10— электромагниты тормозного механизма

Планетарная передача 7 блокирующего механизма обеспечивает передачу потока мощности от электродвигателя 5 или через передачи 11 и 12 к рычагам МШ, или через передачи 4, 9 и 10 к поворотному корпусу.

При работе МШ подается питание на электромагнит Т1, тормозной механизм 6 выключается, водило планетарного ряда освобождается. Питание на электромагнит Т2 не подается, поэтому тормозной механизм 8 включен, а эпицикл планетарной передачи 7 заторможен. Вращательное движение от электродвигателя 5 передается водилу, далее через планетарную (11) и волновую (12) передачи на первый рычаг 18. Так как звездочка цепной передачи 17 закреплена в корпусе 2, который с помощью тормозного механизма в удерживается неподвижно в корпусе 1, и передаточное отношение цепной передачи составляет i = 2, то второй рычаг 16 МШ будет вращаться в обратную сторону относительно рычага 18 с удвоенной относительной скоростью, что обеспечит линейное перемещение оси выходного вала двухрычажного механизма.

В КШР линейное перемещение оси выходного вала двухрычажного МШ происходит параллельно опорной поверхности движения, а в режиме активной подвески — по нормали к этой поверхности. Однако траектория двухрычажного МШ возможна под любым углом к опорной поверхности. Это можно использовать для оптимизации конвертирования шасси в транспортное положение.

Для перевода привода МШ из КШР в режим активной подвески рычаги привода предварительно устанавливаются в исходное положение, при котором свободные оси рычагов совпадают. Далее подается питание на электромагнит T2, тормозной механизм δ выключается и освобождает эпицикл планетарной передачи δ . При этом водило планетарной передачи заторможено (питание на электромагнит δ не подается), поэтому вращение от электродвигателя передается на эпицикл и далее через планетарную передачу δ и волновой редуктор δ на шестерню планетарной передачи δ 0.

Так как эпицикл планетарной передачи 10 связан с неповоротным корпусом 1, то вращаются водило и поворотный корпус 2. Вместе с корпусом 2 вращается звездочка цепной передачи 17 и рычаги 16 и 18 МШ.

При одновременно включенных тормозных механизмах 6 и 8 (питание на электромагниты T1 и T2 не подается) приводов МШ полностью заторможен и зафиксирован относительно подвески.

Углы поворота рычагов МШ измеряет датчик 13. Вал датчика соединен зубчатой передачей 14 с неповоротным корпусом I, который установлен на первом рычаге МШ и вращается вместе с ним как одно целое. При i=1 зубчатой передачи 14 датчика измеряет угол поворота первого рычага МШ. Так как первый и второй рычаги МШ связаны ки-

нематически, то перемещение оси выходного вала второго рычага МШ определяет формула

$$x = 2l\cos\beta_1$$

где x — линейная координата свободной оси второго рычага относительно оси первого рычага; l — плечо рычага МШ; β_1 — угол поворота первого рычага.

При переводе привода МШ из КШР в режим изменения положения колес и корпуса по вертикали датчик 13 фиксирует угол поворота корпуса 2.

Таким образом, встроенные датчики и фрикционные тормозные механизмы с электромагнитами обеспечивают автоматическое управление движителем в КШР и режиме активной подвески.

Основы расчета привода МШ

Наибольшие крутящие моменты на выходном валу привода МШ при работе движителя в КШР создаются при переносе корпуса и юзе заторможенных колес. При прочих равных условиях тяговое усилие колес при юзе значительно больше, чем при пробуксовывании.

Схема действующих сил для анализа работы правого переднего привода КШД при переносе корпуса, при котором колесо работает в режиме отталкивания, показана на рис. 5.

Для остальных колес четырехколесного шасси схема аналогичная с учетом того, что передние и задние КШД имеют зеркальное расположение относительно поперечной оси машины.

Контейнер 11 перемещается в сторону подъема параллельно опорной поверхности. Колесо 7 заторможено и неподвижно относительно опорной поверхности. Рычаг 6, жестко соединенный с корпусом 8 привода колеса, остается неподвижным.

Плоскопараллельное перемещение контейнера относительно колеса осуществляется с помощью двухрычажного МШ (поз. 4 и 5) со встроенным в рычаги суммирующим редуктором (цепная передача, поз. 1-3).

Все моменты в плоскости вращения колеса от взаимодействия колеса с грунтом через реактивную передачу МШ (не показана) замыкаются на корпус привода МШ и соответственно на раму контейнера.

Нормальная реакция R_{Zi} колеса создает в зацеплениях и опорах суммирующего редуктора МШ уравновешенные моменты, образующие замкнутый контур. Поэтому имеет место только потеря мощности, определяемая КПД замкнутого контура. Ввиду высокого КПД цепной передачи при предварительном расчете этими силами можно пренебречь.

Таким образом, основной нагрузкой для привода МШ при отталкивании является реакция R_{Xi} . Выделим расчетную схему МШ из общей схемы (рис. 5. δ). Свободная ось второго рычага представ-

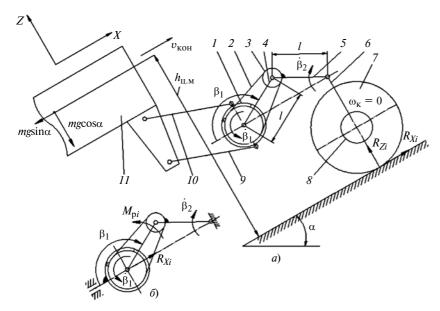


Рис. 5. Расчетные схемы переноса контейнера (a) и момента на первом рычаге МШ (b)

1-3— элементы цепной передачи суммирующего редуктора ПМШ; 4 и 5— первый и второй рычаги МШ; 6— рычаг мотор-колеса; 7— колесо; 8— корпус привода колеса; 9 и 10— балансир и реактивная тяга подвески; 11— контейнер планетохода; R_{Zi} — нормальная реакция колеса; R_{Xi} — сила сцепления колеса с грунтом; $v_{\text{кон}}$ — скорость контейнера; g— ускорение свободного падения (в месте эксплуатации); α — угол подъема; m— масса планетохода; $h_{\text{ц.м.}}$ — высота расположения центра масс; M_{pl} — крутящий момент на первом рычаге МШ

ляет собой шарнирно неподвижную опору, а корпус привода МШ (рис. 5, a) представлен цепной звездочкой I и имеет скользящую заделку. Так как сила тяги привода МШ создается моментом $M_{\rm pl}{}_{i}$, то сила R_{Xi} (см. рис. 5, δ) приложена к оси вращения привода МШ.

Условие переноса контейнера:

$$\varphi_0 mg \cos \alpha \geq \sum_{1}^{4} R_{Xi} \geq mg \sin \alpha,$$

где φ_0 — коэффициент тяги (сцепления) при юзе колеса (для расчета принимается $\varphi_0 = \operatorname{tg}\alpha$).

Сила тяги МШ

$$R_{Xi} = R_{Zi} \varphi_0$$
.

Нормальные реакции передних и задних колес в положении МШ с $\beta = 90^{\circ}$, при котором момент $M_{\text{pl}i}$ будет наибольшим, составят:

$$R_{Z1,2} = \frac{mg}{4} \left(\cos \alpha - \frac{2h_{\text{II.M}}}{L} \sin \alpha \right); \tag{1}$$

$$R_{Z3,4} = \frac{mg}{4} \left(\cos \alpha + \frac{2h_{\text{II.M}}}{L} \sin \alpha \right). \tag{2}$$

При отталкивании первый рычаг МШ вращается из положения $\beta_1=180^\circ$ в направление $\beta_1=0^\circ$. Колеса заторможены: $\omega_{\rm K}=0$. Все четыре привода МШ работают одновременно. Наиболее нагруженными будут приводы МШ задних колес, так как нормальные реакции задних колес являются наибольшими [см. формулы (1) и (2)]. Поэтому при

расчете наибольших значений силы тяги МШ и мощности привода следует учитывать распределение нормальных реакций на колесах.

Таким образом, момент на первом рычаге МШ при отталкивании, пренебрегая потерями в суммирующем редукторе от замкнутой мощности, рассчитываем по формуле

$$M_{\rm p1} = R_{Z3.4} \varphi_0 2 l \sin \beta_1. \tag{3}$$

С учетом формулы (2) выражение (3) имеет вид:

$$M_{\rm p1} = \frac{mg}{4} \left(\cos \alpha + \frac{2h_{\rm II.M}}{L} \sin \alpha \right) \varphi_0 2l \sin \beta_1.$$

Закон изменения момента на первом рычаге МШ — синусоидальный. Максимальная мощность привода МШ

$$M_{\text{plmax}} = \frac{mg}{4} \left(\cos \alpha + \frac{2h_{\text{II.M}}}{L} \sin \alpha \right) \varphi_0 2l.$$

Найдем угловую скорость $\dot{\beta}_1$ первого рычага. Для суммирующего редуктора обеспечивается условие

$$\dot{\beta}_1 = -\dot{\beta}_2. \tag{4}$$

Тогда модуль скорости перемещения контейнера

$$v_{\text{KOH}} = 2l\dot{\beta}_1 \sin\beta_1. \tag{5}$$

Угловая скорость $\hat{\beta}_1$ рычага шагания не зависит от этапа колесного шагания, поэтому будем определять $\hat{\beta}_1$ для выноса колеса. С учетом формулы (5) условие (4) имеет вид:

$$2l\dot{\beta}_1\sin\beta_1 = \omega_{\kappa}r_{\kappa}$$

Тогда

$$\dot{\beta}_{1\,\text{max}} = \frac{\omega_{\text{K}} r_{\text{K}}}{2l}.$$

Мощность двигателя привода МШ без учета динамики составит:

$$N_{\text{M III}} = \frac{M_{\text{p1max}} \dot{\beta}_{1\text{max}}}{\eta_{\text{MIII}}},$$

где $\eta_{\text{MIII}} - \text{КПД}$ привода МШ.

Основной динамической составляющей при отталкивании является масса контейнера, скорость которого меняется по синусоидальному закону.

Продифференцировав выражение (5), получим ускорение контейнера:

$$\ddot{x}_{\text{KOH}} = 2l(\ddot{\beta}_1 \sin\beta_1 + \dot{\beta}_1^2 \cos\beta_1).$$

Приняв, что скорость вращения привода постоянная, т. е. $\ddot{\beta}_1=0$, получим:

$$\ddot{x}_{\text{KOH}} = 2l\dot{\beta}_1^2 \cos\beta_1.$$

Тогда момент привода МШ, обусловленный динамикой переноса контейнера, составит:

$$M_{\rm p1_{\rm JUH}} = ml^2 \dot{\beta}_1^2 \cos\beta_1 \sin\beta_1.$$

В КШР скорости перемещения небольшие, поэтому динамической составляющей можно пренебречь. При этом скорость в положении рычагов МШ, при которой момент от действия статических сил максимален ($\beta_1 = 90^\circ$), равна нулю. Динамическую составляющую можно уменьшить регулированием скорости двигателя привода МШ.

Выбранный двигатель и параметры редуктора МШ проверим на соответствие режиму активной подвески, расчетная схема показана на рис. 6.

В этом случае максимальный момент на первом рычаге МШ при $\beta_1 = 90^\circ$ составит:

$$M_{\rm p1\,max}^* = R_{Z\rm max} 2l \sin\beta_1,$$

где $R_{Z{
m max}}$ — наибольшая нормальная реакция на

Для определения наибольшей нормальной реакции следует рассмотреть нагружение МШ при работе активной подвески на уклоне.

Также необходимо проверить быстродействие МШ в качестве подвески при движении по определенной поверхности с заданной скоростью. Например, дюнный рельеф имеет синусоидальный

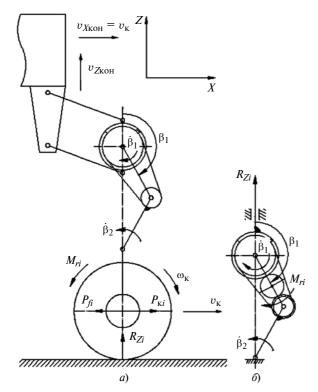


Рис. 6. Расчетные схемы при изменении положения колес и корпуса относительно вертикали (a) и момента на первом рычаге МШ (δ) :

 P_{fi} — сила сопротивления качению i-го колеса; $P_{\kappa i}$ — сила тяги i-го колеса; M_{ri} — реактивный момент тягового привода

профиль. Рассмотрим движение планетохода по дюнной поверхности с периодом, равным двум колесным базам. Выражение угловой скорости первого рычага МШ при работе в качестве активной подвески для обеспечения горизонтального положения корпуса в зависимости от скорости машины и параметров профиля поверхности имеет вид:

$$\dot{\beta}_{1}^{*} = \frac{vA\frac{2\pi}{T}\cos\left(\frac{x}{T}2\pi\right)}{2I\cos\left[\arcsin\left(\frac{A\sin\left(\frac{x}{T}2\pi\right)}{2I}\right)\right]},$$

где v — скорость планетохода; A — амплитуда синусоидального профиля поверхности; T — период синусоиды.

Таким образом, рассмотрены преимущества предложенной схемы КШД и методика расчета его привода, которые были использованы при разработке модели самоходного шасси СП РТС ПК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Mars** Exploration Rovers http://mars.nasa.gov/mer/mission/status opportunityAll.html.
- 2. **Повышение** подвижности марсоходов путем совершенствования систем передвижения и алгоритмов их управления / М. И. Маленков, В. А. Волов, Н. К. Гусева, Е. А. Лазарев // Вестник машиностроения. 2015. № 8. С. 37—44.
- 3. **Анализ** подвижности марсоходов для разработки систем передвижения и алгоритмов управления планетоходами нового поколения / М. И. Маленков, В. А. Волов, Н. К. Гусева, Е. А. Лазарев // Изв. ЮФУ. Технические науки. 2015. № 1 (162). С. 82—95.
- 4. **Кажукало И. Ф.** Колесно-шагающий движитель: Планетоходы / Под ред. А. Л. Кемурджиан. М.: Машиностроение. 1982. С. 84—107.

 5. **Кажукало И. Ф.** Колесно-шагающий движитель
- 5. **Кажукало И. Ф.** Колесно-шагающий движитель как средство повышения проходимости: Передвижение по грунтам Луны и планет / Под ред. А. Л. Кемурджиан. М.: Машиностроение. 1986. С. 141—185.
- 6. Маленков М. И., Кажукало И. Ф., Кемурджиан А. Л. Математическое моделирование и ходовые испытания макетов планетоходов: Передвижение по грунтам Луны и планет. / Под ред. А. Л. Кемурджиан. М.: Машиностроение. 1986. С. 186—261.
- 7. **ExoMars Rover**. http://exploration.esa.int/mars/45084-exomars-rover/
- 8. **Маленков М. И., Волов В. А., Лазарев Е. А.** Методы и результаты анализа качества ходовой части планетоходов // Вестник машиностроения. 2016. № 7. С. 6—13.
- 9. **Новые** проектно-компоновочные решения по манипуляционной системе, системам передвижения и навигации для повышения подвижности и функциональных возможностей планетоходов / М. И. Маленков, А. Н. Богачев, В. А. Волов и др. // Изв. ЮФУ. Технические науки. 2017. № 3. С. 42—54.
- 10. **А. с. 650877 СССР:** Кл. В62Д 57/02. Колесно-ша-гающий движитель.
- 11. **А. с. 921936 СССР:** Кл. В62 Д 57/02. Колесно-ша-гающий движитель.
- 12. Заявка на изобретение Рос. Федерации: МПК В 62 D 57/02. Колесно-шагающий движитель.

В. Д. КУХАРЬ, д-р техн. наук, А. Е. КИРЕЕВА, О. В. СОРВИНА, кандидаты технических наук (Тульский ГУ), e-mail: kirealena@yandex.ru

Калибровка внутренней поверхности трубчатой заготовки давлением импульсного магнитного поля¹

Предложена конечно-элементная модель калибровки внутренней поверхности трубчатой заготовки давлением импульсного магнитного поля. Установлены закономерности шероховатости внутренней поверхности после обжима на оправке от числа циклов нагружения, давления импульсного магнитного поля и исходной шероховатости заготовки.

Ключевые слова: обработка давлением, импульсно-магнитное поле, импульсно-магнитная штамповка, шероховатость, калибровка, математическое моделирование, метод конечных элементов.

The finite element model of calibration of tube billet internal surface by pressure of pulse magnetic field is suggested. The conformities of internal surface roughness after pressing on a mandrel from number of load cycles, pressure of pulse magnetic field and initial billet roughness are determined.

Keywords: pressure shaping, pulse-magnetic field, pulse-magnetic die forging, roughness, calibration, mathematical modeling, finite element method.

В таких отраслях, как радиолокация, радиоуправление, связь, телевидение, промышленная электроника, ракетная и атомная техника, а также во многих физических исследованиях широко используются сверхвысокочастотные (СВЧ) приборы, важнейшими элементами которых являются простейшие сборочные единицы устройств СВЧ, представляющие собой полый корпус с профилированным каналом и закрепленными на нем фланцами. Корпуса волноводов изготовляют из высокоэлектропроводных материалов — меди, латуни, алюминия, магния. Для снижения потерь мощности и уменьшения искажения сигнала к волноводам предъявляют высокие требования по точности размеров, формы профилированного канала и шероховатости его поверхности.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований [1] показали, что одним из прогрессивных методов получения профилированного канала волновода является обжим импульсным магнитным полем [2—4] трубчатой заготовки на оправку требуемой формы. Теоретические исследования проводили с использованием метода ко-

нечных элементов (МКЭ) для численного анализа процессов пластического формоизменения при высокоскоростном нагружении [1]. Данный подход использовали для моделирования формирования внутреннего канала волновода разной конфигурации путем обжима толстостенной трубчатой заготовки давлением импульсного магнитного поля на оправку соответствующей геометрии. В данных работах исследовалось обеспечение заданной геометрии внутреннего канала волновода, а вопросы, связанные с достижением заданной шероховатости его поверхности, не рассматривались.

Процесс калибровки внутренней поверхности заготовки с исходной шероховатостью моделировали с помощью конечно-элементного анализа динамических процессов [1].

Рассмотрим простейший случай — внутренний канал с цилиндрической поверхностью. В этом случае формирование сводится к обжиму цилиндрической заготовки на цилиндрическую оправку. Математическое моделирование формирования продольного канала цилиндрической формы проводили при следующих допущениях:

материал заготовки принимали жестко пластичным, несжимаемым, изотропно упрочняющимся;

сопротивление материала пластической деформации с учетом степенного и скоростного упрочнений для меди M2 рассчитывали по выражению

$$\sigma_s = 107.5 + 891.5\varepsilon_i + 72.79 \cdot 10^{-3} \dot{\varepsilon}_i - 48.59 \cdot 10^{-3} \varepsilon_i \dot{\varepsilon}_i - 984.4\varepsilon_i^2 - 4.75 \cdot 10^{-6} \dot{\varepsilon}_i^2,$$

где σ_s — сопротивление материала деформированию; ε_i и $\dot{\varepsilon}_i$ — интенсивности соответственно деформаций и их скоростей;

приняли схему плоской деформации $\varepsilon_z = 0$, при которой ось z декартовой системы координат направлена вдоль оси заготовки.

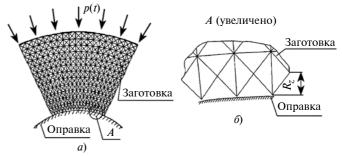
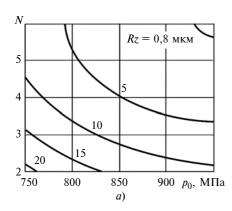
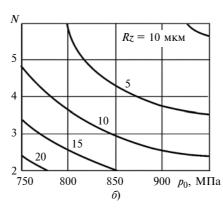


Рис. 1. Расчетная схема процесса (a) и конечно-элементная модель шероховатости внутренней поверхности трубчатой заготовки (δ)

¹ Работа выполнена в рамках базовой части государственного задания № 475 в сфере научной деятельности по заданию № 2014/227 "Разработка научно-технических основ по проектированию высокоэффективных технологических процессов, инструмента и оборудования для магнитно-импульсной обработки металлов" (2014—2016 гг.).





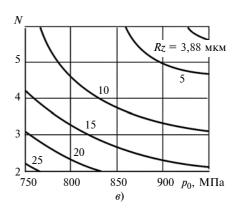


Рис. 2. Зависимости шероховатости внутренней поверхности заготовки от числа импульсов N нагружения и давления p_0 магнитного поля при исходной шероховатости Rz=40 (a), 80 (б) и 120 мкм (в)

В этом случае конечно-элементная модель представляет собой сектор меридиального сечения заготовки, обжимаемый давлением p(t) импульсного магнитного поля на гладкую жесткую оправку (рис. 1, a). Исходную шероховатость внутренней поверхности моделировали конечно-элементной сеткой (рис. $1, \delta$). В процессе обжима заготовки конечно-элементная сетка в зоне контакта деформируется, и размер R_Z сетки будет определять текущую шероховатость R_Z внутренней поверхности заготовки.

Рассмотрим процесс калибровки трубчатой заготовки из меди M2 с внутренним диаметром d=10 мм, наружным диаметром D=20 мм и исходной шероховатостью внутренней поверхности $R_{\zeta}=40,\,80$ и 120 мкм.

Калибровку моделировали формоизменением заготовки под действием ряда последовательных

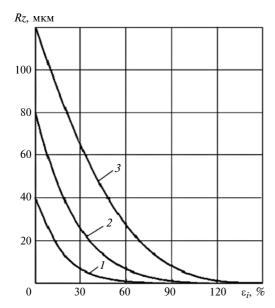


Рис. 3. Зависимости шероховатости Rz поверхности канала от интенсивности деформаций ε_i элементов, контактирующих с оправкой, при исходной шероховатости Rz=40 (1), 80 (2) и 120 мкм (3)

магнитных импульсов установки. Это воздействие сводилось к давлению магнитного поля на внешнюю поверхность заготовки, которое на каждом этапе нагружения аппроксимировалось зависимостью

$$p(t) = (p_0 \Delta e^{-2\beta t} \sin^2 \omega t) / (\Delta + u).$$

Здесь p_0 — условное давление импульсного магнитного поля в момент времени t_0 ; Δ — эквивалентный зазор между индуктором и заготовкой; β — декремент затухания; u — перемещение заготовки; t — время; $\omega = 2\pi f$ — круговая частота тока; f — рабочая частота установки с учетом индуктора и заготовки.

При расчетах принимали следующие параметры давления магнитного поля: $p_0 = 750$, 850 и 950 МПа, $\beta = 20~500~{\rm c}^{-1}$, $f = 18~{\rm к}\Gamma$ ц, $\Delta = 0,003~{\rm m}$, что соответствует характеристикам магнитно-импульсной установки МИУ-Т2.

Результаты расчетов влияния числа N циклов нагружения, давления p_0 магнитного поля и исходной шероховатости Rz заготовки на шероховатость внутренней поверхности после обработки представлены на рис. 2. Анализ результатов показал, что увеличение давления магнитного поля и числа импульсов нагружения позволяет значительно уменьшить шероховатость внутренней поверхности заготовки. Так, при увеличении давления p_0 магнитного поля с 750 до 950 МПа исходная шероховатость уменьшается в среднем в 2—3 раза, а при увеличении числа N импульсов с 2 до 6 она уменьшается почти в 5 раз. Отметим, что наибольшее влияние на шероховатость внутренней поверхности канала оказывает исходная шероховатость трубчатой заготовки. Так, при исходной шероховатости заготовки 40 мкм получили минимальную шероховатость 0,88 мкм, а при исходной шероховатости 120 мкм получили шероховатость более 3 мкм.

На рис. 3 приведены зависимости шероховатости Rz внутренней поверхности канала от интенсивности деформаций ε_i конечных элементов, контактирующих с оправкой при нагружении. Видно, что шероховатость внутренней поверхности заготовки

Р. И. НИГМЕТЗЯНОВ, С. К. СУНДУКОВ, кандидаты технических наук, Д. С. ФАТЮХИН, д-р техн. наук (Московский автомобильно-дорожный ГТУ — МАДИ), e-mail: sergey-lefmo@yandex.ru

Сборка прессовых соединений с применением ультразвуковых колебаний

Приведены результаты исследования прессовых соединений при действии ультразвуковых колебаний и основные закономерности сборки в зависимости от режима колебаний и величины натяга соединения.

Ключевые слова: прессовое соединение, сборка, ультразвуковые колебания, коэффициент трения.

The research results of press joints under action of ultrasonic vibrations and general conformities of assembly depending on vibration mode and value of joint interference are presented.

Keywords: press joint, assembly, ultrasonic vibrations, friction coefficient.

В машиностроении в конструкциях разных механизмов широко используют прессовые посадки с гарантированным натягом, которые передают нагрузки за счет силы трения, возникающей между поверхностями сопрягаемых деталей.

Наиболее часто применяют соединения цилиндрических деталей, достоинствами которых являются [1]: простота конструкции, связанная с отсутствием дополнительных соединительных элементов; высокая точность центрирования сопрягаемых деталей; применение соединения при больших осевых нагрузках и вращающих моментах; высокая надежность при ударных нагрузках. Основными недостатками прессовых соединений являются: большие усилия запрессовки; сложность разборки (усилие распрессовки на 10÷15 % больше усилия запрессовки); ограниченная нагрузочная способность при вибрационных воздействиях; рассеяние

величины натяга и нагрузочной способности соединения за счет допусков на изготовление деталей.

Для сборки прессовых соединений используют способы: механический, гидропрессовый и температурных деформаций [2].

Самый простой и производительный способ — механический, заключается в запрессовке охватываемой детали в охватывающую под действием силы, приложенной в продольном направлении при температуре $T_{\rm c6} \approx 20$ °C. Для механической сборки применяют, как правило, разные типы прессов с усилием запрессовки от 15 до 800 кН. Основной недостаток пресса — возможность повреждения сопрягаемых поверхностей и, как следствие, невозможность использования эффективных антикоррозионных покрытий. Запрессовка осуществляется при условии, что приложенное осевое усилие превышает возникающую на поверхности силу трения, которая для цилиндрических деталей определяется по формуле

$$F_{\rm TD} = \pi dL p \eta, \tag{1}$$

где d — номинальный диаметр поверхности сопряжения; L — длина запрессовки; p — напряжение сжатия на контактной поверхности, η — коэффициент трения.

Основное направление интенсификации сборочных процессов — снижение силы трения. Так, при гидропрессовом способе сборки в зону соединения под давлением, большим контактного давления на поверхностях, нагнетается масло [3], что уменьшает усилие запрессовки в 10—15 раз.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 41)

1111

наиболее быстро уменьшается при изменении деформации от 0 до 30 % при исходной шероховатости 40 мкм, от 0 до 60 % — при исходной шероховатости 80 мкм, от 0 до 90 % — при исходной шероховатости 120 мкм. С увеличением деформации шероховатость внутренней поверхности практически не уменьшается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кухарь В. Д., Талалаев А. К., Киреева А. Е.** Индукторы, применяемые для магнитно-импульсной обработки металлов: Учеб. пос. Тула: ТулГУ, 2011. 52 с.

- 2. **Кухарь В. Д., Киреева А. Е.** Математическое моделирование процессов магнитно-импульсной обработки: Монография. В 2 ч. / Ч. І. Механика пластического формоизменения в процессах магнитно-импульсной обработки. Тула: ТулГУ, 2009. 160 с.
- 3. **Кухарь В. Д., Киреева А. Е.** Математическое моделирование процессов магнитно-импульсной обработки: Монография. В 2 ч. / Ч. II. Электромеханические процессы в системе "установка—индуктор—заготовка". Тула: ТулГУ, 2011. 90 с.
- 4. Селедкин Е. М., Маленичев Е. С., Смеликов В. Г. Математические модели поведения меди при динамическом нагружении // Исследования в области теории, технологии и оборудования штамповочного производства. Тула: ТулГУ, 1995. С. 81—86.

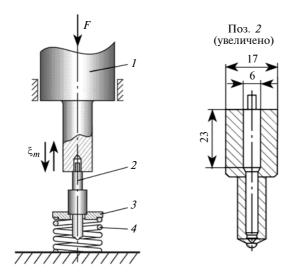


Рис. 1. Схема установки:

1 — излучатель колебательной системы; 2 — собираемое соединение; 3 — подставка; 4 — пружина

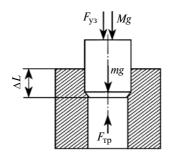


Рис. 2. Схема сил, действующих при запрессовке

При использовании способа температурных деформаций сборка осуществляется за счет зазора, образующегося при нагревании охватывающей или охлаждении охватываемой детали, т. е. при отсутствии силы трения.

Один из эффективных способов совершенствования технологии сборки соединений с натягом — применение ультразвуковых колебаний, которые в настоящее время широко используют при разборке соединений [4—6]. Преимущества применения ультразвука — возможность передачи деталям значительных ускорений и изменение характера силы трения, которая при быстрых вибрациях приобретает особенности квазивязкого трения.

Цель данной работы — исследование закономерностей ультразвуковой сборки прессовых соединений и оценка влияния ультразвуковых колебаний на снижение силы трения.

В качестве экспериментальных образцов прессовых соединений использовали пары "игла — корпус распылителя форсунки двигателя КАМАЗ-740", изготовленные из хромоникелевой стали 18Х2Н4МА. Пары группировали так, чтобы получить определенную величину натяга. Подобра-

ли несколько пар деталей, размеры которых обеспечивали натяг 4, 6 и 17 мкм. Тот факт, что сопрягаемые поверхности имели небольшой номинальный диаметр и прошли притирку, способствовал минимизации влияния рассеяния величины натяга на результаты исследований. Схема проведения эксперимента и необходимые для расчетов размеры соединения приведены на рис. 1.

Торец ступенчатого излучателя трехполуволновой магнитострикционной колебательной системы, питание которой осуществлялось от ультразвукового генератора УЗГ-22-1.6, прижимался под действием собственного веса к торцу иглы распылителя (охватываемой детали), что обеспечивало постоянство внешних сил при запрессовке. Корпус распылителя (охватывающая деталь) устанавливали в специальной подставке, закрепленной на пружине. Пружина повышает эффективность передачи колебаний на запрессовываемую деталь: при подъеме торца колебательной системы пружина осуществляет подъем собираемого соединения. Таким образом, время взаимодействия торца колебательной системы при снижении и охватываемой детали при ее движении относительно охватываемой детали будет больше, т. е. увеличивается импульс силы.

Расчетная схема сил при запрессовке приведена на рис. 2.

Условие движения охватываемой детали описывается уравнением

$$F_{y3} + (M + m)g > F_{Tp},$$
 (2)

где F_{y3} — сила ультразвуковых колебаний; M и m — массы соответственно колебательной системы (6 кг) и охватываемой детали (8,7 г).

Сила F_{y3} ультразвуковых колебаний оказывает комплексное влияние на процесс запрессовки: вопервых, — это механическая составляющая ультразвука, которая отвечает за передаваемый детали импульс силы; во-вторых, при большой скорости и высокой частоте относительных перемещений снижается сила F_{Tp} трения. В этом случае коэффициент трения не постоянен и зависит от частоты и амплитуды колебаний и величины натяга, который обозначим как коэффициент квазивязкого трения:

$$F_{y3} = m\ddot{\xi}_{\text{max}}, \qquad (3)$$

где $\ddot{\xi}_{max}$ — максимальная амплитуда ускорения торца излучателя.

При $\xi(t) = \xi_m \sin(2\pi f)$, где f — частота колебаний, получим $\ddot{\xi}_{\max} = \xi_m (2\pi f)^2$.

Тогда условие (2) с учетом равенств (1) и (3) примет вид:

$$m\xi_m(2\pi f)^2 + (M+m)g > \pi d\Delta Lp\eta_{\text{KBa3}}.$$
 (4)

Стандартная задача расчета прессовых соединений сводится к определению расчетного натяга или усилия запрессовки. В нашем случае — это усилие F_{y3} , а натяг задается заранее. Поэтому напряжение p сжатия на контактной поверхности выразим через натяг N по формуле [7]:

$$p = \frac{N}{d\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)}$$
 (5)

Здесь
$$C_D = \frac{1 + \left(d/d_2\right)^2}{1 - \left(d/d_2\right)^2} + \mu_D$$
 и $C_d = \frac{1 + \left(d_1/d\right)^2}{1 - \left(d_1/d\right)^2} + \mu_d$ —

безразмерные коэффициенты, где d_1 — диаметр отверстия полого вала (в нашем случае d_1 = 0); d_2 — диаметр наружной поверхности охватывающей детали; μ_d , μ_D и E_d , E_D — соответственно коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов охватываемой и охватывающей детали.

Для дальнейших расчетов использовали следующие значения коэффициентов, зависящих от материала: $\mu=0.3;\;E=2.1\cdot 10^{11}\;\Pi a;\;$ коэффициент сухого трения $\eta_{\rm cvx}=0.18.$

В момент времени $t_{\rm K}$ прекращения относительного движения деталей сила трения равна сумме сил запрессовки. Очевидно, что в этот момент сила тяжести $(M+m)g\ll F_{\rm Tp}$, поэтому в расчетах ею можно пренебречь.

Тогда с учетом равенства (5) уравнение (4) можно записать в виде:

$$m\xi_m(2\pi f)^2 = \frac{N\pi\Delta L\eta_{\text{KBa3}}}{\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)}.$$

Влияние режимов ультразвукового воздействия на процесс сборки исследовали по глубине запрессовки охватываемой детали в момент времени $t_{\rm K}$:

$$\Delta L(t_{\rm K}) = \frac{m\xi_m (2\pi f)^2 \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)}{N\pi\eta_{\rm KB33}}.$$
 (6)

Для определения коэффициента $\eta_{\rm KBa3}$ сравнили расчетное значение $\Delta L_{\rm pacu}$, полученное с использованием коэффициента сухого трения, и экспериментальное значение $\Delta L_{\rm эксп}$:

$$\Delta L_{\text{pacu}} = \frac{m\xi_m (2\pi f)^2 \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)}{N\pi \eta_{\text{cvx}}}.$$
 (7)

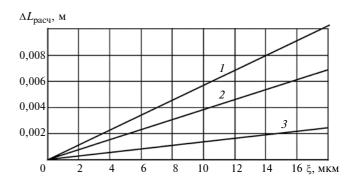


Рис. 3. Расчетные зависимости глубины $\Delta L_{\rm pacu}$ запрессовки от режима ξ ультразвуковой обработки для соединений с натягом 4 (1), 6 (2) и 17 мкм (3):

1 - L = 0,00057x; 2 - L = 0,00038x; 3 - L = 0,00013x

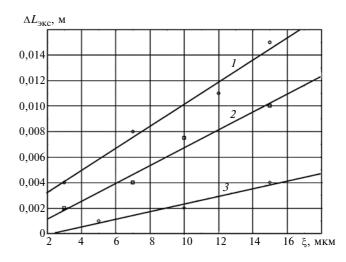


Рис. 4. Экспериментальные зависимости глубины $\Delta L_{\rm экс}$ запрессовки от режима ξ ультразвуковой обработки для соединений с натягом 4 (1), 6 (2) и 17 мкм (3):

 $I-L=0,00087x+0,00148;\ 2-L=0,0007x-0,00021;\ 3-L=0,0003x-0,00067$

Использовали колебательную систему с резонансной частотой f=18,2 к Γ ц. Подставив известные данные в формулу (7), получим зависимости, приведенные на рис. 3.

С увеличением амплитуды колебаний увеличивается усилие запрессовки, а следовательно, и глубина сопряжения. При увеличении натяга сила трения увеличивается, но при этом уменьшается глубина сопряжения, что выражается изменением угла наклона зависимостей (рис. 4). Полученные зависимости, представляющие линейную аппроксимацию экспериментальных данных, коррелируют с расчетными данными. Отличительные особенности зависимостей:

графики не сходятся в одной точке (0; 0), что объясняется разными затратами на преодоление силы трения покоя в начальный момент обработки, что не учтено в расчетах;

графики имеют больший угол наклона, а полученные глубины запрессовки в 1,5—2 раза больше

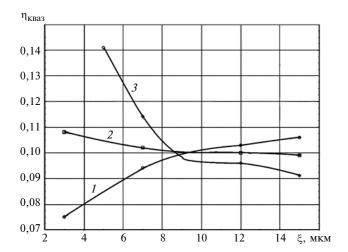


Рис. 5. Зависимости коэффициента квазивязкого трения $\eta_{\text{кваз}}$ от режима ξ ультразвуковой обработки для соединений с натягом 4 (1), 6 (2) и 17 мкм (3)

расчетных. Это объясняется преобразованием сухого трения в квазивязкое, что значительно повышает эффективность ультразвуковой сборки.

При этом процесс запрессовки осуществляется в первые секунды после включения ультразвука, т. е. время запрессовки $t_{\text{запр}} < 3$ с.

Разделив равенство (7) на равенство (6), определим коэффициент квазивязкого трения (рис. 5):

$$\eta_{\text{KBa3}} = \eta_{\text{cyx}} \frac{\Delta L_{\text{pacq}}}{\Delta L_{\text{2KCII}}}.$$
 (8)

При наложении ультразвуковых колебаний любой амплитуды коэффициент $\eta_{\text{кваз}}$ меньше коэффициента $\eta_{\text{сух}} = 0,18$. При этом возникают закономерности, обусловленные режимом колебаний и величиной требуемого натяга.

Так, при небольшом натяге (N = 4 мкм) коэффициент квазивязкого трения возрастает с увеличением амплитуды, а при среднем (N = 6 мкм) и особенно при большом (N = 17 мкм) натягах уменьшается. Таким образом, при небольших натягах с увеличением амплитуды ультразвуковых колебаний начинает преобладать механическая составляющая ультразвукового воздействия: увеличивается эффективность передаваемых больших ускорений и уменьшается эффективность снижения коэффициента трения. С увеличением натяга возрастание амплитуды колебаний приводит к тому, что эффективнее становится преобразование сухого трения в квазивязкое. Отметим также, что низкоамплитудный режим обработки ($\xi_m < 10$ мкм) характеризуется резкими изменениями коэффициента трения, а на переходном ($\xi_m = 10 \div 12$ мкм) и высокоамплитудном ($\xi_m > 12$ мкм) режимах изменения проходят гораздо медленнее.

Сила $F_{\rm Tp}$ трения, препятствующая запрессовке при действии ультразвуковых колебаний, будет уменьшаться пропорционально отношению $\eta_{\rm KBa3}(\xi_m)/\eta_{\rm cyx}$. Например, при запрессовке деталей с натягом N=17 мкм и амплитуде колебаний $\xi_m=15$ Мкм сила трения $F_{\rm Tp}$ будет в 2 раза меньше, чем при обычной механической запрессовке.

Выводы

Ультразвуковая обработка позволяет интенсифицировать сборку прессовых соединений. Эффективность наложения ультразвуковых колебаний на охватываемую деталь определяется возможностью передачи значительных ускорений, а также эффектом преобразования сухого трения в квазивязкое.

Исследования показали, что широкий спектр режимов ультразвуковой обработки позволяет уменьшить коэффициент трения при запрессовке. При увеличении натяга соединения и амплитуды колебаний влияние изменения коэффициента трения на процесс сборки возрастает.

Ультразвуковую сборку прессовых соединений можно применять как самостоятельно, так и для интенсификации других методов сборки:

наложение колебаний на охватывающую деталь снижает требуемое усилие пресса при механической сборке;

наложение колебаний на охватываемую деталь при гидропрессовой сборке позволяет снизить давление нагнетания масла в зону сборки за счет звукокапиллярного эффекта, а также проводить ультразвуковую запрессовку при наличии гидравлической силы, что дополнительно снижает коэффициент трения;

использование колебаний при сборке методом температурных деформаций позволяет уменьшить требуемый зазор и, следовательно, требуемую температуру нагрева.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Эрдеди А. А.** Техническая механика. Детали машин // М.: Высшая школа, 1991. 272 с.
- 2. **Краткий** справочник металлиста: 3-е изд., перераб. и доп. / Под ред. П. Н. Орлова, Е. А. Скороходова // М.: Машиностроение, 1987. 960 с.
- 3. Справочник металлиста. Т. 4 / Под ред. М. П. Новикова, П. Н. Орлова // М.: Машиностроение, 1977. 720 с.
- 4. **Приходько В. М.** Ультразвуковые технологии при производстве, эксплуатации и ремонте автотракторной техники // М.: Техполиграфцентр, 2003. 253 с.
- 5. **Приходько В. М.** Ультразвуковая разборка // М.: МГАДИ (ТУ), 1995. 94 с.
- 6. **Применение** ультразвука при сборочно-разборочных операциях / В. Ф. Казанцев, Б. А. Кудряшов, А. Н. Неверов и др. // М.: Техполиграфцентр, 2008. 146 с.

В. П. ТАБАКОВ, д-р техн. наук, Н. А. ШИРМАНОВ, канд. техн. наук, С. В. СИЗОВ, А. В. ЧИХРАНОВ, канд. техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: chihranov@mail.ru

Влияние конструкции катодов и их расположения на параметры структуры и механические свойства многоэлементных нитридных покрытий¹

Рассмотрено получение многоэлементных нитридных покрытий при разных конструкциях катодов и их расположении в установке. Установлено, что покрытия, полученные с использованием раздельных и составных катодов, имеют разные параметры и механические свойства, для многоэлементных покрытий это различие уменьшается.

Ключевые слова: покрытие, конструкция катода, компоновочная схема, параметры структуры, механические свойства.

The obtaining of multi-element nitride coatings at various cathodes structure and their location in an installation is considered. It is determined, that coatings, obtained with usage of separate and composite cathodes, have different parameters and mechanical properties, for multi-element coatings this difference decreases.

Keywords: coating, cathode structure, design layout, structure parameters, mechanical properties.

Износостойкие покрытия, получаемые методом физического осаждения, широко применяют для повышения работоспособности режущего инструмента [1-4]. Эффективность данных покрытий в значительной степени зависит от их механических свойств [5, 6], и один из факторов, влияющих на них, - технологические условия осаждения покрытий. Согласно работам [7—11] изменение расположения катодов (компоновочной схемы установки) и применение при нанесении покрытий раздельных или составных катодов оказывает существенное влияние на механические свойства покрытий. В последнее время появляется множество многоэлементных покрытий на основе нитрида титана, содержащих в своем составе три элемента и более, для которых нет данных о влиянии условий осаждения на

В данной работе исследуется влияние конструкции катодов и их расположения (компоновочной схемы) при нанесении покрытий на параметры структуры и механические свойства многоэлементных нитридных покрытий.

Исследовали покрытия TiZrN, TiZrAlN, TiNbAlN, TiZrNbAlN, которые наносили на сменные многогранные пластины HTi10 на установке "Булат-6". Использовали раздельные катоды, полностью изготовленные из титана и циркония, катоды из сплавов титана и алюминия, титана, ниобия и алюминия, а также составные катоды из титанового сплава ВТ1-0 со вставками циркония. Химический состав покрытий определяли методом количественного рентгеноспектрального анализа на установке МАР-4 с учетом ZAF-поправок. Параметры структуры покрытий (период а кристаллической решетки, полуширину рентгеновской дифракционной линии β_{111}) и остаточные сжимающие напряжения о определяли на дифрактометре ДРОН-3М. Относительную микродеформацию $\Delta a/a$ кристаллической решетки и размеры Dблоков областей когерентного рассеивания (ОКР) рассчитывали по методике работы [12]. Поперечные изломы покрытий исследовали на сканирующем электронном микроскопе фирмы Carl Zeiss высокого разрешения с рентгеноспектральным микроанализом. Микротвердость H, модуль Eупругости первого рода и вязкость $K_{\rm ICH}$ разрушения, характеризующие трещиностойкость покрытий, определяли по методикам работы [13]. Адгезионную прочность покрытий оценивали коэффициентом K_0 отслоения, определяемым по методике работы [1], на твердомере ТК-2М.

При нанесении покрытия TiZrN использовали четыре схемы расположения катодов. По схеме 1 два катода из титана располагали напротив друг друга и катод из циркония — между ними. По схеме 2 напротив друг друга располагали катоды из титана и циркония, второй катод из титана — между ними. По схеме 3 использовали два катода из титана и два из циркония, которые располагали соответственно напротив друг друга. По схеме 4 по два катода из титана и циркония располагали под углом 90° друг к другу.

Расположение катодов в камере и их число влияют на химический состав покрытий (табл. 1).

Таблица 1 Влияние расположения катодов на химический состав покрытий TiZrN

		_
Компоно- вочная		е элементов гии, % ат.
схема	Ti	Zr
1, 2	65,6	34,4
3, 4	57,2	42,8

их параметры структуры и механические свойства.

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 15-08-03256.

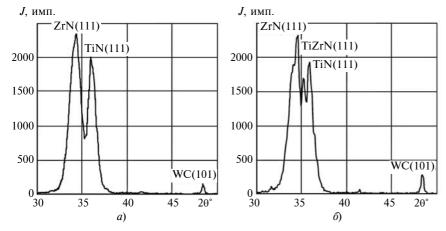


Рис. 1. Фрагменты дифрактограмм покрытий TiZrN на твердом сплаве UTi20 при расположении катодов по схемам 1 (a) и 3 (δ)

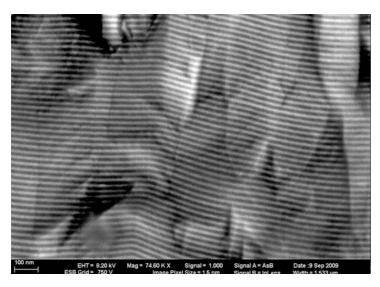


Рис. 2. Фотография поперечного излома покрытия TiZrN в отраженных электронах: светлые слои — ZrN, темные — TiN

Для схем 1 и 2 расположения катодов характерно большее содержание в покрытиях титана и меньшее — циркония. Покрытия TiZrN независимо от схемы расположения катодов являются двухфазными. На дифрактограммах покрытий (рис. 1) наблюдаются дифракционные пики нит-

рида титана и нитрида циркония с текстурой (111). Для покрытий, полученных по схемам 3 и 4, между пиками нитридов TiN и ZrN наблюдается дополнительный дифракционный пик, который идентифицируется как твердый раствор нитридов титана и циркония TiZrN с текстурой (111).

Появление данного пика может быть связано с увеличением содержания циркония в покрытии (см. табл. 1). Наличие двух фаз свидетельствует о слоистой структуре покрытия. В работах [1, 2] показано, что при перемещении режущего инструмента в камере установки относительно катодов из титана и циркония образуется мультислойная структура слоя покрытия, полученного за один оборот стола. Наблюдается чередование мультислоев отдельных фаз покрытий TiN и ZrN, разделенных в зависимости от схемы расположения катодов мультислоями переменного состава $Ti_x Zr_{1-x} N$ или четкой границей. В качестве примера на рис. 2 показан поперечный излом покрытия TiZrN, на котором хорошо видны чередующиеся мультислои отдельных фаз покрытий TiN и ZrN толшиной 12÷13 нм.

Различная мультислойная структура слоев влияет на параметры структуры и механические свойства покрытия. Для покрытий, полученных по схемам 1 и 2, характерны меньшие периоды решетки, размеры блоков ОКР и большие значения ширины рентгеновской линии, относительной микродеформации кристаллической решетки и микротвердости (табл. 2). Коэффициент отслоения покрытий зависит от взаимного расположения катодов из титана и циркония. Независимо от числа катодов большая адгезия (меньший коэффициент отслоения) обеспечивается при расположении катодов из титана и циркония напротив друг друга (соответственно схемы 2 и 3).

Tаблица 2 Влияние расположения катодов на параметры структуры и механические свойства покрытий TiZrN на твердом сплаве UTi20

Компоновочная схема	а, нм	β_{111}°	σ ₀ , МПа	<i>D</i> , нм	$\Delta a/a, 10^{-3}$	<i>H</i> , ГПа	<i>K</i> ₀	Е, ГПа	$K_{IC\Pi}$, МПа · м $^{1/2}$
1	0,4309	1,07	-900	8,82	14,0	37,4	0,80	357	12,23
2	0,4321	0,97	-964	9,76	12,7	36,1	0,16	379	13,16
3	0,4356	0,9	-999	10,55	11,7	35,2	0,11	380	12,00
4	0,4356	0,9	-961	16,91	11,7	34,8	0,71	369	12,94
1									

Остаточные напряжения, модуль упругости и вязкость разрушения практически не зависят от компоновочной схемы установки.

Более высокие микротвердость и адгезия (меньший коэффициент отслоения) покрытий, полученных по схемам 1 и 2, объясняются различием числа мультислоев и их толщины в структуре слоя покрытия, осажденного за один оборот стола установки, и, следовательно, в структуре покрытия в целом по сравнению с покрытиями, осажденными по схемам 3 и 4. Результаты исследований хорошо согласуются с данными работ [1, 2].

Для исследования влияния конструкции катодов на параметры структуры и механические свойства покрытий TiZrN, TiZrAlN и TiZrNbAlN в качестве базового использовали покрытие TiZrN, в которое дополнительно вводили алюминий и ниобий с алюминием. В первом случае использовали катод из сплава титана и алюминия, во втором — из сплава титана, ниобия и алюминия (табл. 3).

Каждое покрытие наносили по двум вариантам. В первом варианте при нанесении покрытия TiZrN использовали два раздельных катода из титана и циркония,

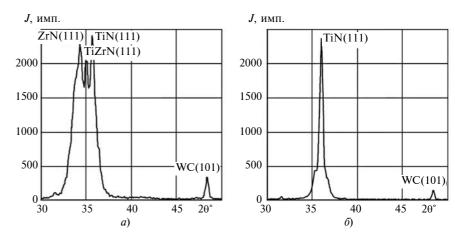


Рис. 3. Фрагменты дифрактограмм покрытий TiZrNbAlN на твердом сплаве UTi20 при использовании раздельных (a) и составных (δ) катодов

при нанесении покрытия TiZrAlN использовали катол из сплава титана и алюминия, при нанесении покрытия TiZrNbAlN — катод из сплава титана, ниобия и алюминия. Во втором варианте при нанесении всех покрытий вместо раздельных катодов использовали составные катоды из титана со вставками циркония. В табл. 4 в числителе приведен химический состав покрытий, полученных по первому варианту, в знаменателе — по второму; для покрытия TiZrN указаны данные для второго варианта, для первого — в табл. 1, компоновочная схема 3.

Конструкция катодов влияет на химический состав покрытий.

Таблица 3

Покрытия, полученные с использованием составных катодов, содержат больше титана и меньше циркония по сравнению с покрытиями, полученными с использованием раздельных катодов. Для них же зафиксировано повышение содержания ниобия и алюминия.

Покрытия **TiZrAlN** TiZrNbAlN, полученные с использованием раздельных катодов, как и покрытие TiZrN, являются двухфазными. На дифрактограммах покрытий наблюдаются дифракционные пики нитрида титана и нитрида циркония и пик твердого раствора TiZrN между ними, как и для покрытия TiZrN (рис. 3, a). Покрытия TiZrN, TiZrAlN и TiZrNbAlN, полученные с использованием составных катодов, являются однофазными. На их дифрактограммах наблюдается только дифракционный пик нитрида титана ТіN (111) (рис. 3, б). Исследования поперечных изломов показали, что покрытия, полученные с использованием составных катодов, являются гомогенными. На их фотографиях фиксируются лишь размытые изображения слоев без видимых мультислоев фаз покрытий, которые имели место при нанесении покрытий с использованием раздельных катодов (см. рис. 2).

Параметры структуры и механические свойства покрытий, по-

Химический состав католов

Катод	Содержан	ие элементов в покры	ітии, % ат.
Катод	Ti	Nb	Al
Сплав TiAl Сплав TiNbAl	50,05 46,83	_ 36,55	49,95 16,62

Таблица 4

Химический состав покрытий

Покачали	Содержание элементов в покрытии, % ат.							
Покрытие	Ti	Zr	Nb	Al				
TiZrN	84,7	15,3	_	_				
TiZrAlN	$\frac{57,5}{76,8}$	$\frac{39,7}{12,5}$	_	$\frac{2,8}{10,7}$				
TiZrNbAlN	$\frac{48,6}{68,8}$	$\frac{40,6}{11,7}$	$\frac{10,4}{17,8}$	$\frac{0,4}{1,8}$				
1		I						

Влияние конструкции катодов на параметры структуры и механические свойства покрытий на твердом сплаве HTi10

Покрытие	а, нм	β_{111}°	σ ₀ , МПа	<i>D</i> , нм	$\Delta a/a, 10^{-3}$	<i>H</i> , ГПа	Е, ГПа	H/E	H^3/E^2
TiN	0,4335	0,4	-755	26,02	4,8	24,5	307	0,079	0,15
TiZrN	$\frac{0,4356}{0,4344}$	$\frac{0,82}{0,51}$	$\frac{-1352}{-1103}$	$\frac{11,63}{19,49}$	$\frac{10,6}{6,3}$	$\frac{36,4}{30,1}$	$\frac{388}{385}$	$\frac{0,094}{0,078}$	$\frac{0,32}{0,18}$
TiZrAlN	$\frac{0,4344}{0,4309}$	$\frac{1,06}{0,65}$	$\frac{-1487}{-1241}$	$\frac{8,9}{14,89}$	$\frac{13,8}{8,3}$	$\frac{41,5}{34,6}$	$\frac{433}{418}$	$\frac{0,096}{0,083}$	$\frac{0,381}{0,237}$
TiZrNbAlN	$\frac{0,4356}{0,4333}$	$\frac{0.98}{0.66}$	$\frac{-2324}{-2191}$	$\frac{9,66}{14,6}$	$\frac{12,8}{8,4}$	$\frac{42,8}{35,9}$	$\frac{486}{478}$	$\frac{0,088}{0,075}$	$\frac{0,332}{0,202}$

 Π р и м е ч а н и е. В числителе приведены данные для покрытий, полученных с использованием раздельных катодов, в знаменателе — составных.

лученных с использованием раздельных и составных катодов, приведены в табл. 5 (для сравнения приведены данные для покрытия TiN). Периоды кристаллической решетки покрытий отличаются незначительно; несколько больше период у покрытий, полученных с использованием раздельных катодов. Для них же уровень остаточных сжимающих напряжений выше на 6÷37 % в зависимости от состава покрытий. У покрытий, полученных с использованием раздельных катодов, больше ширина рентгеновской линии и относительная микродеформация кристаллической решетки, меньше размер блоков ОКР и, как следствие, на 16,1÷17,3 % выше микротвердость. При этом с увеличением числа элементов в покрытии разность значений параметров структуры и микротвердости уменьшается.

Покрытия, полученные с использованием раздельных катодов, имеют более высокий модуль упругости и большие устойчивость к абразивному изнашиванию (соотношение H/E) и сопротивляемость пластическому деформированию (соотношение H^3/E^2). Полученные данные хорошо согласуются с результатами работ [1, 2] и объясняются действием разных механизмов упрочнения при конденсации покрытий.

Результаты проведенных исследований показали, что изно-

состойкие покрытия для режущего инструмента следует выбирать с учетом влияния используемых катодов и их расположения в установке на параметры структуры и механические свойства износостойких покрытий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Табаков В. П.** Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями на основе сложных нитридов и карбонитридов титана. Ульяновск: УлГТУ, 1998. 122 с.
- 2. **Табаков В. П.** Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента. М.: Машиностроение, 2008. 312 с.
- 3. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Повышение работоспособности твердосплавного инструмента путем направленного выбора параметров состава износостойкого покрытия // СТИН. 2016. № 3. С. 14—18.
- 4. **Табаков В. П., Сагитов Д. А.** Применение износостойких покрытий на операциях резьбонарезания и отрезки заготовок // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 59—64.
- 5. Табаков В. П., Верещака А. С., Верещака А. А., Батако А. Д. Мето-дологические подходы к формированию многослойных покрытий на режущем инструменте // Вестник машиностроения. 2015. № 9. С. 82—88.
- 6. Верещака А. С., Григорьев С. Н., Табаков В. П. Методологические принципы создания функциональных покрытий для режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2013. № 2. С. 18—39.

- 7. **Табаков В. П.** Повышение стойкости твердосплавного инструмента в результате изменения состава и структуры покрытия // Передовой и производственный опыт и научно-технические достижения. М.: ВНИИТЭМР, 1990. Вып. 10. С. 25—26.
- 8. **Табаков В. П.** Повышение стойкости твердосплавного инструмента путем оптимизации толщины слоев покрытия // Передовой и производственный опыт и научно-технические достижения. М.: ВНИИТЭМР, 1990. Вып. 9. С. 18—20.
- 9. **Табаков В. П.** Исследование износостойкости покрытий режущего инструмента, полученных с применением составных катодов // СТИН. 1996. № 3. С. 14—17.
- 10. **Табаков В. П.** Исследование эффективности инструмента с покрытием сложного состава // Передовой и производственный опыт и научно-технические достижения. М.: ВНИИТЭМР, 1990. Вып. 9. С. 16—18.
- 11. **Табаков В. П., Езерский В. И., Полянсков Ю. В.** Повышение работоспособности режущего инструмента путем направленного измерения состава износостойкого покрытия // Вестник машиностроения. 1989. № 12. С. 43—46.
- 12. **Горелик С. С., Расторгуев Л. Н., Скаков Ю. А.** Рентгеноструктурный и электроннооптический анализ металлов. М.: Металлургиздат, 1970. 366 с.
- 13. **Табаков В. П., Чихранов А. В.** Определение механических характеристик износостойких ионно-плазменных покрытий на основе нитрида титана // Известия Самарского научного центра РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 292—297.

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук (ИММКН им. И. И. Воровича ЮФУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: korotkin@math.rsu.ru

Влияние продольной модификации поверхностей зубьев на напряженное состояние и нагрузочную способность зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76*

Рассматриваются предложенная автором продольная модификация поверхностей зубьев зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76 с образованием бочкообразной формы зубьев и система нелинейных уравнений для определения распределения нагрузки по площадкам контакта в многопарном зацеплении. Сравниваются напряженное состояние и нагрузочная способность передач Новикова с обычными и бочкообразными зубьями. Показана эффективность продольной модификации.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, исходный контур, продольная модификация, эффективность, контактное напряжение, изгибное напряжение, нагрузочная способность.

The suggested by the author lengthwise easing relief of teeth surfaces of Novikov gearings with initial contour per GOST 15023—76 with formation of barrel-shaped teeth and the system of non-linear equations for determination of load distribution on contact in multi-pair gear are considered. The stressed state and load ability of Novikov gearings with normal and barrel-shaped teeth are compared. The effectiveness of lengthwise easing relief is shown.

Keywords: Novikov gearing, initial contour, lengthwise easing relief, effectiveness, contact stress, bending stress, loading ability.

Реальные технологические погрешности изготовления и сборки зубчатых передач, их деформации под нагрузкой приводят к повышению напряженности зубьев и, следовательно, снижению нагрузочной способности привода. Один из достаточно простых способов компенсации негативного влияния этих погрешностей в эвольвентных передачах — продольная модификация поверхностей зубьев, т. е. придание им так называемой бочкообразной формы. Однако литературные источники дают значительный разброс рекомендуемых значений такого важнейшего параметра, как степень Δ бочкообразности — величины отвода торцевых участков поверхностей зубьев от номинального положения. Эти рекомендации основаны в основном на экспериментальном подборе значений ∆ применительно к зубчатым парам конкретных приводов и колеблются от $\Delta = 0.01 \div 0.03$ мм [1] до $\Delta = 0.2 \div 0.25$ мм [2]. При этом в работе [2] справедливо отмечается, что необоснованное назначение величины Δ часто приводит к отрицательному результату — преждевременному выходу зубчатой передачи из строя. Научное обоснование выбора параметра Δ для эвольвентных передач с целью повышения их нагрузочной способности достаточно полно изложено в работе [3]. Негативное влияние технологических погрешностей сказывается на работе зубчатых передач Новикова, особенно при осевом пересопряжении, когда в зацеплении участвуют торцевые участки зубьев, для которых нередки поломки.

Исследования привели автора к впервые предложенной им принципиальной возможности и целесообразности использования продольной модификации (бочкообразности) поверхностей зубьев для зубчатых передач Новикова. Описание и первые результаты применительно к зубчатым передачам Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224—96 даны в работе [4]. При этом предложено изменять отвод поверхностей зубьев по их длине от торцов до базового сечения, не имеющего отвода и расположенного, как правило, в середине зубчатого венца, по параболическому закону, что технологически легко выполнить на существующих зубошевинговальных станках.

Следует отметить, что при обосновании выбора величины Δ обязательно нужно указать используемый исходный контур, так как его геометрические параметры существенно влияют на напряженное состояние зубьев и, как следствие, на рациональный выбор значения Δ .

Приводимые далее результаты относятся исключительно к зубчатым передачам Новикова, базирующимся на широко распространенном в промышленности исходном контуре по ГОСТ 15023—76.

Отметим, что в работе [4] дан анализ ранее известного метода продольной модификации — торцевого фланкирования поверхностей зубьев, описанного в работе [5], в которой, к сожалению, нет научно обоснованных рекомендаций по выбору параметров фланка, а распределения нагрузки и напряжений на контактных площадках нефланкированной части зубьев авторами вообще не исследовались. Кроме того, свои исследования авторы никак не связывали с реальной точностью передачи, что привело в конце концов к рекомендациям в

^{*} Работа выполнена при финансовой поддержке госзадания Минобрнауки РФ № 9.4726.2017/БЧ (БЧ 0110-11/2017-48).

каждом конкретном случае подбирать параметры фланкирования опытным путем.

Автор в своих исследованиях исходил из того, что при рациональном выборе величины Δ следует стремиться не только исключить работу торцевых участков зубьев, но и, по возможности, в условиях многопарного зацепления выровнять напряженность зубьев по площадкам контакта в наиболее опасных фазах зацепления.

Исследования продольной модификации поверхностей зубьев передач Новикова в работе [4] содержали некоторые допущения, основными из которых автор считает принятие экспоненциального закона изменения изгибных напряжений и упругих перемещений зубьев по их длине, а также закона изменения контактных напряжений. Эти допущения были следствием невозможности в то время достоверного решения пространственной (3D) задачи напряженно-деформированного состояния (НДС) зубьев при заранее неизвестных размерах и форме контактной площадки, а поэтому базировались на решении плоских задач. Полученные результаты имели скорее качественный характер и давали общее представление об эффективности продольной модификации, что стимулировало дальнейшие исследования.

Появление и развитие мощной вычислительной техники, а также методов моделирования (в частности, ANSYS и др.) позволило численно решить контактные задачи НДС в формате 3D для объектов сложной формы (зубьев Новикова), а следовательно, существенно уточнить сведения о

напряженности зубьев в разных фазах зацепления зубчатой передачи. Результаты исследований кратко приведены далее. Рабочие аппроксимирующие зависимости для напряжений (σ) и суммарных (изгибно-контактных) перемещений (W) зубьев, полученные после обработки результатов моделирования, имеют вид:

$$\sigma_F = Y_V Y_a K_F F_t / m^2; \qquad (1)$$

$$\sigma_H = 19,93 I^{-1,074} (F_t / \cos \alpha_k)^{0,69} \times (\rho_{\beta}^* m)^{-0,31} K_{\psi} K_{H}; \qquad (2)$$

$$W = 0,296 \cdot 10^{-3} F_t^{0,78} m^{-0,61} \times (\rho_{\beta}^* + 100)^{-0,265} \times$$

$$\times (0.111z_{...})^{[-0.328(0.111)^{-0.445}]} K_{W},$$

где m — модуль зацепления; l высота пятна контакта после приработки поверхностей зубьев пары [4]; z_n — приведенное число зубьев зубчатого колеса; $\alpha_k = 27^{\circ}$ номинальный угол профиля на исходном контуре; ρ_{β}^* — приведенный главный продольный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев пары; F_t окружное усилие, приходящееся на данную площадку контакта; $K_{\!\scriptscriptstyle W}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние изгибносдвиговых деформаций на контактные напряжения; $K_{F,H}(K_W)$ отношения соответствующих напряжений (упругих перемещений) на данной площадке контакта, зависящие от близости торца зуба, к напряжениям расчетного базового сечения при отсутствии влияния торцов; индексы F и H относятся к напряжениям и нагрузкам при расчетах соответственно на изгибную и контактную прочность, звездочка указывает на принадлежность па-

Таблица 1 Значения коэффициентов в формуле (4)

Диапазон <i>х</i>	z_v	A	В	а	b	c
$-0.5 \le x \le 0$	$z_{\upsilon} \le 18$ $z_{\upsilon} \ge 18$	1,18 0,52	20,5 11,7	-0,285 0	1,15 1,33	-1,32 $-1,058$
$0 \le x \le 0,3$	$z_v \le 18$ $z_v \ge 18$	1,18 0,52	-3,59 -3,59	-0,285 0	0,758 0,758	-1,117 -1,117

раметра к единичному модулю. (Коэффициенты K_{ψ} , K_F , K_H , K_W определяются с помощью разработанных полиномов и таблиц, которые для краткости изложения не приводятся.).

Объемный коэффициент Y_V формы зуба рассчитывается по формуле

$$Y_V = A z_v^a \pm B |x|^b z_v^c,$$

где x — коэффициент смещения исходного контура; параметры z_v , A, B, a, b и c — приведены в табл. 1.

Параметр Y_a , учитывающий продольную протяженность a_H^* площадки контакта, определяется по формуле

$$Y_a = 1 - \frac{0.0544(a_H^*)^2}{1 + 0.14a_H^* + 0.07(a_H^*)^2} \times (0.54z_0 + 16)^{0.12}.$$
 (3)

Уточним, что формула (2) отражает контактные напряжения только на активных круговых участках зубьев, т. е. без учета работы переходной зоны. Чтобы найти распределения парциальных усилий F_{ti} по площадкам контакта, разработали систему нелинейных уравнений, описывающих условия равновесия и совместности перемещений контактирующих пар зубьев:

$$\begin{cases} W_{1} + \delta u_{1} + \delta l_{1} = W_{2} + \delta u_{2} + \\ + \delta l_{2} = \dots = W_{n} + \delta u_{n} + \delta l_{n}; \\ \sum_{i=1}^{n} F_{ti} = F_{t\Sigma}; \quad i = 1, ..., n. \end{cases}$$
(4)

Здесь F_{Σ} — подводимое (суммарное) окружное усилие; δu — совокупность технологических погрешностей изготовления и сборки зубчатых колес пары, выраженная в вероятностном аспекте [4], а также погрешности, вызванные деформациями сопутствующих деталей (валов, подшипников и др.) привода, принимаемые при проектировании по рекомендациям работы [1]; δl — отклонения (зазоры), образующиеся при продольной модификации поверхностей; i — число точек (площадок) контакта.

Система (4) уравнений решается одним из методов итераций на каждом шаге разбивки рабочей ширины зубчатого венца до получения заданной точности с использованием созданной вычислительной программы NOVGOST. Поскольку корни F_{ti} системы не могут быть отрицательными, фактическое число р точек контакта может оказаться меньше теоретического числа n, т. е. $p \le n$. Определив F_{ti} , находят напряжения $\sigma_{F,H}$ по формулам (1) и (2) в любой фазе зацепления передачи.

Далее на конкретных примерах рассмотрим эффективность (в количественном отношении) предложенной продольной модификации поверхностей зубьев передач Новикова. Критериальными считаем максимальные напряжения, возникающие в наиболее напряженной фазе зацепления, включая фазы пересопряжения зубьев.

В табл. 2 приведены критериальные напряжения для зубчатой передачи с основными параметрами: модуль m = 5 мм; число зубьев шестерни $z_1 = 17$; число зубьев колеса $z_2 = 40$; коэффициенты смещения исходного контура для шестерни и колеса $x_{1,2} = 0$; рабочая ширина зубчатого венца $b_{w} = 60$ мм; угол наклона зубьев $\beta = 20^{\circ}$; вращающие моменты T_2 на ведомом зубчатом колесе приняты равными 1410 Н м (для контактных расчетов) и 2500 Н · м (для расчетов на изгиб). Данные приведены по ГОСТ 1643—81 для степеней точности k_p и k_k пары соответственно по нормам плавности и нормам контакта. В табл. 2 также приведены диапазоны оптимальной степени бочкообразности ($\Delta_{\text{опт}}$), при которых критериальные напряжения минимальны. Видно, что значения $\Delta_{\text{ОПТ}}$ для контактных напряжений больше, чем для изгибных, но в обоих случаях они возрастают со снижением точности передачи. При этом эффективность продольной модификации, выражаемая снижени-

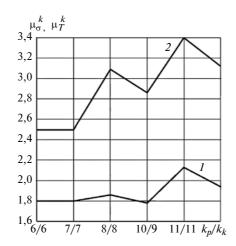


Рис. 1. Зависимости μ_{σ}^{k} (1) и μ_{T}^{k} (2) от степени точности k_{p} и k_{k} передачи

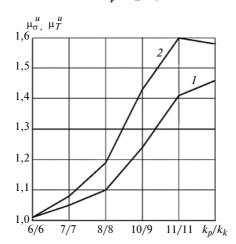


Рис. 2. Зависимости μ_{σ}^{u} (1) и μ_{T}^{u} (2) от степени точности k_{p} и k_{k} передачи

ем напряжений, также в основном возрастает с понижением точности передачи.

Подчеркнем, что напряжения (и контактные, и изгибные) в передачах Новикова зависят от нагрузки нелинейно, что следует из формул (1), (2) и (3). Поэтому

эффективность продольной модификации логичнее оценивать не по напряжениям, а по нагрузочной способности передачи, сравнивая нагрузки модифицированной ($\Delta = \Delta_{\text{ОПТ}}$) и немодифицированной ($\Delta = 0$) передач, приводящие к одинаковым напряжениям.

Выразим эффективность продольной модификации по контактным напряжениям отношением $\mu_{\sigma}^k = (\sigma_H)_{\Delta} = 0/(\sigma_H)_{\Delta \neq 0}$ при равенстве нагрузок $(T_2^k)_{\Delta = 0} = (T_2^k)_{\Delta \neq 0}$, а по нагрузочной способности — отношением $\mu_T^k = (T_2^k)_{\Delta \neq 0}/(T_2^k)_{\Delta = 0}$ при равенстве напряжений $(\sigma_H)_{\Delta = 0} = (\sigma_H)_{\Delta \neq 0}$. Аналогично запишем применительно к изгибу зубьев: $\mu_{\sigma}^u = (\sigma_F)_{\Delta = 0}/(\sigma_F)_{\Delta \neq 0}$ при $(T_2^u)_{\Delta = 0} = (T_2^u)_{\Delta \neq 0}$ и $\mu_T^u = (T_2^u)_{\Delta \neq 0}/(T_2^u)_{\Delta = 0}$ при $(\sigma_F)_{\Delta = 0} = (\sigma_F)_{\Delta = 0}$.

На рис. 1 и 2 приведены зависимости μ_{σ}^{k} , μ_{σ}^{u} (кривые I) и μ_{T}^{k} , μ_{T}^{u} (кривые I) от степени $k_{p,k}$ точности передачи. Видно, что эффективность повышения нагрузочной способности передачи больше эффективности снижения напряжений, причем эффективность по контакту выше, чем по изгибу. Для подтверждения этих выводов приведем дополнительно результаты расчетов в достаточно широком диапазоне геометрических и силовых параметров для передач, отличающихся

Таблица 2

Критериальные напряжения для пары m=5 мм; $z_1/z_2=17/40$; $x_{1,2}=0$; $b_w=60$ мм, $\beta=20^\circ$

	ь точности Т 1643-81	Диапазон _{Допт} , мм	$\sigma_{H}, M\Pi a, \ T_{2} = 410 \mathrm{H} \cdot \mathrm{M}$	Диапазон _{Допт} , мм	σ_F , МПа, $T_2 = 2500 \text{ H} \cdot \text{м}$
k_p	k_k	(контакт)	12 - 410 11 · M	(изгиб)	12 - 2500 11 · M
6	6	0,025÷0,035	628/348	0,005÷0,020	309/306
7	7	0,025÷0,035	660/367	$0,005 \div 0,020$	333/316
8	8	0,035÷0,055	728/392	$0,010 \div 0,020$	375/340
10	9	0,062÷0,067	816/460	$0,030 \div 0,040$	508/410
11	11	0,090÷0,097	1052/495	$0,065 \div 0,085$	621/440
12	12	0,120÷0,130	1125/580	0,110÷0,130	655/450

П р и м е ч а н и е. В числителе приведены значения напряжений при $\Delta=0,$ в знаменателе — при $\Delta=\Delta_{\rm OIIT}.$

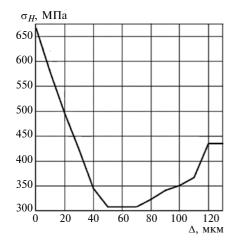


Рис. 3. Зависимость $\sigma_H = f(\Delta)$ для передачи 4 (см. табл. 4) при $k_{p,k} = 8$, $\Delta_{\rm OHT} = 0,060 \pm 0,010$ мм, критериальное $\sigma_H = 308$ МПа

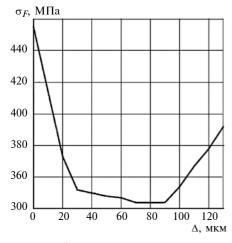


Рис. 4. Зависимость $\sigma_F = f(\Delta)$ для передачи 4 (см. табл. 5) при $k_{p,k} = 9$, $\Delta_{\rm OIIT} = 0.075 \pm 0.020$ мм, критериальное $\sigma_F = 344$ МПа

модулями, шириной зубчатых венцов, коэффициентами ϵ_{β} осевого перекрытия и подводимыми нагрузками. Параметры этих передач, взятые из работы [4], и использованные при расчетах вращающие моменты приведены в табл. 3.

В табл. 4 приведены результаты расчета контактных напряжений, а в табл. 5 — изгибных напряжений для некоторых степеней точности передач. В табл. 4 и 5 приведены средние оптимальные значения $\Delta_{\text{опт}}$ из диапазона. Примеры определения оптимальных значений $\Delta = \Delta_{\text{опт}}$ для передачи 4 при $k_{p,k} = 9$ для контактных напряжений (см. табл. 4) приведены на рис. 3, а для изгиб-

ных напряжений (см. табл. 5) — на рис. 4.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

- 1. Продольная модификация поверхностей зубьев, выполненная с оптимальным значением бочкообразности, является технологически простым и весьма эффективным инструментом снижения напряженности и повышения нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76.
- 2. Эффективность продольной модификации повышается в основном со снижением точности изготовления и сборки зубча-

той пары. Продольная модификация зубьев позволяет повысить нагрузочную способность передачи до 3—4 раз по контактным напряжениям и на 30÷70 % по изгибным напряжениям.

- 3. Оптимальные значения бочкообразности для получения критериальных контактных напряжений отличаются от таковых для получения изгибных критериальных напряжений при одной и той же степени точности передачи.
- 4. Определять оптимальные значения бочкообраности зубьев передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023—76 следует по специально разработанной программе, учитывающей

Tаблица 3 Параметры серии передач, принятой для проведения расчетов

	-	-	-			-	-	
Номер	<i>m</i> , MM	7.	70	<i>b</i> _w , мм	β°	Ç.	Расчет T_2	2, Н∙м
пары	m, mm	z_1	<i>z</i> ₂	U _W , MM	Р	ϵ_{eta}	по контакту	по изгибу
1 2	3,15			33		1,102	250	600
2				51		1,703	300	700
3 4	5	15	45	50 76	20	1,104 1,679	1200 1500	2400 2800
5 6	8			83 126		1,102 1,674	6000 7500	9600 11200

Таблица 4 Результаты расчетов по критериальным контактным напряжениям

Номер		$k_p = k_k =$	8		$k_p = k_k =$	9		
пары	$\Delta_{\rm O\Pi T}$, MM	σ_H , МПа	μ_{σ}^{k}	μ_T^k	$\Delta_{\mathrm{O\Pi T}}$, MM	σ_H , МПа	μ_{σ}^{k}	μ_T^k
1	0,035	774/351	2,21	3,11	0,045	807/386	2,09	2,89
2	0,040	814/281	2,90	5,25	0,040	961/439	2,19	4,59
3	0,050	690/372	1,86	2,90	0,050	755/372	2,03	2,88
4	0,060	668/308	2,19	3,19	0,060	792/338	2,34	3,84
5	0,070	725/409	1,77	2,43	0,090	812/430	1,89	2,83
6	0,080	715/327	2,19	3,05	0,090	846/352	2,40	3,72

Примечание. В числителе приведены значения напряжений при $\Delta=0$, в знаменателе — при $\Delta=\Delta_{\rm ont}$.

. $\begin{tabular}{lllll} $Ta6 лицa$ 5 \\ \begin{tabular}{lllll} $Pesyльтаты расчетов по критериальным изгибным напряжениям \\ \end{tabular}$

Номер	Homep $k_p = k_k = 9$					$k_p = k_k = 10$			
пары	Δ_{OIIT} , MM	σ_F , МПа	μ_{σ}^{u}	μ_T^u	$\Delta_{\rm OIIT}$, MM	σ_F , МПа	μ_{σ}^{u}	μ_T^u	
1	0,040	496/376	1,32	1,37	0,050	623/440	1,42	1,77	
2	0,050	548/378	1,45	1,74	0,070	665/416	1,60	2,08	
3	0,025	413/352	1,17	1,27	0,050	481/375	1,28	1,32	
4	0,075	455/344	1,32	1,48	0,070	558/379	1,47	1,77	
5	0,030	363/326	1,11	1,17	0,045	433/361	1,20	1,32	
6	0,070	395/327	1,21	1,29	0,075	481/353	1,36	1,55	

Примечание. В числителе приведены значения напряжений при $\Delta=0,$ в знаменателе — при $\Delta=\Delta_{\rm OIIT}.$

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

(под общей редакцией вице-президента ассоциации инженеров-трибологов России, д-ра техн. наук А. Ю. Албагачиева)

УДК 623.526.6

А. В. ВАГИН, канд. техн. наук (ФКП "НИИ Геодезия"), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ РАН, Московский технологический университет), М. И. СИДОРОВ, канд. техн. наук (ФКП "НИИ Геодезия"), М. Е. СТАВРОВСКИЙ, д-р техн. наук (Научно-исследовательский центр по проблемам управления ресурсосбережением и отходами), e-mail: albagachiev@yandex.ru

Исследование противоизносных свойств покрытий на артиллерийских стволах

Установлено, что покрытие из соединений меди, полученное финишной антифрикционной безабразивной обработкой в металлоплакирующих средах, повышает износостойкость пары трения в 2,2 раза и препятствует проникновению в поверхностные слои стали диффузионно-подвижного водорода.

Ключевые слова: артиллерийский ствол, покрытие, поверхность, износ, исследование.

It is determined, that coating from copper compounds, obtained by finishing antifrictional nonabrasive treatment in metal-cladding mediums, increases wear resistance of a friction pair in 2,2 times and prevents from penetration of diffusion-active hydrogen into steel surface layers.

Keywords: artillery barrel, coating, surface, wear, research.

Для повышения эффективности антифрикционных покрытий при их создании необходимо иметь возможность управлять их структурой и функциональными свойствами. К таким покрытиям, прежде всего, следует отнести пористо-упругие покрытия, которые имеют антифрикционные свойства, так как впитывают смазочный материал и при нагружении выделяют его. В. Е. Коваленко [1, 2], используя для описания реологических свойств пористо-упругих покрытий уравнения модели Био и полагая, что движение вязкой сжимаемой жидкости в порах подчиняется закону фильтрации Дарси, ис-

следовал контактную задачу для тонкого слоя, лежащего на жестком непроницаемом основании. Было установлено, что физико-механические свойства такого антифрикционного слоя можно моделировать уравнениями основания Фусса-Винклера с операторным коэффициентом постели (аналог уравнений наследственной упругости). Поэтому была рассмотрена осесимметричная задача о передаче давления от жесткого круглого штампа на линейно-деформируемое основание, армированное пористо-упругим покрытием [3]. Данная задача была сведена к решению интегрального уравнения второго рода эволюционного типа, для решения которой использовали алгоритм разделения переменных в сочетании с асимптотическими методами "большого" и "малого" времени в задаче с заданной зоной контакта и пошаговым методом, когда граница площадки контакта заранее не известна.

Рассмотрим наиболее важные теоретические исследования по изнашиванию тонких покрытий. Ключевым моментом при расчете изнашивания деталей является формулировка математической модели процесса изнашивания. Такие уравнения получены [4] на основании синтеза теоретических представлений (фундаментальных уравнений), описывающих природу данного процесса, и экспериментальных исследований, и имеют вид:

$$I_h = K(\Phi_1)^{a_1} (\Phi_2)^{a_2} \times ... \times (\Phi_g)^{a_g},$$
 (1)

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

геометрические и силовые параметры конкретной рассчитываемой передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные).

2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.

- 2. **Громан М. Б., Зак П. С.** Боч-кообразный зуб // Вестник машиностроения. 1976. № 4. С. 23—25.
- 3. **Короткин В. И.** Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи с локальным контактом зубьев повышенной нагрузочной способности.

Ростов-на-Дону: Изд-во ЮФУ, 2013. 100 с.

- 4. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.
- 5. Павленко А. В., Федякин Р. В., Чесноков В. А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техніка, 1978. 144 с.

где I_h — относительная интенсивность изнашивания; K — интегральный коэффициент; Φ_i (i = 1, ..., g) — безразмерные комплексы (инварианты), учитывающие механотермохимические процессы изнашивания при контакте.

Несмотря на то, что формула (1) представляет собой информацию, характеризующую процесс изнашивания, применение ее в износоконтактных задачах не всегда удобно, так как в комплексах Φ_i (i=1,...,g) могут быть зависимые инварианты. Поэтому процесс изнашивания целесообразно описывать выражением [12]

$$I_h = k v^l p^m, (2)$$

где k — коэффициент изнашивания; v — средняя скорость скольжения; p — контактное давление.

В работе [6] рассмотрена плоская задача о взаимодействии линейно-деформируемого основания общего типа, армированного по границе покрытием, с бесконечным цилиндрическим штампом, движущимся в направлении своей образующей, в результате чего происходит изнашивание абразивного покрытия [в формуле (2) m = 1]. Считается, что размер зоны контакта соответствует ширине штампа и не меняется со временем; поверхность штампа не изнашивается; при определении упругих деформаций покрытия силами трения и инерционными эффектами, возникающими от движения штампа, можно пренебречь. Поставленная задача описывается системой уравнений, для решения которой использовали алгоритм, изложенный в работе [1]. При этом, когда относительная жесткость тонкого покрытия становится большой, возникает проблема исследования указанной системы в окрестности t = 0. В этом случае четный вариант задачи эквивалентен интегральному уравнению

$$(\varepsilon I + A)p(x, \varepsilon) = \delta(\varepsilon) - f(x), \quad |x| \le 1, \quad \varepsilon \ll 1.$$
 (3)

Главный член асимптотики решения уравнения (3) построен методом сращиваемых асимптотических разложений:

$$p(x, \varepsilon) = \frac{1}{\sqrt{1 - x^2}} \left[\omega(x) - \frac{\omega(1)}{\sqrt{2}} (\sqrt{1 + x} + \sqrt{1 - x}) \right] + \frac{\omega(1)}{\sqrt{2\varepsilon}} \left[q \left(\frac{1 + x}{\varepsilon} \right) + q \left(\frac{1 - x}{\varepsilon} \right) \right],$$

где $p(x, 0) = \omega(x)(1-x^2)^{-1/2}$ — внутреннее решение задачи, определяемое из вырожденного уравнения (3) при $\varepsilon = 0$; q(s) — пограничный слой в окрестности точки x = 1:

$$q(s) - \frac{1}{\pi} \int_{0}^{\infty} q(\tau) \ln \left| 1 - \frac{s}{\tau} \right| d\tau = 1 \quad (0 \le s < \infty). \tag{4}$$

Точное решение интегрального уравнения (4) найдено в работах [2, 5] и имеет вид:

$$q(s) = \frac{1}{2\pi i} \int_{L} X(\tau) s^{-\tau} d\tau;$$

$$X(\tau) = \frac{1}{\tau} \Gamma^{2} (1+\tau) S(\tau);$$

$$\prod_{n=0}^{\infty} \left(1 - \frac{1}{2}\right)^{2\tau + 1} \frac{\Gamma(-n - \tau + 1/2)\Gamma(-n + \tau)}{\Gamma(-n - \tau + 1/2)\Gamma(-n + \tau)}$$

$$S(\tau) = \prod_{n=1}^{\infty} \left(1 - \frac{1}{2n}\right)^{2\tau + 1} \frac{\Gamma(-n - \tau + 1/2)\Gamma(-n + \tau + 1)}{\Gamma(-n - \tau)\Gamma(-n + \tau + 3/2)}.$$

Некоторые постановки смешанных задач по изнашиванию, протекающему по значительно нелинейному закону (2), в которых учитываются шероховатости поверхностей взаимодействующих тел или наличие между ними тонких слоев (покрытий), приведены в работах [8, 9], где рассмотрены алгоритмы их решений — асимптотические методы в сочетании с методом ортогональных функций и методом коллокаций, позволяющие исследовать влияние различных механических и геометрических факторов на основные характеристики контакта.

В работе [10] показано наличие установившегося режима, составляющего, в некоторых случаях, не менее 95 % общего ресурса покрытия. Это означает, что контактное давление, удовлетворяющее интегральному уравнению (4), с достаточной для инженерной практики точностью можно аппроксимировать выражением $\beta = 1/m$:

$$p(\varphi, t) = \begin{cases} p(0, t)\cos^{\beta}\varphi & \text{при } 0 \le \varphi \le \alpha(t); \\ 0 & \text{при } \varphi \ge \alpha(t), \end{cases}$$
 (5)

которое справедливо везде за исключением зон вблизи краев площадки контакта. Величина p(0, t) определяется с помощью первого условия выражения (5) и имеет вид:

$$p(0, t) = \begin{cases} \left(\alpha + \frac{1}{2}\sin 2\alpha\right)^{-1} & \text{при } \beta = 1; \\ \left(2\sin \alpha - \frac{\beta}{3}\sin^3 \alpha + \frac{\beta(\beta - 2)}{20}\sin^5 \alpha + \dots\right)^{-1} & (6) \end{cases}$$
при $\beta \neq 1$.

Выражения (5) и (6) остаются справедливыми, даже если учитывается изменение толщины покрытия по длине зоны контакта в процессе его изнашивания. Основываясь на этом, в работах [11, 12] был развит алгоритм расчета долговечности радиальных подшипников скольжения. Метод базируется на асимптотическом решении износоконтактной задачи [см. формулы (5) и (6)], решением которой находят значения комплексов Φ_i (i=1,...,g), строят функции и для определения ресурса исследуемого узла трения применяют формулу [10]

$$T = \frac{[h] - \Delta}{\omega R_1 \{I_{h1} + a(T)R(\pi R_1)^{-1}I_{h2}\}},$$

где I_{h1} и I_{h2} — средние интенсивности изнашивания материалов втулки и вала; [h] — допустимый износ вкладыша.

Такая процедура хорошо реализуется на ПЭВМ и позволяет проследить влияние разных параметров на конечный результат.

Одним из известных и наиболее широко применяемых способов повышения работоспособности деталей узлов является нанесение антифрикционных износостойких покрытий [13]. Покрытия позволяют уменьшить упругопластические деформации, энергетические затраты на взаимодействие материалов и влияние водорода на процесс изнашивания.

Были исследованы показатели и свойства однослойных покрытий из нитрида титана толщиной $2\div2,5$ мкм. Покрытия наносили на образцы из стали 9И347Ш.

Водопроницаемость покрытий определяли по способности электролитического наводороживания, которое осуществляли поляризацией в растворе едкого натра и мочевины в течение 5 ч. Содержание водорода в образцах измеряли методом вакуумной экстракции.

Ниже приведены содержания $C_{\rm H}$ водорода в исходном материале и образце с покрытием до и после наводораживания.

Материал	$C_{ m H},~10^{-7}~{ m m}^3/{ m kg}$
Исходный:	
до наводораживания	0,060
после	13,260
Образец с покрытием:	
до наводораживания	0,680
после	2.567

Из экспериментальных данных видно, что при нанесении покрытия в стали значительно (на порядок) увеличивается содержание диффузионноподвижного водорода. Причины данного явления еще не изучены. Возможно, повышение содержания водорода объясняется его перераспределением в образце и изменением состояния, или наводороживание происходит в результате соединений, находящихся в наносимом материале.

У образцов с покрытием нитрида титана водородопроницаемость существенно ниже. Интенсивность электролитического наводороживания стали с покрытием составляет $0.38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{ч})$, а у стали в исходном состоянии — $2.64 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{ч})$. Данное покрытие, возможно, служит барьером для проникновения диффузионно-подвижного водорода. Однако остается открытым вопрос о критическом содержании водорода, вызывающем разрушение поверхностей трения.

Результаты экспериментов по определению износостойкости покрытия нитрида титана приведены на рис. 1. Лучшие показатели имеет пара трения, в которой покрытие нанесено на поверхность контртела (колодка), а ролик не имеет покрытие.

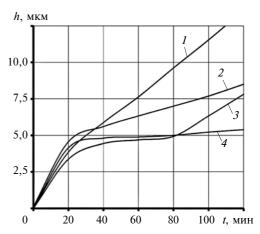


Рис. 1. Зависимости изменения износа h от времени t испытания для разных пар трения при нагрузке 35 МПа и смазочном материале TC-1:

I— сталь ЭИЗ47-Ш и сталь ЭИЗ47-Ш; 2— сталь ЭИЗ47-Ш + TiN и сталь ЭИЗ47-Ш + TiN; 3 — сталь ЭИЗ47-Ш и сталь ЭИЗ47-Ш + TiN; 4 — сталь ЭИЗ47-Ш + TiN и сталь ЭИЗ47-Ш

Пара трения, в которой оба контактирующих элемента имеют покрытия, характеризуется низкой износостойкостью, что, по-видимому, связано с несоблюдением принципа градиента механических свойств.

Аналогичные результаты получены и при испытаниях на стенде. Установлено, что оптимальными показателями по износостойкости обладают тонкослойные покрытия из нитрида титана.

А. Т. Ваграмян установил, что для металлов железной группы гидроокись металла и адсорбированный водород являются пассиваторами, создающими энергетический барьер на поверхности при осаждении покрытий. Вероятно, водород может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние. В каждом конкретном случае необходимо выявлять закономерности его перераспределения.

Известно, что покрытие из нитрида титана обладает высокой пористостью. В этом случае возможно заполнение указанных пор водородом, что приведет при определенных условиях нагружения к проникновению водорода вглубь материала, что будет способствовать образованию дефектов в структуре. Поэтому необходимо блокирование процесса поступления водорода в поры, например, путем технологической обработки с пластическим деформированием поверхности деталей. С этой целью можно применить алмазное выглаживание покрытия.

Одним из перспективных методов является финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО), суть которой заключается в том, что поверхности деталей покрывают тонким слоем латуни, бронзы или меди переносом металла трением. Метод безабразивной обработки в металлоплакирующих средах обеспечивает создание на поверхностях материалов деталей тонкой (1÷5 мкм) пленки пластичного металла на основе медных соединений.

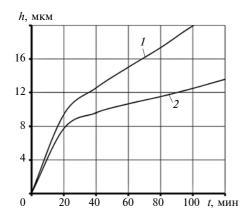


Рис. 2. Зависимости изменения износа h от времени t испытания для разных пар трения при нагрузке 25 МПа и смазочном материале И-20А:

1- сталь X12M и сталь У7A; 2- сталь X12M + ФАБО и сталь У7A

Триботехнические испытания проводили на паре трения: ролик из стали XI2M с покрытием, полученным ФАБО, и колодка из стали 20ХЗМВФ. Нагрузка на образцы составляла 25 МПа. Результаты экспериментов приведены на рис. 2. Установлено, что интенсивность изнашивания на образцах при применении ФАБО снижается в 2—2,5 раза, при этом уменьшаются энергетические затраты на трение. Наводороживание образцов осуществляли в термокамере при температуре 700 °C.

Ниже приведены содержания $C_{\rm H}$ водорода в исходном материале и образце с покрытием до и после эксплуатации.

Материал	$C_{ m H},~10^{-7}~{ m m}^3/{ m kr}$
Исходный:	
до эксплуатации	45,0
после	117,5
Образец с покрытием:	
до эксплуатации	135,0
после	147,0

Анализ полученных результатов показал, что покрытие обеспечивает снижение наводороживаемости стали X12M в процессе эксплуатации. Концентрация водорода после трения в стали без покрытия составила $72,5\cdot 10^{-7}$ м³/кг, а в стали с покрытием — $12\cdot 10^{-7}$ м³/кг.

Экспериментально установлено значительное наводороживание стали XI2M при нанесении покрытия. Заметим, что наводороживание стали XI2M при эксплуатации до $117,5 \cdot 10^{-7}$ м³/кг происходит при нагрузке в 25 МПа. При нанесении покрытия нагрузка на контактирующие поверхности составила $1 \div 1,1$ МПа, а наводороживание составило $135 \cdot 10^{-7}$ м³/кг. Эти результаты не противоречат выводу о том, что наводороживание материалов при нанесении покрытий является признаком самоорганизации системы.

Таким образом, установлено, что покрытие из соединений меди, полученное финишной анти-

фрикционной безабразивной обработкой в металлоплакирующей среде, повышает износостойкость пары трения, а также служит препятствием для проникновения в поверхностные слои стали диффузионно-подвижного водорода.

В табл. 1 приведены износы Δd каналов стволов 00298 и 9586 без защитного покрытия от числа выстрелов n на разных расстояниях L от дульного среза.

Полигонные испытания защитного покрытия, нанесенного с помощью металлоплакирующих составов, проводили на бронебойно-подкалиберных снарядах 5М2, выполняли по 20 выстрелов в день. Всего из пушки МТ12 было произведено 100 выстрелов. После каждого отстрела пушку выдерживали в течение суток при температуре $10 \div 13~^{\circ}\text{C}$, затем прибором ПКИ-19 измеряли износы канала ствола механической звездкой с шагом 50 мм на расстояниях l = 930, 1050, 1260, 1380, 1500 мм от зарядной каморы.

Правильность функционирования снарядов в начале и конце испытаний оценивали по отдельным

Tаблица 1 Значения износов Δd каналов стволов 00298 и 9586 без защитного покрытия от числа выстрелов n на разных расстояниях L от дульного среза

n	$\Delta d_{ m H}$	L, mm					
"	ΔиН	1260	1380	1500	4500	4900	5000
	Ствол 00298						
9	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
58	0,01	1,10	0,90	0,75	0,58	0,84	1,15
115	0,00	2,60	2,20	1,95	1,24	1,92	2,48
162	0,05	2,50	2,25	1,95	1,41	2,21	2,72
	Ствол 9586						
9	0,08	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10
54	0,10	0,15	0,10	0,10	_	_	_
239	0,11	2,00	1,75	1,60	1,03	1,58	2,00

Номера выстрелов (группа)	$\overline{v}_{\mathrm{c}}$, M/c	Изменение \bar{v}_c за один выстрел, м/с
64—84 84—104 104—124 124—144 144—164	1560,9 1556,0 1549,7 1544,0 1552,5	

Tаблица ${\mathcal S}$ Износы Δd стволов 1189 и 00298 за один выстрел в разных сечениях

L, mm	Ствол 1189	Ствол 00298	Коэффициент повышения живучести ствола
1260	0,0046	0,0180	3,9
1380	0,0040	0,0157	3,9
1500	0,0032	0,0137	4,3
4500	0,0025	0,0095	3,8
4900	0,0027	0,0147	5,4
5000	0,0040	0,0186	4,6

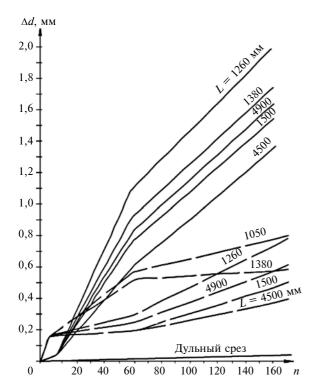


Рис. 3. Экспериментальные зависимости диаметральных износов Δd от числа n выстрелов для ствола 00298 без защитного покрытия (——) и ствола 1198 с покрытием (---) в разных сечениях (L — расстояние от дульного среза)

выстрелам фотографированием снарядов камерами УШР-5.

Для оценки влияния износа на баллистические характеристики ствола при каждом выстреле замеряли скорость полета снарядов с помощью станции Луч-83. Изменения начальных скоростей полета снарядов от числа выстрелов представлены в табл. 2. С увеличением настрела наблюдалось снижение начальных скоростей.

По результатам экспериментов построены зависимости (рис. 3—5) диаметральных износов Δd в разных сечениях каналов стволов с защитным покрытием и без покрытия от числа n выстрелов.

Удельный износ A(n) определяли сглаживанием экспериментальных результатов методом наименьших квадратов:

$$A(n) = \frac{\sum_{i=1}^{N} \Delta d_i n_i}{\sum_{i=1}^{N} n_i^2},$$

где N — число групп выстрелов.

Диаметральные износы стволов 1189 и 00298 в разных сечениях приведены в табл. 3.

Результаты испытаний защитного покрытия каналов стволов стрельбой

Износостойкость защитного покрытия в канале ствола 125-миллиметровой танковой пушки Д-81

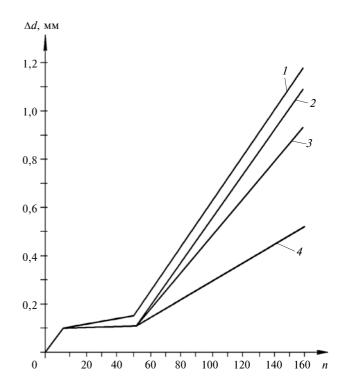


Рис. 4. Экспериментальные зависимости износов Δd от числа n выстрелов для ствола 9586 с покрытием в разных сечениях: $L = 1260 \ (1), \ 1380 \ (2), \ 1500 \ (3), \ 4500 \ {\rm MM} \ (4)$

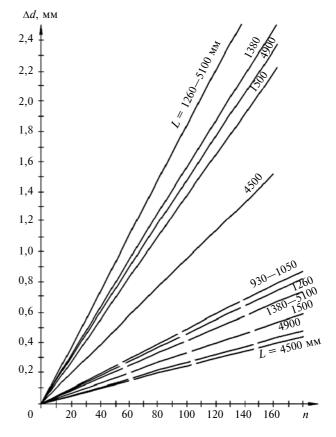


Рис. 5. Зависимости изменения износов Δd ствола от числа n выстрелов для ствола 00298 без защитного покрытия (—) и ствола 1189 с покрытием (---) в разных сечениях

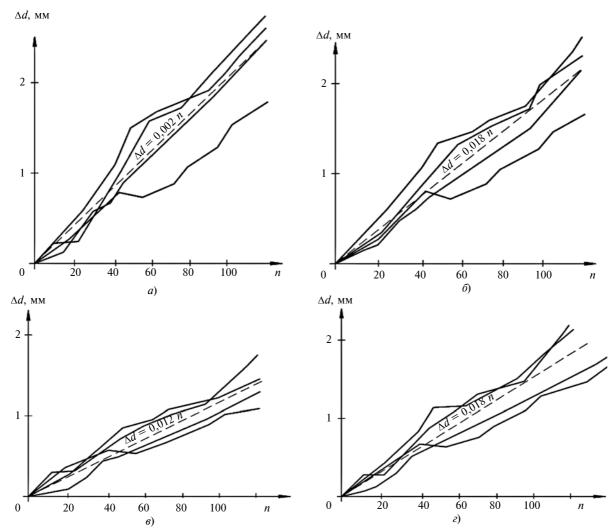


Рис. 6. Зависимости средних износов Δd по длине ствола от числа n выстрелов в разных сечениях по четырем экспериментам: $l=850~(a),~1000~(\delta),~1100~(s),~1200~{\rm MM}~(z)$

определяли стрельбой бронебойно-подкалиберными снарядами 3БМ42. Выполняли по 35 выстрелов в день.

Перед проведением испытаний поверхность канала ствола очищали с помощью механизма чистки ствола, входящего в состав передвижного комплекса КПМ 1437, и обезжиривали бензином. Затем прибором измерения непрямолинейности трубы (ПИНТ) с погрешностью 0,01 мм измеряли начальные износы $\Delta d_{\rm H}$ канала ствола.

Затем с помощью банника возвратно-поступательными движениями (120 циклов) на поверхность канала наносили состав № 1 и выполняли отстрел: 2 раза по 7 выстрелов; 1 раз по 14 выстрелов; 1 раз по 7 выстрелов снарядами Манго, на ведущие пояски которых перед стрельбой наносили состав № 2. После отстрела каждой группы выстрелов ствол очищали, вытирали насухо и измеряли канал ствола прибором ПИНТ.

В процессе выстрелов фиксировали начальные скорости и рассеивание снарядов на расстоянии $100\ \mathrm{M}.$

Диаметральные износы канала ствола 512 пушки РГ1370 приведены в табл. 4. Износы канала ствола в сечении на расстоянии 850 мм получены

Tаблица 4 Диаметральные износы Δd канала ствола 512 пушки РГ1370 в разных сечениях при разных числах выстрелов и технологии подготовки канала

		n			Удельный износ, мм/выстрел		Коэф- фици- ент по-	
l, MM	$\Delta d_{\mathrm{H}},$ MM	7	14	28	35	Анти- износ- ная техно- логия	Штат ная тех- ноло- гия	выше- ния изно- состой- кости
1200 1100 1000 900 850	0,542 0,570 0,580 0,590	0,630 0,640	0,617 0,685 0,698 0,726	0,732 0,812	0,810	0,0051 0,0069 0,0086 0,0102	0,012 0,015 0,018 0,020	2,4 2,2 2,1 2,0

 Π р и м е ч а н и е. l — расстояние от зарядной каморы.

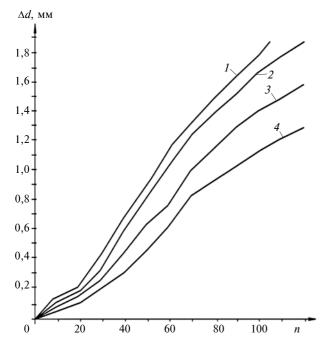


Рис. 7. Зависимости изменения износов Δd ствола пушки Д-81 от числа n выстрелов без применения защитного покрытия в разных сечениях:

l = 850 (1), 1000 (2), 1100 (3), 1200 MM (4)

только для одной группы выстрелов. Так как начальный износ в данном сечении и настрел ствола к началу испытаний не известны, то нельзя получить зависимость диаметрального износа от числа выстрелов. Поэтому износостойкость оценивали по износу от настрела снарядами Манго из четырех однотипных стволов (данные получены в НИИ "Геодезия", настрел осуществляли без применения антиизносной технологии), анализ которых показал, что при увеличении числа выстрелов увеличивается разброс значений износов. Особенно большой разброс значений износов наблюдается по данным для разных стволов.

Применять метод наименьших квадратов для обработки экспериментальных данных было нецелесообразно, так как полученные результаты по четырем экспериментам имели разбросы (рис. $6, a-\epsilon$), обусловленные, по-видимому, неточностью измерений. Поэтому построили средние значения износов Δd , анализ которых показал, что в пределах 120 выстрелов зависимость износа от числа выстрелов носит линейный характер. Отклонения средних значений износов на всех графиках отличаются от прямой линии незначительно по сравнению с отклонениями по стволам. Поэтому для оценки результатов для каналов с покрытиями выбрана линейная зависимость для всех сечений, за исключением сечения на расстоянии 850 мм, для которого из-за неустойчивой работы прибора ПИНТ часть полученной информации оказалась ненадежной.

На рис. 7 представлены зависимости износов Δd ствола пушки Д-81 от числа n выстрелов в разных

сечениях при настреле без применения защитного покрытия.

Значительный разброс данных по стволам делает невысокой надежность полученных результатов, так как небольшой объем данных (35 опытов) получен только для одного ствола с защитным покрытием и четырех стволов без покрытия.

При использовании в расчетах средних экспериментальных значений получили коэффициент износостойкости ствола 3,5, а при использовании линейных зависимостей — 3,2.

Также установлено, что покрытие из соединений меди, полученное финишной антифрикционной безабразивной обработкой в металлоплакирующих средах, препятствует проникновению диффузионно подвижного водорода в поверхностные слои стали, что повышает износостойкость ствола в несколько раз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Коваленко Е. В.** Об интегральном уравнении контактных задач теории упругости при наличии абразивного износа // ПММ. 1984. Т. 48. Вып. 5. С. 868—873.
- 2. **Коваленко Е. В.** Некоторые контактные задачи для тел с тонкими пористо-упругими покрытиями. Препринт № 458. М: ИПМ АН СССР, 1990. 32 с.
- 3. **Коваленко Е. В.** Моделирование контактного взаимодействия шероховатых тел при наличии смазки // ПММ. 1994. Т. 58. Вып. 1. С. 116—123.
- 4. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.
- 5. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. 400 с.
- 6. **Александров В. М., Коваленко Е. В.** О контактном взаимодействии тел с покрытиями при наличии износа // Докл. АН СССР. 1984. Т. 275. № 4. С. 827—830.
- 7. **Александров В. М., Коваленко Е. В.** Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями. М.: Наука, 1986. 336 с.
- 8. **Коваленко Е. В., Теплый М. И.** Контактные задачи при нелинейном законе изнашивания для тел с покрытиями // Трение и износ. 1983. Т. 4. № 3. С. 440—448.
- 9. **Коваленко Е. В., Теплый М. И.** Контактные задачи при нелинейном законе изнашивания для тел с покрытиями // Трение и износ. 1983. Т. 4. № 4. С. 676—682.
- 10. Солдатенков И. А. Об одном следствии установившегося режима для изнашиваемых покрытий // Трение и износ. 1988. Т. 9. № 4. С. 636—641.
- 11. **Дроздов Ю. Н., Коваленко Е. В.** О расчете долговечности цилиндрических опор скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1998. № 4. С. 55—60.
- 12. **Дроздов Ю. К., Коваленко Е. В.** Теоретическое исследование ресурса подшипника скольжения с вкладышем // Трение и износ. 1998. Т. 19. № 5. С. 565—570.
- 13. **Албагачиев А. Ю.,Сидоров М. И.** Исследование микротвердости и трибологических характеристик покрытий // Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 63—67.
- 14. **Албагачиев А. Ю., Цуканов И. Ю.** Компьютерное моделирование поверхности деталей машин нерегулярными неровностями по параметрическим данным // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 13—19.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 534-8

А. Н. ЛИВАНСКИЙ, Р. И. НИГМЕТЗЯНОВ, канд. техн. наук, С. К. СУНДУКОВ, канд. техн. наук, Д. С. ФАТЮХИН, д-р техн. наук (МАДИ), e-mail: sergey-lefmo@yandex.ru

Ультразвуковая обработка дисперсных систем

Исследовано применение ультразвуковых технологий для получения и обработки дисперсных систем: эмульсий, суспензий и аэрозолей.

Ключевые слова: дисперсная система, ультразвук, колебания.

The application of ultrasonic technologies for obtaining and treatment of disperse systems: emulsions, suspensions and aerosols, is studied.

Keywords: disperse system, ultrasound, vibrations.

Ультразвуковая обработка — сложный физикохимический процесс, основанный на использовании ряда эффектов, возникающих в жидкой среде при мощных ультразвуковых колебаниях [1].

Основное влияние на свойства обрабатываемой жидкости оказывают эффекты механической природы: кавитация, переменное звуковое давление, радиационное давление и акустические потоки. Они вызывают такие процессы, как нагревание, перемешивание, диспергирование, коагуляция, окисление, ускорение химических реакций и ряд других.

Рациональное использование данных эффектов позволяет интенсифицировать процессы в жидких средах, применяемых в различных областях промышленности.

Цель работы — исследование влияния ультразвуковых колебаний на свойства различных дисперсных систем, имеющих жидкую дисперсную фазу или дисперсионную среду.

Ультразвуковые колебания в дисперсных системах влияют на их основные свойства: дисперсность, однородность, стабильность, вязкость.

В МАДИ в лаборатории электрофизических методов обработки исследовали возможности применения ультразвука для получения дисперсных систем: водотопливных эмульсий; эмульсионных и аэрозольных СОЖ, а также для улучшения их свойств, например, для воздействия на суспензии (лакокрасочные материалы) с целью снижения вязкости и уменьшения размеров пигментов; для осуществления дезагломерации углеродных нанотрубок при нанесении покрытий; распыления аэрозолей.

Методики экспериментов

При экспериментах по ультразвуковой обработке эмульсий и суспензий использовали стержневую

трехполуволновую магнитострикционную колебательную систему, излучатель которой погружали в обрабатываемую жидкую среду (рис. 1).

Эффективность воздействия ультразвука определяется акустико-технологическими параметрами обработки, основными из которых являются амплитуда ξ_m колебаний торца излучателя, частота f колебаний и продолжительность t обработки.

Обрабатывали дисперсные системы разное время на трех режимах, которые оказывают разные воздействия:

- 1) низкоамплитудный режим ($\xi_m = 3 \div 8$ мкм) основным эффектом является кавитация, которая возникает в случайных участках обрабатываемого объема, при этом отсутствие крупномасштабных акустических течений не позволяет другим участкам вовлекаться в зону кавитационного воздействия;
- 2) переходный режим ($\xi_m = 10 \div 12$ мкм) обеспечивает совместное воздействие кавитации и акустических потоков, переносящих кавитационные полости в обрабатываемом объеме;
- 3) высокоамплитудный режим ($\xi_m > 15$ мкм) характеризуется возникновением сильных акустических потоков и снижением кавитационно-эрозионной активности.

Частота f колебаний во всех случаях составляла 22 к Γ ц. Интенсивность ультразвуковой обработки зависит от поглощающей способности α обрабаты-

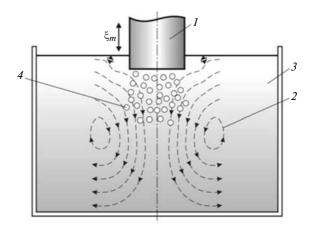


Рис. 1. Схема создания колебаний в жидкой среде:

1- излучатель; 2- жидкость; 3- зона развитой кавитации; 4- акустические потоки

ваемой среды, которая определяется структурными и термическими потерями [2]:

$$\alpha = 2\pi^2 f^2 [4\eta/3 + (\gamma - 1)K/\gamma C_V]/(\rho c^2),$$

где η — вязкость среды; ρ — плотность среды; c — скорость звука в среде; K — коэффициент теплопроводности; γ — отношение молярных теплоемкостей сред; C_V — молярная теплоемкость при постоянном объеме.

Таким образом, в процессе ультразвукового диспергирования при изменении свойств дисперсных систем изменяются характер и интенсивность обработки. С уменьшением вязкости интенсивность обработки увеличивается.

У обработанных дисперсных систем определяли: 1) однородность (метод визуального контроля); 2) стабильность (по времени начала расслоения); 3) структуру (микросъемка); 4) вязкость (метод ротационной вискозиметрии на приборе Fungelab Expert L).

При экспериментальных исследованиях ультразвукового распыления дисперсную среду подавали на торец излучателя колебательной системы. Параметры факела распыла определяли видеосъемкой с частотами 24 и 5000 кадров/с (высокоскоростная камера Fastec Hispec).

Применение ультразвука для получения эмульсий

Ультразвуковое эмульгирование обеспечивает широкие технологические возможности для получения эмульсий различных составов. Ультразвук позволяет получить эмульсии с размерами частиц 1÷5 мкм. Эмульсии со столь малым размером частиц являются устойчивыми и не расслаиваются в течение нескольких часов.

Ультразвуковое эмульгирование происходит в результате следующих одновременых воздействий: наличие скорости и ускорения колебаний (модель Ржевкина—Островского);

кавитация (модель Недужего): кавитационная полость в одной из жидкостей вблизи раздела двух фаз в стадии захлопывания увлекает и отрывает капельки от общей массы другой жидкости;

растягивание капель фазы сверх критической длины (модель Фридмана): эмульсия образуется в результате распада на капельки кумулятивных струй, образовавшихся при захлопывании кавитационных полостей.

Максимальная концентрация эмульсий типа вода/масло, получаемых с помощью ультразвука без применения стабилизирующих веществ, составляет порядка 15 %. Полученные таким образом эмульсии сохраняют свою стабильность в течение нескольких месяцев [2].

Существование предельной концентрации обусловлено одновременным протеканием процессов противоположных направлений — акустическая коагуляция [3]. Выражение, описывающее кинети-

ку ультразвукового эмульгирования с учетом протекания коагуляции, имеет вид:

$$\frac{\mathrm{d} V_C}{\mathrm{d} t} = A\alpha - \beta V C^n,$$

где V— объем эмульсии; C— концентрация эмульсии; A — площадь границы раздела двух жидких фаз; α , β — параметры, зависящие от акустического поля, свойств границы раздела и других факторов; $A\alpha$ — скорость образования дисперсной фазы; βVC^n — скорость коагуляции; n — показатель коагуляции, равный числу взаимодействующих частиц.

Применение ультразвука для получения водотопливных эмульсий

Сокращение расхода топлива и выбросов вредных веществ при работе автомобильного транспорта является важнейшей проблемой из стоящих перед современным двигателестроением. Один из путей решения данной проблемы — применение смесевых топлив, в том числе водотопливных эмульсий (ВТЭ), главным преимуществом которых является взрывное парообразование капель воды при сгорании, что улучшает процесс смесеобразования. Основными факторами, сдерживающими широкое применение ВТЭ, являются: отсутствие эффективных методов их получения и стабилизации; необходимость коррекции рабочих процессов дизелей и адаптации конструкций их топливных систем с учетом свойств смесевых топлив.

Ультразвуковая обработка смеси, состоящей из дизельного топлива (ДТ) (90 %) и воды (10 %) без применения эмульгаторов, приводит к образованию непрозрачной эмульсии белого цвета с желтым оттенком. Время обработки до получения однородной эмульсии составило 60 с. При этом режим обработки не влиял на скорость эмульгирования, что связано с небольшим объемом (70 мл), который полностью подвергался кавитационному воздействию.

В начале обработки происходит диспергирование капель воды в дизельное топливо. При этом создается неустойчивая обратная эмульсия с большим разбросом диаметров капель дисперсной фазы. Далее в процессе обработки дисперсная фаза распространяется по объему. При этом происходит диспергирование крупных капель воды и коагуляция мелких. Через 60 с обработки средний диаметр капель воды выравнивается и при дальнейшей обработке не изменяется. Эмульсия становится однородной по всему объему.

Стабильность полученной эмульсии составляет 180 с, поэтому для эффективного использования в двигателе необходимо обеспечить ее подачу в топливную систему сразу после приготовления. Для этой цели в МАДИ разработана установка УЛЭМ (пат. 148368 Рос. Федерации). Основой конструкции данной установки является тонкостенный волновод (рис. 2).

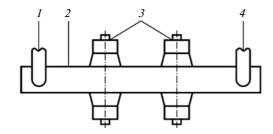


Рис. 2. Схема устройства волновода:

1 — патрубок для подачи смеси дизельного топлива и воды; 2 — емкость; 3 — пьезокерамический излучатель; 4 — патрубок для слива ВТЭ

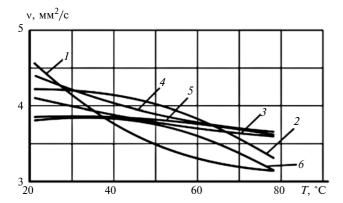


Рис. 3. Зависимости кинематической вязкости ν ВТЭ от температуры T при процентном содержании ДТ $C_{\text{ДТ}}=100$ (1); 90 (2); 80 (3); 70 (4); 60 (5); 50 % (6)

Для возбуждения колебаний стенок волновода имеется две пары пьезокерамических преобразователей, при работе которых стенки совершают изгибные колебания, что позволяет создать в жидкости, заполняющий волновод, мощное ультразвуковое поле.

Работа двигателя во многом зависит от прокачиваемости топлива и параметров распыления. Поэтому важно знать вязкость топливной смеси при разных температурах и разном содержании ДТ в ВТЭ (рис. 3).

Вязкость топливной смеси при разном содержании ДТ отличается на $10 \div 20~\%$ и при увеличении температуры снижается. Проведенные моторные испытания с применением ВТЭ в дизеле 2410,5/12 [4] показали снижение содержания сажи и оксидов в отработавших газах на всех режимах работы дизеля.

Приготовление СОЖ

При обработке металлов режущим инструментом имеют место упругопластическое деформирование и трение инструмента об обработанную поверхность заготовки, поверхность резания и стружку, что приводит к нагреванию в зоне резания до 1000 °C, структурному изменению в материале, изменению геометрических размеров, изнашиванию инструмента и снижению качества обработанной поверхности [5]. Поэтому для снижения темпера-

туры в зоне резания и влияния других отрицательных факторов при резании применяют смазочноохлаждающие жидкости (СОЖ), представляющие собой сложные многокомпонентные системы, которые обеспечивают смазывание и охлаждение зоны резания. Широкое применение нашли жидкие СОЖ, расход которых может достигать 300 л/мин.

Эмульсионные СОЖ — водные эмульсии минеральных масел, которые получают разбавлением водой эмульсолов, состоящих из минерального масла, эмульгаторов, связующих веществ и ингибиторов коррозии, имеют высокую охлаждающую способность. Главной задачей для данных СОЖ является сохранение стабильности эмульсии.

В экспериментальных исследованиях использовали эмульсол Синапол (ТУ 0254-009-44994042—2012), который применяют при токарных, фрезерных, сверлильных и других металлообработках. Стандартная технология приготовления СОЖ: в емкость загружают расчетное количество воды, при интенсивном перемешивании постепенно добавляют необходимое количество эмульсола (1÷3 % по объему), полученную смесь перемешивают еще 20÷30 мин [6].

При эмульгировании СОЖ важным является значительная разница вязкостей смешиваемых жидкостей: вязкость эмульсола в 50—75 раз выше вязкости воды, что вызывает определенные трудности.

Установлено, что применение ультразвуковой обработки на высокоамплитудном режиме повышает интенсивности диспергирования.

Ультразвуковое эмульгирование предварительно залитых в емкость жидкостей не позволило создать однородную эмульсию — отдельные агломераты эмульсола не диспергировали. Это связано с тем, что кавитационная активность снижается на удалении от торца излучателя колебательной системы и энергии от схлопывающихся кавитационных полостей недостаточно для диспергирования высоковязких жидкостей.

Наилучший результат достигается постепенной подачей эмульсола в зону развитой кавитации. Это исключает образование крупных агломератов эмульсола в воде. В ходе обработки размер частиц дисперсной фазы уменьшается, полностью однородная структура достигается после 3 мин обработки. Вязкость эмульсии составила 1,25÷1,35 сПз и не изменялась с увеличением времени обработки. Стабильным состояние эмульсии оставалось более одного месяца.

Обработка суспензий

Наибольший эффект при ультразвуковом диспергировании достигается кавитацией. Кавитационные зародыши образуются на поверхности частиц с повышенными напряжениями (микротрещины, неровности поверхностей и т. п.). В результате звукокапиллярного эффекта и интенсивных микропотоков жидкость проникает в поры и трещины, где

при схлопывании кавитационных пузырьков возникает ударная волна, разрушающая материал [7].

Ультразвуковое диспергирование происходит только в том случая, если напряжение, действующее на частицу, выше прочности измельчаемого материала. Здесь определяющим является максимальное давление, возникающее при схлопывании кавитационного пузырька:

$$p_{\text{max}} = 3/2 \, \dot{R}_{\text{max}}^2 \, \rho \gamma^{\gamma/(\gamma - 1)},$$

где ρ — плотность жидкости; \dot{R} — максимальная скорость стенок пузырька; γ — показатель адиабаты.

Максимальное давление p_{\max} пропорционально плотности энергии $\dot{R}^2_{\max}/2$, создаваемой в жидкости ультразвуковой волной конечной стадии.

Процесс ультразвукового диспергирования проходит в два этапа. Первый этап протекает значительно быстрее второго ввиду наличия на поверхности исходных частиц большого числа микродефектов. В этих условиях трение и соударение частиц увеличивают скорость измельчения. Второй этап обусловлен преобладающим количеством скругленных частиц, при котором скорость измельчения замедляется.

Ультразвуковая обработка лакокрасочных материалов

Лакокрасочные материалы (ЛКМ) представляют собой суспензию пигментов в растворе пленкообразующего полимера. Основные показатели ЛКМ: вязкость, которая необходима для нанесения ЛКМ на поверхность, и дисперсность (максимальный диаметр частиц пигмента).

ЛКМ характеризуются аномальной вязкостью, которая обусловлена особенностью структурообразования — агрегирование частиц растворов, сопровождающееся образованием пространственных легкоразрушаемых структур. Растворенные частицы образуют сложные структуры, в петлях которых оказывается иммобилизованной часть растворителя, что повышает вязкость [8].

С увеличением внешнего давления на растворы полимеров образованные структуры разрушаются, в результате чего вязкость уменьшается. Зависимость вязкости от давления можно описать уравнением Бингама:

$$p = p_B + \eta \frac{\mathrm{d} V}{\mathrm{d} x},$$

где p — приложенное давление (напряжение сдвига); p_B — предельное напряжение сдвига по Бингаму; η — вязкость; $\mathrm{d}V/\mathrm{d}x$ — градиент скорости течения.

При воздействии на ЛКМ ультразвуковыми колебаниями в среде создается переменное звуковое давление: $p_a = p_A \sin(2\pi f t)$, где p_A — максимальная амплитуда акустического давления.

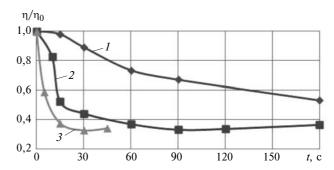


Рис. 4. Зависимости относительной вязкости η/η_0 ЛКМ от времени t действия ультразвуковых колебаний при $\xi_m=3$ (1); 10 (2); 20 мкм (3)

В испытаниях использовали эмаль на основе алкидных и меламиноформальдегидных смол со следующими характеристиками: начальная вязкость — $910 \text{ c}\Pi$ 3; количество растворителя — 30 %; рабочая вязкость — $90 \div 120 \text{ c}\Pi$ 3.

На рис. 4 представлены зависимости изменения относительной вязкости η/η_0 ЛКМ от времени t воздействия ультразвуковых колебаний и их амплитуды.

При любом режиме ультразвуковой обработки наблюдается снижение вязкости до 70 %, причем с увеличением амплитуды колебаний этот процесс ускоряется. Наибольший эффект (снижение вязкости на 70 %) достигается при воздействии ультразвуковыми колебаниями с амплитудой $\xi_m=10$ мкм в течение 90 с и $\xi_m=20$ мкм в течение 30 с. При $\xi_m=3$ мкм вязкость снижается не более чем на 50 % при времени обработки t=180 с, что объясняется низкой мощностью и практическим отсутствием крупных акустических течений.

Снижение вязкости происходит в результате следующих процессов:

перемешивание ЛКМ в результате акустических потоков и распределения входящих в состав ЛКМ компонентов;

дезагломерация — разрушение ударными волнами образовавшихся при хранении агломератов частиц;

деполимеризация, возникающая в результате разных колебательных скоростей растворителя и полимера;

диспергирование частиц пигмента в результате кавитации;

нагревание снижает вязкость и интенсифицирует описанные выше процессы.

Зависимости $\eta/\eta_0 = F(t)$ для $\xi_m = 10$ и 20 мкм (см. рис. 4) сначала направлены вниз, а потом соответственно при t=30 и 90 имеют изгиб и немного поднимаются. Это объясняется тем, что в процессе обработки кроме процессов, снижающих вязкость, протекают процессы, инициирующие реакцию полимеризации: увеличение числа свободных радикалов вследствие нагревания; ускорение испарения растворителя в результате нагревания;

Время обработки t, с	ξ _m , мкм	D _{max} , мкм
0	0	10,00
180	3	9,16
90	10	7,50
30	20	10,00
-		

увеличение доли восстанавливающихся связей между частицами; возможное превышение нижней критической температуры растворения, вызывающее расслоение ввиду разных термических коэффициентов расширения компонентов.

После обработки ЛКМ с помощью гриндометра (ГОСТ 6589—74) измеряли его дисперсность (таблица).

Максимальное снижение степени перетира происходит при обработке на переходном режиме, что объясняется кавитацией и воздействием акустических потоков.

Таким образом, для обработки исследуемого ЛКМ оптимальным является переходный режим ультразвуковой обработки, который обеспечивает: равномерное перемешивание ЛКМ по всему объему; снижение вязкости (следовательно, и снижение расхода растворителя); уменьшение степени перетира ЛКМ, что повышает укрывистость и улучшает распределение покрытия.

Дезагломерация углеродных нанотрубок

Углеродные нанотрубки используют при производстве пластиков, резин, различных композитов для повышения механических и электрических свойства изделий.

Модификация изделий наноматериалами сопряжена с определенными трудностями. Ввиду того, что нанотрубки, объединенные силами Ван-дер-Ваальса, склонны к образованию агломератов, их введение в различные среды требует дополнительной обработки. Для повышения возможности применения и рационального использования нанотрубок их подвергают дезагломерации. Одним из способов дезагломерации является ультразвуковая обработка. Воздействия кавитации и акустических потоков разной масштабности не только способствуют разделению агломератов на отдельные элементы, но и позволяют получить тонкие дисперсии нанотрубок в жидких средах разной вязкости.

На рис. 5 приведены результаты дезагломерации углеродных нанотрубок TUBALL в этиловом спирте при ультразвуковом воздействии.

Полученные суспензии применяют для нанесения покрытий, повышающих эксплуатационные характеристики изделий: твердость, износостойкость, электропроводность и пр.

Ультразвуковое распыление

Ультразвуковое распыление жидкостей имеет ряд преимуществ: однородность факела распыла,

возможность распыления высоковязких жидкостей, высокая концентрация аэрозоля, не требуется подача жидкости под высоким давлением, возможность настройки рабочего инструмента на разные частоты и мощности, что позволяет выбрать оптимальный режим распыления в зависимости от требуемых параметров.

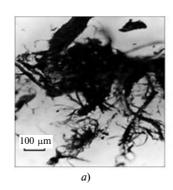
Механизм распыления слоя жидкости описывается кавитационно-волновой теорией, согласно которой распыление происходит в результате отрыва капелек жидкости с гребней стоячих волн, возбуждаемых на поверхности раздела сред жидкость—воздух вследствие возмущения поверхности жидкости при пульсации и захлопывания кавитационных пузырьков (рис. 6).

Параметры процесса ультразвукового распыления жидкостей зависят от их физико-химических свойств (вязкость, плотность, поверхностное натяжение, упругость паров и т. д.) и акустических параметров применяемых устройств (частота и амплитуда колебаний, площадь излучения), а параметры факела распыла зависят от формы распыляющей поверхности и способа подачи на нее жидкости.

Средний диаметр капель определяется формулой

$$d = 0.3 \sqrt[3]{\frac{8\pi\sigma_{\Pi}}{\rho f^2}},$$

где σ_{Π} — коэффициент поверхностного натяжения; ρ — плотность жидкости.



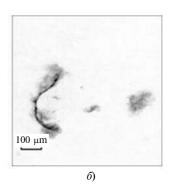


Рис. 5. Углеродные нанотрубки TUBALL до ультразвуковой обработки (a) и после (b)

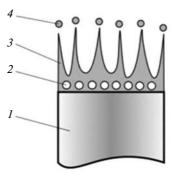


Рис. 6. Схема образования капель аэрозоля:

1 — излучатель; 2 — кавитационные пузырьки; 3 — капиллярные волны; 4 — капли аэрозоля

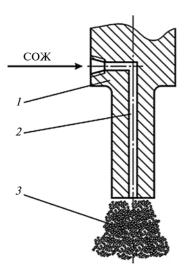


Рис. 7. Схема ультразвукового распыления СОЖ: 1 -излучатель; 2 -осевой канал; 3 -аэрозоль

В работе [9] приведены результаты исследований по влиянию режимов работы ультразвукового оборудования на процесс распыления. Установлено, что с увеличением вязкости снижается производительность распыления и увеличивается средний диаметр капель аэрозоля; с увеличением амплитуды колебаний производительность распыления возрастает, но при этом увеличивается максимальный диаметр капель; с увеличением частоты снижается производительность распыления и уменьшается максимальный диаметр капель.

Получение аэрозольных СОЖ

Подача СОЖ в зону резания в виде аэрозоля обеспечивает следующее: снижение расхода СОЖ до 1 л/мин; равномерное смачивание рабочих поверхностей инструмента и поверхности заготовки; снижение расхода СОЖ, улучшение условий труда. Эффективность такой подачи объясняется повышением физической и химической активности СОЖ по сравнению с охлаждением нераспыленной струей.

Распыленные СОЖ применяют: если применение СОЖ поливом невозможно; при обработке некоторых труднообрабатываемых материалов, если полив не эффективен.

При ультразвуковом распылении исследуемой СОЖ подтвердились все указанные выше преимущества. Низкая вязкость позволяет осуществлять процесс на любых режимах обработки (в том числе на низкоамплитудном режиме), а регулированием расхода СОЖ получать аэрозоль разной концентрации. На рис. 7 представлена схема распыления аэрозоля.

Ультразвуковое распыление ЛКМ

Способ подготовки ЛКМ к распылению и количество добавленного растворителя определяют его

вязкость и плотность, от которых зависят параметры процесса распыления и свойства получаемого аэрозоля.

Для определения влияния вязкости на дисперсность капель аэрозоля проводилась высокоскоростная съемка распыления капли смесей из глицерина и воды, полученных при разном соотношении компонентов. На рис. 8 представлены зависимости изменения максимальной дисперсности D_{\max} капель аэрозоля от вязкости η и плотности р ЛКМ, а также от амплитуды ξ_m колебаний при ультразвуковом распылении. С повышением вязкости и амплитуды колебаний излучателя увеличивается максимальный диаметр капель получаемого аэрозоля. При $\xi_m = 5$ мкм распыление прекращается при 120 с Π 3. Амплитуда колебаний $\xi_m = 10$ мкм является оптимальной, так как она обеспечивает рекомендуемый размер капель (60÷100 мкм) во всем диапазоне рабочей вязкости ЛКМ.

Получены фотографии распыления капли ЛКМ вязкостью $80\ c\Pi 3$ (начальная вязкость ЛКМ с $30\ \%$ -м содержанием растворителя). Полное распыление при $\xi_m=10$ мкм осуществлялось через $2\div 3$ с после включения ультразвука, а при $\xi_m=5$ мкм потребовалось $60\ c$. Однако получаемый при этом факел распыла имеет ограничения по высоте и относительно низкие скорости капель, что снижает функциональность и не подходит для покраски крупногабаритных деталей [10].

Поэтому был разработан способ пневмоультразвукового распыления (пат. 130238 RU U1), который основан на разделении функций — диспергирование осуществляется в результате ультразвуковых колебаний, а воздух переносит аэрозоль к окрашиваемой поверхности, что повышает высоту факела, сопоставимую с традиционным пневмораспылением, при снижении в 4 раза давления в пневмосистеме.

Использование ультразвуковых колебаний при приготовлении эмульсий позволяет увеличить скорость эмульгирования, создать высокодисперсную структуру и повысить стабильность эмульсии. По-

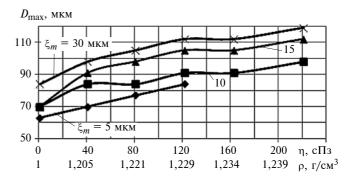


Рис. 8. Зависимости изменения максимальной дисперсности D_{\max} капель аэрозоля от вязкости η и плотности ρ при разной амплитуде ξ_m колебаний при ультразвуковом распылении

лученные данным способом без применения стабилизаторов ВТЭ имеют однородную структуру и не расслаиваются в течение 180 с. Применение данных ВТЭ в ДВС снижает расход топлива и содержание вредных веществ в отработавших газах. Ультразвуковая обработка для приготовления эмульсионных СОЖ сокращает время процесса в 7—10 раз.

Кавитация и акустические потоки при обработке суспензий обеспечивают равномерное распределение компонентов по объему, уменьшение размеров дисперсной фазы и дезагломерацию агломератов частиц, образованных силами Ван-дер-Ваальса. Так, при ультразвуковой обработке ЛКМ максимальный размер пигмента снижается на 25 %, что повышает укрывающую способность. Дезагломерация углеродных нанотрубок позволяет получить высокодисперсную суспензию для нанесения токопроводящих покрытий.

Ультразвуковым распылением можно получать аэрозоли высоковязких жидкостей без использования воздуха или высокого давления, при этом обеспечивается стабильность эксплуатационных показателей аэрозоля и возможность управления параметрами режима распыления.

При ультразвуковом распылении СОЖ и ЛКМ диспергированию способствуют кавитационные пузырьки. Получаемый аэрозоль имеет высокую концентрацию и стабильную форму факела распыла.

Проведенные исследования показали эффективность применения ультразвуковых технологий для обработки дисперсных систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Приходько В. М.** Ультразвуковые технологии при производстве, эксплуатации и ремонте автотракторной техники. М.: Техполиграфцентр, 2003. 253 с.
- 2. **Кудряшов Б. А., Ливанский А. Н., Сенин А. Н.** Перспективы применения водно-органических эмульсий в качестве технологических моющих сред для ультразвуковой очистки // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2013. № 3. С. 19—22.
- 3. Голямина И. П. Ультразвук. М.: Советская Энциклопедия, 1979. 400 с.
- 4. **Ливанский А. Н.** Повышение эффективности работы дизеля при использовании водотопливных эмульсий, полученных ультразвуковым методом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МАЛИ. 2016. 18 с.
- 5. **Дальский А. М., Гаврилюк В. С., Бухаркин Л. Н.** Технология конструкционных материалов. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
- 6. **Производство** технологических смазок и смазочно-охлаждающих жидкостей. Режим доступа: http://www.sinapol.ru/ras/products/sinapol emulsol.html
- 7. **Основы** физики и техники ультразвука / Б. А. Агранат, М. Н. Дубровин, Н. Н. Хавский и др. М.: Высшая школа, 1987. 352 с.
- 8. **Research** on the influence of ultrasonic vibrations on paint coating properties / A. N. Livanskiy, V. M. Prikhodko, S. K. Sundukov, D. S. Fatyukhin // Transactions of FAMENA. 2016. V. 40. N. 1. P. 129—138.
- 9. **Розенберг Л. Д.** Физика и техника мощного ультразвука. Т. 5. Получение аэрозолей. М.: Наука, 1970. 689 с.
- 10. Сундуков С. К. Особенности технологии нанесения лакокрасочных покрытий на изделия машиностроения с использованием ультразвука: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МАДИ. 2013. 22 с.

УДК 621.785.5 + 621.81 (083)

В. А. КОРОТКОВ, д-р техн. наук (Нижнетагильский филиал Уральского федерального университета), e-mail: vk@udgz.ru

Технико-экономическая эффективность карбонитрации

Показано, что применение карбонитрации для повышения износостойкости сталей может способствовать замене дорогостоящих конструкционных сталей экономичными углеродистыми сталями при сохранении их прочности. Финишная операция карбонитрации сокращает число операций и межоперационных переходов при изготовлении деталей.

Ключевые слова: карбонитрация, технологический процесс изготовления деталей.

It is shown, that application of carbonitriding for increase of wear resistance of steels may promote to replacement of high-cost structural steels by economic carbon steels at saving their strength. A finishing operation, carbonitriding decreases the number of operations and interoperation transfers at parts manufacturing.

Keywords: carbonitriding, manufacturing process of parts fabrication.

Карбонитрация — разновидность жидкостного азотирования, разработана в начале 70-х годов XX века проф. Д. А. Прокошкиным [1]. Он заменил ядовитый реакционный расплав цианида калия расплавом безвредного цианата калия, активированного газовой средой. На Волжском автомобильном заводе замена цементации карбонитрацией позволила в 10 раз повысить износостойкость пары трения "распределительный вал (закаленный чугун) — рычаг клапана (цементованная сталь 18ХН2М)" [2]. Однако ввиду больших объемов производства от карбонитрации (как преимущественно ручного процесса) отказались в пользу газового азотирования на автоматической линии. В настоящее время на производстве карбонитрацию деталей используют мало, тогда как в мелкосерийном производстве ее применение может быть предпочтительнее газового азотирования. Причина этого —

недостаточная осведомленность заводских специалистов о свойствах карбонитрированных поверхностей, отсутствие признанных требований к карбонитрированному слою и устоявшееся представление о карбонитрации в технологическом процессе.

Цель данной работы — с учетом новых исследований выработать рекомендации по применению карбонитрирации и контролю ее качества; рассмотреть сокращенные маршруты изготовления деталей с применением карбонитрации и практические примеры.

Карбонитрацию проводят путем выдержки деталей в расплаве цианата калия с температурой 570 °C. В результате происходит упрочняющая модификация поверхностного слоя с образованием нитридных соединений (карбонитрида), под которым располагается слой твердого раствора азота в железе (рис. 1). Толщина обоих слоев пропорциональна времени выдержки в реакционном расплаве, однако ее увеличение резко замедляется после одного-двух часов выдержки. При двухчасовой выдержке толщина карбонитридного слоя составляет 5÷10 мкм при общей глубине упрочнения 0,2÷0,3 мм. Испытания на трение и производственная практика показывают, что этого достаточно, чтобы существенно замедлить изнашивание и повысить ресурс большой номенклатуры деталей.

В ходе карбонитрации на поверхности деталей образуется налет сажи, придающий детали черный цвет. Сажу легко удалить, например, наждачной бумагой, но без излишних усилий, чтобы не повредить тонкий поверхностный слой карбонитрида. При этом поверхность приобретет первоначальную шероховатость. Так, удаление сажи с карбонитрированных плунжеров (65 HRC) грубой наждачной бумагой на высокой скорости ($\approx 100 \text{ м/мин}$) восстанавливает исходную шероховатость (Ra = 0.2 мкм), но при этом сохраняется черный цвет. Большинство карбонитрированных деталей успешно эксплуатируются без удаления сажи (рис. 2). Однако по-

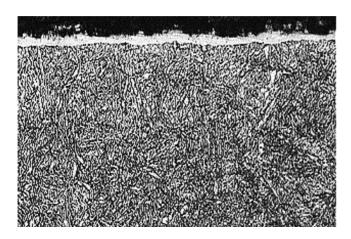


Рис. 1. Микроструктура с белым слоем карбонитрида (8 мкм)

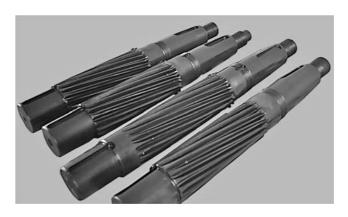


Рис. 2. Карбонитрированные валы-шестерни

чернение всей детали может вызывать настороженность и даже отказ от ее приемки заказчиком. Объективно же карбонитрация защищает изделия от коррозии подобно гальваническому хромированию и позволяет исключить нанесение лакокрасочных и консервационных покрытий [3, 4].

Проведение карбонитрации при температуре 570 °C равносильно высокому отпуску, при котором происходит снижение твердости предварительно закаленного металла и релаксация остаточных напряжений после механической обработки.

Снижение твердости недопустимо для деталей, работающих при высоких контактных нагрузках, например, подшипников качения и режущего инструмента, так как может произойти смятие при первом же рабочем контакте. Но для большинства деталей разупрочнение сердцевины не опасно, так как для обеспечения жесткости их расчетные сечения, как правило, завышаются по условию прочности. Таким образом, в случае финишной карбонитрации из маршрутной технологии изготовления деталей можно исключить трудоемкую объемную закалку и последующий отпуск.

При обработке резанием и шлифованием поверхности нагреваются и в них образуются остаточные растягивающие напряжения. Карбонитрация вызывает релаксацию таких напряжений, что может сопровождаться искажением первоначальных размеров деталей. Например, в результате карбонитрации для осей диаметром 30 мм из сталей 38ХС и 30ХГСА твердость соответственно повысилась с 41 *HRC* и 29 *HRC* до \approx 59 *HRC*, а диаметр увеличился на 14 мкм. Увеличение диаметра можно объяснить релаксацией остаточных растягивающих напряжений от механообработки, которые сжимали ось до карбонитрации подобно обручу. Этому же способствует увеличение объема поверхностного слоя в результате насыщения азотом. Увеличение диаметра в результате карбонитрации наплавленных твердой (45 HRC) коррозионно-стойкой сталью плунжеров (диаметром 65 и 90 мм) насосов

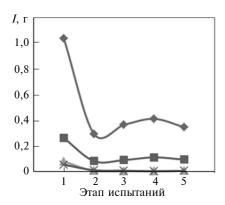


Рис. 3. Износ I дисков из улучшенной стали 30ХГСА (\blacksquare), нормализованной стали 45 (\blacklozenge) и карбонитрированных сталей 15 (\blacktriangle) и 45 (\times) на этапах испытаний

высокого давления достигает 70 мкм. Такое увеличение объясняется тем, что толщина наплавленного слоя с растягивающими напряжениями превышает толщину слоя, нагреваемого при механообработке. Особенно большие и неожиданные деформации возможны при карбонитрации тонкостенных деталей. Например, в результате карбонитрации втулки с наружным диаметром 66 мм и толщиной стенки 3 мм из стали 30ХГСА внутренний диаметр увеличился, а наружный уменьшился на ≈200 мкм каждый.

На чертежах требования к азотированному слою принято указывать записью вида: HV 680, h 0,4 мм. Эти требования можно контролировать только на полированных и травленных поперечных сечениях образцов-свидетелей по методу Виккерса. Твердость на приборах Роквелла и Бринелля измеряется продавливанием поверхности на 0,15 и 0,25 мм, что существенно искажает результаты по сравнению с методом Виккерса. В 90-х годах XX века появились ультразвуковые измерители твердости типа УЗИТ-3, принцип действия которых основан на зависимости резонансной частоты магнитострикционного стержня с алмазной пирамидкой, внедряемой в поверхность изделия, от площади их контакта. Глубина внедрения пирамидки в изделие (≈10 мкм) сопоставима с толщиной слоя карбонитрида и на порядок меньше, чем при измерении твердости по Роквеллу. Это позволило использовать прибор УЗИТ-3 для измерения твердости карбонитрированных поверхностей. Получены следующие результаты измерения твердости карбонитрированных сталей (570 °C, 2 ч):

Эти результаты согласуются с результатами работ [1, 3, 4], что позволяет рекомендовать измерение твердости ультразвуковыми твердомерами для

контроля качества карбонитрации. Небольшие трудозатраты допускают 100 %-й контроль ультразвуковыми твердомерами, а это важное преимущество по сравнению с контролем на образцах-свидетелях.

Испытания на машине трения МИ-1М проводили без смазывания по схеме "диск-колодка" при частоте вращения диска 425 мин^{-1} этапами по 5 мин: первые четыре — с нагрузкой 20 кг, пятый — 30 кг. После каждого этапа взвешиванием определяли износы I образцов. Колодки изготовили из нормализованной стали 45, а диски из разных сталей с разными видами упрочнения. Для каждого сочетания материалов испытывали по три пары образцов; анализ проводили по средним значениям. Закалку с отпуском (улучшение) и нормализацию выполняли по типовым режимам для данных марок сталей. Результаты испытаний приведены на рис 3. Во всех испытаниях на первом этапе проходила приработка диска. На следующих этапах износ снижался и стабилизировался. Увеличение нагрузки на пятом этапе не повлияло на износ дисков из нормализованных и улучшенных сталей, но привело к увеличению износа (с 0,006 до 0,008 г) карбонитрированных дисков по сравнению со средним износом на втором-четвертом этапах испытаний. При этом увеличение износа осталось небольшим (0,008 г), что в 11,9 раза меньше износа дисков из улучшенной стали 30ХГСА.

На этапах установившегося изнашивания (второй—четвертый) износостойкость улучшенной стали 30ХГСА была выше в 3,7 раза износостойкости нормализованной стали 45. Карбонитрированные стали 15 и 45 показали в 16 и 10,6 раза соответственно большую износостойкость по сравнению с улучшенной сталью 30ХГСА. Это позволяет рекомендовать применение экономичных углеродистых сталей взамен дорогостоящих конструкционных, не опасаясь преждевременного выхода деталей из строя по причине быстрого изнашивания, но при выполнении условия прочности. Большую износостойкость карбонитрированной стали 15 по сравнению со сталью 45 можно объяснить различием антифрикционных свойств.

Применение финишного азотирования известно, но его широко не применяют из-за необходимости тщательной предварительной очистки деталей для исключения нарушения реакционной газовой среды, а также длительности самого процесса (десятки часов). Требование к очистке деталей перед карбонитрацией ниже, так как жидкостные пленки удаляются при нагревании ($\approx 300\,^{\circ}$ C), а окисные — смываются реакционным расплавом. Качество карбонитрации от этого не страдает, но может ускориться образование загрязнений на дне ванны с расплавом. Непродолжительность карбонитрации ($1 \div 2$ ч) допускает оперативную обработку не-

больших партий деталей и их возврат заказчику тем же транспортом. Портативные твердомеры типа УЗИТ-3 позволяют быстро проводить 100 %-й контроль качества карбонитрации с минимальными затратами.

Финишное упрочнение исключает трудоемкое шлифование упрочненных поверхностей, что сокращает трудоемкость механообработки. При этом можно отказаться от термической обработки (улучшения) заготовок, что сократит число не только технологических операций, но и межоперационных транспортировок. Сравнение технологических процессов изготовления деталей приведено в таблице.

По отзывам предприятий, производящих запасные части к горному, металлургическому, нефтедобывающему и другому оборудованию, карбонитрация снижает себестоимость производства на $20 \div 40 \%$.

При изготовлении шлицевых барабанов (сталь 45ФЛ) и зубчатых колес (стали 38ХС, 40Х, 38ХМ) к бортовым редукторам тракторов Т-25 и Т-35 с закалкой ТВЧ для устранения деформаций завышали припуски на трудоемкую чистовую механообработку закаленного слоя (рис. 4). Применение карбонитрации вместо закалки ТВЧ позволило устранить коробление деталей и доводочные операции закаленного металла. Одновременно повысилась твердость с 47 до 54 HRC и, соответственно, в \approx 1,7 раза — долговечность.

Аварийные отказы, вызванные быстрым изнашиванием волов-шестерней редуктора перемещения бурового станка СБШ-250, осложняли выполнение планов буровых и взрывных работ в карьере горно-обогатительного комбината. Покупные валы-шестерни выдерживали 11 месяцев эксплуатации (до очередного капитального ремонта), а валы-шестерни собственного изготовления с закалкой ТВЧ — только три—четыре месяца. Поэтому на комбинате заменили закалку ТВЧ карбонитрацией. В результате годовой расход валов-шестерней сократился в ≈6 раз, а за счет уменьшения простоев,

Закалка объемная или ТВЧ	Карбонитрация
Черновая механическая обработка	Черновая и чистовая обработка
Транспортировка с механиче- ской на термическую обработку	Транспортировка с механической на тер-мическую обработку
Закалка объемная или ТВЧ с отпуском Транспортировка с термической на механическую обработку Чистовая обработка	Карбонитрация

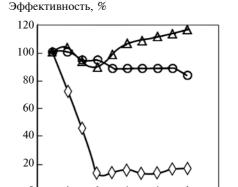


Рис. 4. Эффективность карбонитрации валов-шестерней редуктора бурового станка СБШ-250 по добыче руды (Δ), работающим станкам (\bigcirc) и расходу валов-шестерен (\spadesuit)

2011 2013

Годы

2015 2017

2005 2007 2009

связанных с их заменой, уменьшилось число бурильных станков на $\approx 17~\%$ при одновременном увеличении объемов бурения, о чем свидетельствует увеличение на 16 % годовой добычи руды комбинатом (см. рис. 4). Корпус дробилки "Сандвик Н6700" состоит из двух половин, соединяемых комплектом (40 шт.) болтовых соединений М42, износ контактирующих поверхностей которых повышает нагрузку на болты, разрушающиеся в течение 7 суток. Применение карбонитрации позволило повысить поверхностную твердость болтов со 160 до 430 HB, что устранило их вытяжку и в 2 раза увеличило ресурс.

Таким образом, применение карбонитрации позволяет повысить не только износостойкость деталей, но и их прочность в результате создания высокопрочного поверхностного каркаса. На первый взгляд, небольшой толщины карбонитрированного слоя (≈ 0.3 мм) недостаточно для влияния на прочность всего сечения детали, но с учетом того, что разрушение начинается с пластической деформации именно поверхностного слоя, это влияние на прочность всей детали становится более значительным, а наблюдаемый эффект — естественным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Прокошкин Д. А.** Химико-термическая обработка металлов карбонитрация. М.: Машиностроение, Металлургия, 1984. 240 с.
- 2. **Тихонов А. К.** Химико-термическая обработка в массовом производстве. // Металловедение и термическая обработка металлов. 1996. № 1. С. 15—18.
- 3. **Азотирование** карбонитрирование / Р. Чаттержи Фишер, Ф-В. Эйзелл и др.; Пер с нем. // Под ред. А. В. Супова. М.: Металлургия, 1990. 280 с.
- 4. **Развитие** процесса карбонитрации / С. Г. Цих, В. И. Гришин, А. В. Супов и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. № 9. С. 7—12.

В. Ф. КАБЛОВ, д-р техн. наук, О. М. НОВОПОЛЬЦЕВА, д-р техн. наук, В. Г. КОЧЕТКОВ, А. Г. ЛАПИНА, В. В. ПУДОВКИН (Волжский политехнический институт — филиал ВолгГТУ), e-mail: geminy-i@mail.ru

Эластомерные теплозащитные материалы, содержащие алюмосиликатные микросферы

Рассмотрено влияние алюмосиликатных полых микросфер (АПМ) на эффективность эластомерных теплозащитных материалов на основе этиленпропиленового каучука. Установлено, что введение АПМ даже в малых количествах снижает плотность и теплопроводность композиционного материала при сохранении его физико-механических свойств.

Ключевые слова: теплозащитные материалы, алюмосиликатные полые микросферы, теплопроводность, огнетеплостойкость.

The influence of aluminosilicate hollow microspheres (AHM) on efficiency of elastomeric heat-protection materials on the base of ethylene-propylene rubber is considered. It is determined, that introduction of AHM even in small quantities decreases density and heat conductivity of a composite material at saving of its physical and mechanical properties.

Keywords: heat-protection materials, aluminosilicate hollow microspheres, heat conductivity, fire and heat resistance.

Изделия из эластомерных композиций (ЭК) применяются в нефтедобывающей, ракетной, авиационной и морской технике, в том числе, для конструкций специального назначения, работающих при экстремальных температурах. Эластомерные теплозащитные покрытия (ТЗП) широко используют в качестве теплоизоляторов в различных изделиях машиностроения. В авиационных двигателях для снижения веса, расхода топлива и вредных веществ в отработавших газах применяют композиционные полимерные материалы с пониженной теплопроводностью и плотностью [1]. Для создания огнетеплостойких ЭК используют различные системы антипиренов с добавками, основным недостатком которых является токсичность. Для повышения эффективности композиционных материалов можно дополнительно использовать минеральные наполнители, например, перлит и карбид кремния [2-8].

Часто в составы огнезащитных покрытий [9], высокопрочных легких бетонов [10] и теплоизоляционной керамики [11] входят алюмосиликатные полые микросферы (АПМ).

Цель настоящей работы — исследование эффективности применения $A\Pi M$ в огнетеплостойких $\Im K$.

В качестве эластомерной основы выбрали этиленпропилендиеновый каучук с серной вулканизу-

ющей группой [12, 13], в которой микросферы распределяются равномерно без образования агломератов (рис. 1). Кроме того, микросферы в данном ЭК не оказывают существенного влияния на кинетику вулканизации.

Было установлено, что прочность ЭK, содержащих микросферы, выше прочности образцов без АПМ на $16 \div 25$ % (таблица). При этом с увеличением содержания АПМ не наблюдается снижения когезионной прочности ЭK.

Огнетеплостойкость образцов оценивали по времени нагревания необогреваемой стороны образца до 100 °C воздействием на него открытого пламени плазматрона.

Было установлено, что ведение в ЭК $1\div5~\%$ по массе АПМ увеличивает время нагревания образцов до температуры $100~^{\circ}$ С на 40~% (см. таблицу), при этом масса образца снижается на $18\div36~\%$.

Повышение огнетеплостойкости полимерных материалов с микросферами можно объяснить тем, что оболочки микросфер затрудняют непосредственный контакт полимерной матрицы с воздухом.

При введении в полимер микросфер образуется продольная слоистая структура в виде пленок, разделенных тончайшими воздушными зазорами, т. е. формируется эластичное многослойное лабиринтное теплоотражающее покрытие (рис. 2).

Диаметры микросфер находятся в диапазоне $20 \div 100$ мкм, что соразмерно с длиной волны теплового инфракрасного излучения, это и обеспечивает его максимальное поглощение микросферами. Толщина стенок микросфер $1 \div 10$ мкм обеспечивает необходимую прочность материала, минимизи-

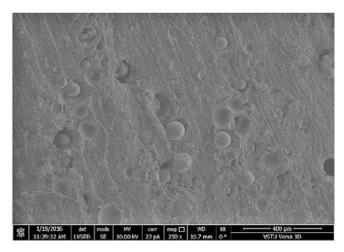


Рис. 1. Микросферы в эластомерной композиции

Значения эксплуатационных показателей ТЗМ разного состава

Материал	Количество АПМ, % мас.	f_p , МПа	ε _{οτ} , %	ε _{oc} , %	ρ, κτ/m ³	<i>P</i> , Н/см	<i>t</i> ₁₀₀ , c	Δm, %	$v_{\rm д}$, 10^{-3} mm/c	<i>l</i> , Вт/(м · K)
ТЗМ без АПМ	_	8,8	630	20	1060	8,36	120	28,78	12,3	0,2292
ТЗМ с АПМ	1 2 5	14 12,1 10,9	650 530 500	28 20 16	1025 1014 1006	8,38 8,36 8,36	270 280 320	17,87 17,15 15,38	5,9 4,6 3,3	0,1734 0,1688 0,1632

 Π р и м е ч а н и е: f_p — условная прочность при растяжении; $\epsilon_{\rm ot}$ — относительное удлинение при разрыве; $\epsilon_{\rm oc}$ — относительное остаточное удлинение после разрыва; ρ — плотность; P — прочность связи при расслоении; t_{100} — время нагревания необогреваемой поверхности образца до 100 °C; Δm — потеря массы образца при высокотемпературном испытании; $v_{\rm d}$ — скорость деструкции; l — теплопроводность.

руя повреждения микросфер при изготовлении резиновой смеси и вулканизации.

Для снижения теплопроводности конструкционно-теплоизоляционных материалов следует уменьшать размер пор, использовать материалы с каркасом пониженной теплопроводности (матрица), обеспечивать равномерное распределение пор не-

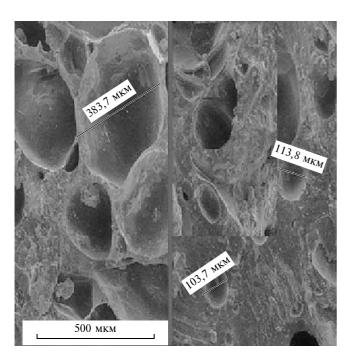


Рис. 2. Поры в предпиролизном слое

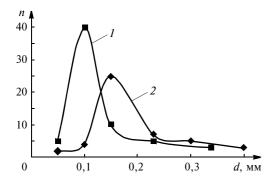


Рис. 3. Распределения пор по диаметрам d в материалах с АПМ (1) и без добавок (2) (n — число пор в образце ТЗМ)

сферической формы с учетом направления поступающей теплоты. Необходимый эффект можно получить даже при малом количестве микросфер в составе ТЗП.

На рис. 3 представлены распределения получаемых пор по диаметрам в материале с AПМ и без добавок.

Свойства создаваемого материала значительно зависят от толщины межпоровой перегородки, величина которой складывается из толщин стенок двух соседних микросфер и полимерной прослойки между ними. Толщина стенки микросферы постоянная. Уменьшая толщину прослойки связующего, можно снизить плотность получаемого материала и уменьшить размер пор в материале увеличением их количества. При этом есть вероятность, что это не снизит прочность материала, поскольку его структура будет близка к оптимальной структуре.

Таким образом, исследования показали, что введение алюмосиликатных полых микросфер в ЭК повышает их огнетеплостойкость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Zaikov G. E., Kalugina E. V., Gumargalieva K. Z.** Fundamental regularities of thermal oxidation of heat-resistant heterochain polymers Thermal Stability of Engineering Heterochain Thermoresistant Polymers. Boston: Utrecht, 2004. 280 p.
- 2. **Огнезащитные** вспучивающиеся покрытия на основе перхлорвиниловой смолы для стеклопластик / М. С. Лобанова, В. Ф. Каблов, Н. А. Кейбал и др. // Изв. ЮФУ. Технические науки. 2013. № 5 (145). С. 207—210.
- 3. **Основные** способы и механизмы повышения огнетеплозащитной стойкости материалов / В. Ф. Каблов, О. М. Новопольцева, В. Г. Кочетков, А. Г. Лапина // Известия ВолгГТУ. Сер. Химия и технология элементоорганических мономеров и полимерных материалов. 2016. \mathbb{N}_2 4 (183). С. 46—60.
- 4. **Investigation** of Heat-Resistant Polymeric Materials Containing Functional Fillers / V. F. Kablov, O. M. Novopoltceva, V. G. Kochetkov et al. // Journal of Characterization and Development of Novel Materials. 2015. Vol. 7. N. 4.
- 5. **Каблов В. Ф., Новопольцева О. М., Кочетков В. Г.** Влияние наполнителя перлит на теплостойкость резин на основе этиленпропилендиенового каучука // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 3. С. 444.

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, М. С. АНОСОВ, М. В. ЖЕЛОНКИН, А. А. ГОЛОВИН (Нижегородский ГТУ), e-mail: uru.40@mail.ru

Модели хрупкого разрушения металлических конструкций из низкоуглеродистых сталей при пониженных температурах¹

Исследован механизм хрупкого разрушения металлов при низких температурах. Показано, что температура вязко-хрупкого разрушения зависит от параметра кристаллической решетки металла, а хрупкое разрушение — от типа кристаллической решетки, электронной структуры и наличия примесей на границах зерен. Предложены пути повышения хрупкой прочности сталей при низких температурах.

Ключевые слова: низкоуглеродистая сталь, пониженная температура, хрупкое разрушение, параметр решетки, примесь.

The mechanism of brittle failure of metals at low temperatures is studied. It is shown, that temperature of viscous-brittle failure depends on crystalline lattice parameter of a metal, and brittle failure — on crystalline lattice type, electron structure and presence of admixtures at boundaries of grains. The ways of increasing of brittle strength of steels at low temperatures are suggested.

Keywords: low-carbon steel, low temperature, brittle failure, lattice parameter, admixture.

Низкоуглеродистые стали с ОЦК решеткой, обладающие высокой вязкостью, широко применяются при изготовлении деталей ответственных узлов транспортных средств и металлических конструкций, например, магистральных газо- и трубопрово-

дов, работающих при низких температурах [1—4]. Данные стали содержат углерод в α -феррите до 0,02 %, фосфор до 0,003 % и ряд других примесей. Если примесь углерода вызывает твердорастворное упрочнение α -феррита, то считается полезной. Применение низкоуглеродистых сталей при низких температурах обусловлено не только их высокой хладостойкостью, но и экономичностью.

Для определения прочностных свойств конструкционных материалов при низких температурах исследовали образцы из сталей 20, 45, 12X18H10T (коррозионностойкая) и титанового сплава BT8 на растяжение и ударную вязкость (KCV).

Испытывали образцы на растяжение при температурах от +20 до -100 °C. Для этого использовали специальную криокамеру с подачей жидкого азота на стенд с разрывным устройством Tinius Olsen H100KU (UK).

Установлено, что с понижением температуры пределы текучести сталей овышаются (рис. 1).

На рис. 2 представлены зависимости пластичности (относительное удлинение) металлов от температуры. Наибольшую пластичность в широком диапазоне температур имеют сталь 12X18H10T, титановый сплав BT8 и низкоуглеродистая сталь 20. При испытаниях на ударную вязкость данные материалы имеют и более низкую температуру вязкохрупкого перехода.

В работах [1—4] показано, что при длительной эксплуатации стальные конструкции, например мосты и магистральные трубопроводы, подвергаются деформационному старению. Хрупкое разрушение является основной причиной ограниченно-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 72)

- 6. **Исследование** влияния синергических систем антипиренов на огнетеплостойкость эластомерных композиций / В. Ф. Каблов, О. М. Новопольцева, В. Г. Кочетков и др. // Изв. ВолгГТУ. 2015. № 4 (159). С. 81—84.
- 7. Исследование влияния модифицированных алюмосиликатных наполнителей на огнестойкость эластомерных композиций / В. Ф. Каблов, О. М. Новопольцева, В. Г. Кочетков и др. // Изв. ВолгГТУ. 2015. № 4 (159). С. 82—84.
- 8. **Application** of micro-dispersed silicon carbide along with slurries as a functional filler in fire and heat resistant elastomer compositions / V. S. Lifanov, V. F. Kablov, S. V. Lapin et al. / Materials Science of Polymers. Plastics, Rubber, Blends and Composites / ed. by A. K. Haghi. Oakville (Canada): Apple Academic Press, 2015. Ch. 8. P. 139—143.
- 9. Пат. 2473504 Рос. Федерации: МПК С04В33/135. Сырьевая смесь для изготовления строительных изделий.

- 10. Иноземцев А. С., Королев Е. В. Особенности реологических свойств высокопрочных легких бетонов на полых микросферах // Вестник МГСУ. 2013. № 6. С. 100-108.
- 11. **Чернявский И. Я.** К вопросу о разработке технологии получения легковесной жаростойкой керамики на основе микросфер // Вестник Южно-Уральского ГУ. 2005. № 13 (53). С. 50—51.
- 12. **Каблов В. Ф., Кейбал Н. А.** Синтез и использование фосфорборазотсодержащих олигомеров для улучшения огнетеплозащитных и адгезионных свойств полимерных материалов // Изв. ВолгГТУ. 2015. № 7 (164). С. 139—148.
- 13. **Большой** справочник резинщика. Ч. 1. Каучуки и ингредиенты / Под ред. С. В. Резниченко, Ю. Л. Морозова. М.: Техинформ, 2012. 744 с.

¹ Работа выполнена в рамках гранта РНФ: "Разработка программного и аппаратного обеспечения для системы интеллектуальной диагностики состояния транспортных средств и конструкций в условиях Арктики при удаленном доступе".

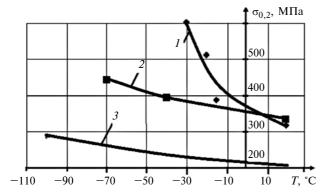


Рис. 1. Зависимости пределов текучести $\sigma_{0,2}$ сталей 45 (1), 20 (2) и 12X18Н9Т (3) от температуры T

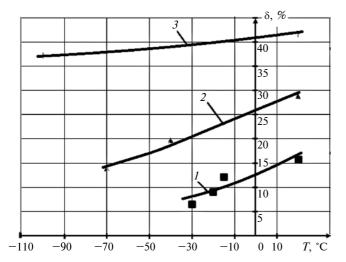


Рис. 2. Зависимости относительных удлинений δ сталей 45 (1), 20 (2) и 12X18Н9Т (3) от температуры T

го использования материалов при низких температурах, их ресурс составляет не более 25—30 лет.

Считается, что при низких температурах [6] хладноломкость обусловлена резким повышением напряжения течения (см. рис. 1).

Исследованиями [1] установлено, что углерод из пересыщенного твердого раствора кристаллической решетки переходит на границы зерен, формируя там соединения углерода с железом и ослабляя их прочность. Данная модель хрупкого разрушения низкоуглеродистых сталей при низких температурах была использована и в работах [2, 3], в которых показано, что при низких температурах в процессе старения в зернах феррита и на границах зерен феррита формируется грубая сетчатая мезоструктура. В работе [4] установлено, что после длительной эксплуатации магистральных труб параметр решетки α -феррита снижается с 2,8675 до 2,8664 нм, что свидетельствует о выходе углерода из твердого раствора.

В связи со сложностью исследований разрушения металлов при низких температурах, требующих дорогостоящего оборудования, в частности, специ-

альных климатических камер, а также из-за сложностей исследования дислокационной структуры, формирующейся при низкой температуре, для определения основных параметров низкоуглеродистых сталей целесообразно применять квантово-механическое моделирование, которое необходимо и для исследования механизмов их разрушения, а также при поиске путей повышения их прочности при длительной эксплуатации в суровых климатических условиях.

Методами теории функционала плотности и псевдопотенциала была исследована реакция границы зерен ферромагнитного феррита с примесью углерода на механические воздействия — разрыв границы и сдвиг зерен относительно друг друга [5]. Исследование проводили в рамках теории функционала плотности и метода псевдопотенциалов с помощью программного пакета FHI96md (spin). Псевдопотенциалы конструировали с использованием пакета FHI96pp и тестировали на отсутствие нефизических состояний (ghost states) и корректность описания объемных свойств.

В работе [5] приведена схема границы между двумя кристаллитами α-феррита и расположения примесных атомов. Полученные значения показателей α-феррита (прочность границ на разрыв, относительное удлинение) близки к экспериментальным значениям [7].

Расчеты показали [5], что углерод повышает прочность на разрыв границ зерен чистого железа, но снижает относительное удлинение. Поэтому были проведены дополнительные квантово-механические расчеты для выяснения причин повышения предела прочности сталей при статических испытаниях и предела текучести (см. рис. 1), а также снижения пластичности (относительное удлинение) (см. рис. 2) при снижении температуры.

В современных высокопроизводительных системах все чаще используют гибридные системы, включающие в себя графические ускорители — графическое процессорное устройство (ГПУ). В данных исследованиях также использовали ГПУ для ускорения вычислений и моделирования равновесного состояния материалов при разных температурах и давлениях. Использовали такие средства программирования, как CUDA и OpenCL, предназначенные для создания и выполнения программ, не связанных с обработкой изображений. Гибридные системы на основе ГПУ обеспечивают быстродействие, в десятки и сотни раз превышающее быстродействие систем с традиционными центральными процессорными устройствами (ЦПУ). Однако создание программ, использующих вычислительные возможности ГПУ, — трудоемкий процесс, требующий учета специфики аппаратной архитектуры, без которого производительность на конкретной задаче может оказаться существенно меньше теоретического предела для данного устройства.

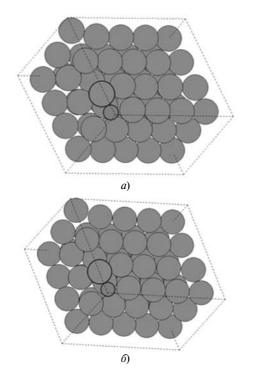


Рис. 3. Ячейки железа с примесью углерода (59 атомов железа на один атом углерода) при T=0 (a) и 240 К (б)

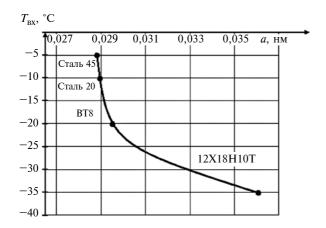


Рис. 4. Зависимость изменения темературы $T_{\rm BX}$ вязко-хрупкого перехода от параметра a кристаллической решетки

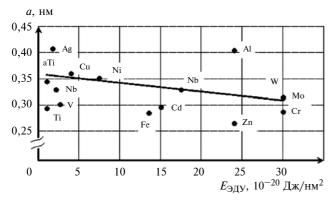


Рис. 5. Аппроксимирующая зависимость параметра a кристаллической решетки от энергии $E_{\rm ЭДУ}$ дефекта упаковки для чистых металлов

Программный код СР2К и Quantum Espresso показывают высокую эффективность параллельного применения и обладают устойчивой сходимостью. В частности, код СР2К может работать на многих узлах, которые могут иметь или не иметь GPU. Используя его, можно добиться значительного ускорения: для некоторых операций — в 15—20 раз, для полного набора операций типичного расчета в рамках аb-initio молекулярной динамики — в 8—10 раз. Поэтому в данном исследовании использовали метод функционала электронной плотности, который реализован в программном обеспечении СР2К и Quantum Espresso. Изучали изменение параметра кристаллической решетки железа при температурах 0 и 240 К.

Оптимизированная ортонормированная ячейка железа с примесью углерода при температуре T=0 K представлена на рис. 3, a, a при температуре T = 240 K — на рис. 3, б. Расстояния после оптимизации между выделенными атомами Fe и C при температурах 0 и 240 К соответственно составили 19,25 и 19,50 нм, а между соседними атомами Fe и Fe — 28,43 и 28,51 нм. Параметр кристаллической решетки чистого железа без примеси составил a = 28,66 нм [7], следовательно, при снижении температуры параметр кристаллической решетки уменьшился. Таким образом, при снижении температуры изменяются межатомные расстояния в системе Fe—С и уменьшается параметр а решетки вследствие выхода углерода из кристаллической решетки на границы зерен, что способствует их упрочнению. В результате пределы текучести и прочности на разрыв повышаются, предел удлинения железа (см. рис. 1, 2) и параметр a уменьшаются.

При исследовании хладостойкости данных материалов рентгеноструктурным анализом установлена зависимость температуры $T_{\rm BX}$ вязко-хрупкого перехода от параметра a кристаллической решетки (рис. 4): чем выше параметр a, тем выше температура $T_{\rm BX}$.

В работе [8] установлено, что металлы с ОЦК решеткой, склонные к хладноломкости, имеют, как правило, более низкий параметр кристаллической решетки, чем пластичные материалы. Это объясняет более низкую сопротивляемость хрупкому разрушению тугоплавких металлов с ОЦК решеткой. Определим физический аспект этой связи.

На рис. 5 приведена зависимость параметра a от энергии дефекта упаковки (ЭДУ) чистых металлов, построенная по справочным данным [9], анализ которой показал, что влияние параметра a на хрупкую прочность металлов связано с подвижностью дислокации, их способностью образовывать субструктуры с разной устойчивостью. С увеличением параметра a ЭДУ уменьшается. Тугоплавкие металлы с ОЦК решеткой имеют более низкий параметр a и более высокую ЭДУ (см. рис. 5).

Известно [6, 10], что в зависимости от состава сплава, ЭДУ упаковки, деформации и температуры формируются разные дислокационные субструктуры, исследования которых показали, что при умеренных деформациях возникают неразориентированные субструктуры, а при больших — разориентированные, что может привести к образованию микротрещины.

Наряду со структурами с непрерывными разориентировками, присутствуют и структуры с дискретными разориентировками, вводимыми непрерывными и оборванными границами разной степени совершенства. При хрупком разрушении влияние и температурно-временные параметры каждого из факторов — условия деформации, ЭДУ, фазовый состав и пр., определяющих характер дислокационной структуры, могут быть разными.

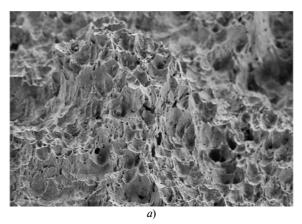
В металлах с ГЦК решеткой снижение ЭДУ затрудняет поперечное скольжение и движение дислокаций, в металлах с ОЦК решеткой ЭДУ снижает и подвижность винтовых дислокаций в плоскости первичного скольжения. Таким образом, влияние структуры обусловлено зависимостью от ЭДУ. При снижении ЭДУ затрудняется поперечное скольжение, снижается критическая деформация, необходимая для начала динамической рекристаллизации и возврата дислокационных субструктур [6].

При повышении ЭДУ затрудняется расщепление дислокаций, уменьшается ширина полосы дефекта упаковки между частичными дислокациями, что облегчает поперечное скольжение винтовых дислокаций: чем больше ЭДУ, тем легче образуется перетяжка перед переходом в новую плоскость, тем раньше (по значениям напряжения и деформации) начинается интенсивное поперечное скольжение, дислокации легче обходят барьеры. В результате сокращается этап легкого скольжения, и пластическое течение осуществляется в основном в условиях интенсивно развитого поперечного скольжения дислокаций.

В исходной структуре трубных сталей плотность дислокаций составляет 10^9 см $^{-2}$ [2]. После эксплуатации она уменьшается на порядок. Известно, что α -феррит отличается высокой ЭДУ и низкой подвижностью дислокаций [10].

В работе [6] рассмотрена связь ЭДУ с электронной составляющей теплоемкости. Чем выше энергия дефекта упаковки, тем ниже электронная составляющая теплоемкости, что согласуется с полученной аналогичной зависимостью между ЭДУ чистых металлов и их теплопроводностью: чем выше теплопроводность, тем выше ЭДУ металла.

Из физики твердого тела известно [13], что теплоемкость металла складывается из теплоемкости кристаллической решетки и теплоемкости электронного газа. При низких температурах решеточная часть теплоемкости уменьшает электронную теп-



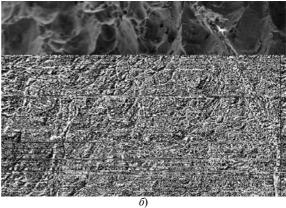


Рис. 6. Фрактограммы поверхностей разрушения стали 12X18Н9Т при T=+20~(a) и $-100~^{\circ}\mathrm{C}~(\delta)$

лоемкость, которую определяет тепловое движение электронов.

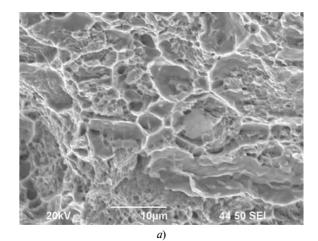
Как показали исследования, в коррозионностойких сталях с ГЦК решеткой, имеющих более низкую ЭДУ, при деформации в условиях растяжения реализуется преимущественно вязкое разрушение (см. рис. 5) в широком диапазоне температур, включая низкие (до T = -100 °C).

На рис. 6 представлены фрактограммы поверхностей разрушения стали 12X18H9T при растяжении, анализ которых показал, что разрушение стали 12X18H9T с ГЦК решеткой при нормальной температуре носит вязкий (ямочный) характер (см. рис. 5, a), с понижением температуры размеры ямок уменьшаются и наблюдаются двойные деформации (см. рис. 5, δ).

Аналогичное разрушение имеет место и при растяжении исследуемых сталей с ОЦК решетками. На рис. 7 представлены фрактограммы разрушения стали 20.

Для правильного выбора материала при изготовлении деталей ответственных узлов транспортных средств и других стальных конструкций, эксплуатируемых при низких температурах, необходимо знать температуру вязко-хрупкого перехода.

В металлах с ГЦК решеткой подвижность дислокаций выше [6], а параметр a больше (см. рис. 5),



and the set

Рис. 7. Фрактограммы поверхностей разрушения стали 20 при T=+20 (a) и -30 °C (б)

чем в металлах с ОЦК решеткой. Поэтому металлы с ОЦК решеткой при низких температурах склонны к хрупкому разрушению. На формирование дислокационной структуры в ОЦК металлах оказывает влияние и электронная структура, и электронная составляющая теплоемкости [6].

При низкотемпературной деформации важен механизм снижения подвижности дислокаций. В работе [11] показано, что если при высоких температурах с ростом температуры преобладает фоновое торможение дислокаций, то при низких температурах торможение дислокаций связано с электронной составляющей теплопроводности и теплоемкости. Для чистых металлов была установлена связь теплопроводности с ЭДУ.

Снижение пластичности сталей и температуры вязко-хрупкого перехода при снижении температуры обусловлено изменением механизма торможения дислокаций и их подвижности, которая зависит от ЭДУ, параметра решетки и электронной структуры металла, а также от легирующих химических элементов и примесей.

Легирование феррита повышает его прочностные свойства [7]. Анализом результатов экспери-

ментальных исследований влияния легирования α -феррита разными химическими элементами на прочностные свойства выявлены связи их растворимости в α -феррите с параметром a кристаллической решетки и пластичностью.

Все химические элементы, растворяющиеся в феррите, изменяют параметр *а* решетки феррита: чем больше разница атомных радиусов железа и легирующего химического элемента, тем больше изменяется параметр *а*. Если химический элемент имеет атомный радиус меньше атомного радиуса железа, то параметр *а* уменьшается, если больше — увеличивается.

На рис. 8 приведена зависимость атомного радиуса элементов от ЭДУ: чем больше атомный радиус химического элемента, тем больше ЭДУ. Таким образом, при легировании феррита изменяется не только параметр a решетки, но и ЭДУ. Так, хром и титан увеличивают параметр a решетки и способствуют повышению пластичности α -феррита.

Легирующие химические элементы α -феррита растворяются в результате замещения в узлах решетки атомов железа [7]. При этом происходит локальное увеличение упругой энергии решетки α -феррита [6]. Совокупность множества локальных эффектов увеличивает внутреннюю энергию всей структуры, одновременно повышается и энтропия. При определенной концентрации легирующих химических элементов внутренняя энергия повышается, а свободная энергия кристалла уменьшается. Данное изменение параметра α решетки соответствует уменьшению перекрытия электронных оболочек.

В работах [1, 4] отмечается, что движущей силой, влияющей на выход углерода из решетки феррита, является пресыщение твердого раствора в α -феррите. Возникает вопрос, что влияет на уменьшение расстояния между атомами железа и углерода, уход углерода из кристаллической решетки α -феррита, а также на параметр кристаллической решетки железа при низких температурах (см. рис. 3).

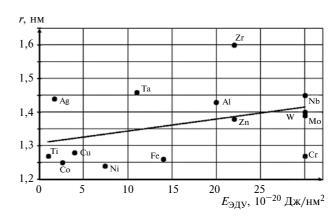


Рис. 8. Зависимость атомного радиуса r элементов от энергии $E_{\ni \text{ДУ}}$

Рассмотрим это с позиций квантового подхода к прочности твердых тел.

Температура твердого тела обусловлена движением атомов [13]. Тогда при низких температурах и тем более при абсолютном нуле (T = -273,15 °C) атомы должны находиться в полном покое. Однако из-за квантовых эффектов [14] этого не наблюдается. В частности, вследствие нулевых колебаний, которые есть даже в вакууме, и туннельного эффекта атомам углерода в результате флуктуаций обеспечивается преодоление энергетических барьеров и при низких температурах. Поэтому выход углерода при низких температурах в результате диффузии из кристаллической решетки на границы зерен следует связывать с квантово-термофлуктуационным явлением. Это обусловливает также уменьшение параметра а решетки и снижение хрупкой прочности ввиду уменьшения подвижности дислокаций и краевых компонент.

Как указывалось выше, на хладостойкость материалов и температуру вязко-хрупкого перехода большое влияние оказывает тип кристаллической решетки и число плоскостей скольжения. В частности, материалы с ГЦК (коррозионностойкие стали) и ГПУ (титановые сплавы) решетками, как показали исследования, имеют большую сопротивляемость к хрупкому разрушению при низких температурах. Это связано с числом плоскостей скольжения и меньшей растворимостью в них примесей внедрения по сравнению с металлами с ОЦК решеткой, а также с наличием в ОЦК металлах ковалентной связи [6]. Установлена хорошая корреляция между растворимостью примесей и плотностью электронных состояний на уровне Ферми. Это свойство сохраняется и в сплавах.

На растворимость примесей в металлах влияет и тип кристаллической решетки, и электронная структура [6]. В ОЦК металлах октаэдрические поры больше, чем в металлах с ГЦК и ГПУ решетками. Поэтому в ОЦК металлах с ГЦК и ГПУ решетками. При растворении примесей в переходных металлах от атомов внедрения к атомам металла переходит часть электронов, что изменяет в них электропроводность. Примеси в твердых растворах являются донорами электронов. Поэтому можно полагать, что хладостойкость материалов на основе α-феррита будет определяться их структурным состоянием и наличием примесей на границах зерен.

На основании квантово-механических расчетов в работе [5] показано, что наличие фосфора на границах зерен железа в 2,6 раза снижает их прочность на разрыв, обусловливая низкоэнергоемкое хрупкое межзеренное разрушение.

В работе [12] оценивали потенциал взаимодействия атома углерода с α-ферритом. Получены значения переноса заряда от атома углерода к двум бли-

жайшим и четырем следующим соседним атомам железа, которые составили соответственно 0,4 и 0,5 от размера электрона. В результате электропроводность и электронная составляющей теплоемкости в локальных объемах должны повыситься. Совокупность множества локальных эффектов увеличит параметры во всей структуре, при этом изменятся параметр а и ЭДУ.

В работе [6] отмечено, что снижение сопротивляемости хрупкому разрушению с уменьшением параметра a следует рассматривать в связи с перекрытием электронных оболочек в зависимости от параметра решетки и возникающей при этом энергии обменного взаимодействия, которая определяет гемеополярную компоненту межатомной связи. Как уже отмечалось, важным при рассмотрении данного аспекта является установление связи параметра a с ЭДУ.

Анализ данных, полученных в работе [6], позволил на примере железа разработать модель хрупкого разрушения металлов с ОЦК решеткой при взаимодействии его с углеродом. Влияние примесей на хрупкую прочность объясняется тем, что при растворении примесей внедрения (углерода, фосфора, кремния и т. д.) в железе в процессе выплавки стали их валентные связи разрушаются, примеси ионизируются [14], валентные электроны коллективизируются, примеси переходят в металлическое состояние и образуют металлические связи. При этом атом примеси внедрения, занимающий октапору, попадает в область перекрытия р-орбиталей p^6 -оболочек металла и превращает связь Ме-Ме в более прочную связь, т. е. в Ме-Х-Ме. В α-феррите, имеющем электронную конфигурацию $3p^63d^6-4s^2$ [14], при внедрении углерода валентные 2s-, 2p-орбитали перекрываются по двум направлениям (100) и по четырем направлениям (110) с внешними *s*-оболочками шести атомов металла. При этом атом углерода, располагаясь в области перекрытия связи p^6 -оболочек железа, усиливает ковалентную связь. Также он может образовывать и гибридные металлические связи sp^3 . В результате внедрения углерода в октапору происходит локальное повышение электронной концентрации вследствие коллективизации всех валентных электронов углерода и перехода части из них в зону проводимости. В свою очередь рост электронной составляющей теплоемкости [6] будет уменьшать ЭДУ, снижать расщепление и подвижность дислокаций.

Высокая хладостойкость коррозионно-стойкой стали (см. рис. 5), т. е. сопротивляемость к хрупкому разрушению при низких температурах, связана со способностью к деформационному упрочнению, в том числе и с образованием при деформации дисперсных частиц, когерентно связанных с матрицей и являющихся барьером для перемещения дисло-

каций [10]. В этой связи важным резервом повышения хладноломкости конструкций из низкоуглеродистых сталей является дисперсное упрочнение металлов с ОЦК решеткой.

Одним из решений данной задачи является деформационное старение [6], обеспечивающее дисперсное упрочнение металлов, обусловленное взаимодействием движущихся дислокаций с внедренными атомами примесей (углерода, азота) с образованием нитридов и карбидов. Высокая энергия $(8,0109 \div 16,022) \cdot 10^{-20}$ Дж связи атомов примесей с дислокациями в металлах с ОЦК решеткой обусловливает образование скоплений из примесей [6]. Их образование возможно и при низких температурах, так как достаточно лишь смещение примесных атомов в пределах элементарной ячейки.

Согласно данным работы [6], одним из направлений деформационного старения является создание субструктуры в поверхностных слоях при термомеханической обработке, что обеспечивает сегрегацию примесей на границы между зернами. Данная структура уменьшает подвижность дислокаций и возможность протекания полигонизационных процессов. При низких температурах замедляется диффузия точечных дефектов вдоль дислокаций, а следовательно, и скорость передвижения краевых компонент.

Для дисперсного упрочнения с целью повышения хладноломкости металлов с ОЦК решеткой можно вводить на границы зерен карбидообразующие химические элементы [6]. Последующая деформация прокаткой образцов с дополнительным отжигом обеспечивает формирование на границах зерен дисперсных частиц. При этом параметр *а* решетки может изменяться в результате выхода химических элементов внедрения из твердого раствора.

В работах [2, 3] сделано предположение о повышении хладостойкости низкоуглеродистых трубных сталей созданием направленной текстуры и подавлением ковалентных связей в планарной подсистеме металлов с ОЦК решеткой в результате введения химических элементов с ГЦК решеткой. Как показывают квантово-механические расчеты, введение титана с ГПУ решеткой на границы зерен α -феррита повышает пластичность границ зерен (таблица), что подтверждает предположение, приведенное в работе [2].

Дисперсное упрочнение металлов с ОЦК решеткой и, в частности, малоуглеродистых сталей

Значения пределов прочности σ_{B} и относительного удлинения δ при разрыве границы зерен

Показатель	Примесь (химический элемент)							
Показатель	Ti N		С	TiN	TiC	Fe		
σ _B , ΜΠα δ, %	16 16	15 8	27 1	14 12	18 14	18 9		

наиболее эффективно осуществлять оптимизацией вида дисперсных фаз квантово-механическим моделированием. При выборе упрочняющей фазы необходимо учитывать ряд факторов: когерентность частиц второй фазы с матрицей; близость их коэффициентов термического расширения и т. д. [6]. При этом важно, чтобы при дисперсном упрочнении малоуглеродистых сталей достигались и эффект упрочнения, и повышение пластичности основы (матрицы), что увеличить и хладостойкость. В данном случае при выборе оптимальной упрочняющей дисперсной фазы квантово-механическое моделирование обеспечивает минимальные затраты.

В таблице приведены результаты квантово-механических расчетов предела прочности и предела удлинения при введении на границы зерен углерода, азота, а также нитридов и карбидов титана. Видно, что углерод в большей степени увеличивает прочность на разрыв границ зерен Fe—Fe и уменьшает их пластичность. Атомы азота повышают пластичность границ зерен. Нитриды и карбиды титана меньше углерода упрочняют границы зерен железа, но в большей степени повышают пластичность. Особенно эффективно введение на границы зерен частиц чистого титана. Это обеспечивает упрочнение границ зерен и повышение их пластичности. Титан — карбидообразующий химический элемент, поэтому при диффузии углерода на границы зерен он укрепляет их при сохранении пластичности.

Квантово-механические расчеты (см. таблицу) показали, что введение углерода, который блокирует дислокации и образует дисперсные выделения на границах зерен α -феррита, упрочняет их, препятствуя зернограничной деформации при передаче от зерна к зерну, в результат чего образуются новые дислокации и снижается пластичность железосодержащих материалов.

В настоящее время хрупкое разрушение стальных конструкций и труб магистральных трубопроводов из низкоуглеродистых сталей связывают с деформационным старением [1—4] и только как результат выхода углерода из решетки на границы зерен с образованием карбидов железа, что вызывает образование очагов хрупкого разрушения. Роль другой активной примеси — азота — в работах [1—4] не рассматривалась.

Упрочнение границ зерен при низких температурах, возможно, связано с блокированием примесями дислокаций, поэтому новые дислокации не образуются. Упрочнение границ зерен сеткой карбидов железа, образующихся при движении углерода на границы зерен в результате флуктуации энергии и туннельного эффекта при низких температурах, также маловероятно. По-видимому, если они и образуются, то должны иметь наноструктурные размеры, т. е. менее 100 нм. Именно это и объясняет упрочнения границ зерен железа в ре-

зультате диффузии на них углерода из твердого раствора решетки. Образование сетки карбидов железа (мезоструктуры) на границах зерен α -феррита [3], резко снижающих предел прочности углеродистых сталей, возможно лишь при высоком содержании углерода в сталях и при определенных температурах [7].

В работе [3] отмечено также образование крупных карбидов в зернах феррита и мелких на границах зерен, что подтверждает настоящее исследование. Механизм формирования крупных карбидов в α-феррите в работе [3] не рассматривался. А это очень важный момент в структурных изменениях, протекающих при низких температурах при старении сталей. Выше уже указывалась возможность тунелирования атомов углерода вследствие квантового эффекта. Тунелирование дислокаций при низких температурах и в пределах зерен, и на границах затруднено. Однако в работе [3] отмечено снижение плотности дислокаций при эксплуатации газои нефтепроводов. Данный факт требует дополнительных исследований.

Квантово-механические расчеты (см. таблица) показали, что введение углерода, способного на дислокациях образовывать дисперсные выделения на границах зерен α -феррита, упрочняет их и, препятствуя зернограничной деформации при передачи ее от зерна к зерну, будет снижать пластичность железосодержащих материалов.

Атомы азота в низкоуглеродистых сталях, повидимому, играют роль конкурирующей примеси, так как в отличие от углерода повышают пластичность границ зерен (см. таблицу). Поэтому следует разрабатывать методы конкурентного оттеснения вредной примеси с границ зерен в твердый раствор, снижая ее влияние до минимума с целью повышения хладостойкости стали.

Исследования [6] показывают, что примеси, сегрегируя на границы зерен, вызывают межзеренное хрупкое разрушение. Металлы с ОЦК решеткой, склонные к сегрегации примесей внедрения на границы зерен, даже при низком содержании способны снизить температуру вязко-хрупкого перехода [6]. Влияние их на прочность границ зерен связывают со снижением поверхностной энергии железа. В этой связи фосфор является очень опасной примесью даже при малом содержании в низкоуглеродистых сталях, снижая прочность границ зерен чистого феррита в 2,6 раза (см. таблицу).

Заметим, что в исследованиях [1—4] рассматривалась модель, согласно которой углерод выходит из твердого раствора на границы зерен с образованием там хрупкой фазы в виде карбидов железа, и не учитывалась не только такая активная примесь, как азот, но и роль фосфора, который существенно снижает прочность границ зерен (см. таблицу). Из всех примесей внедрения азот обладает большей

растворимостью в металлах с ОЦК решеткой по сравнению с углеродом, однако она меньше растворимости водорода [6].

Таким образом, квантово-механические расчеты позволили уточнить механизм хрупкого разрушения стальных конструкций при низких температурах и предложить новые пути повышения их ресурса.

Исследования показывают, что параметр кристаллической решетки является хорошим индикатором склонности металлов к хрупкому разрушению. В частности, его можно использовать при выборе режима термообработки, обеспечивающего высокую хладноломкость, и при исследовании влияния легирующего химических элемента на хрупкую прочность металлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Нохрин А. В., Чувельдеев В. Н.** Старение сталей труб магистральных газопроводов // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2010. № 5. С. 171—180.
- 2. **О природе** низкотемпературной хрупкости сталей с ОЦК-структурой / В. Е. Панин, Л. С. Деревягина, И. М. Лемешев и др. // Физическая мезомеханика. 2013. № 6. С. 5-12.
- 3. **Научные** основы хладноломкости конструкционных сталей с ОЦК кристаллической решеткой и деградации их структуры при эксплуатации в условиях низких температур / В. Е. Панин, Л. С. Деревягина, А. С. Сыромятникова и др. // Физическая мезомеханика. 2016. № 2. С. 5—14.
- 4. **Филлипов Г. Д., Ливанова О. В.** Деградационные процессы и их влияние на трещиностойкость трубных сталей после длительной эксплуатации // Сб. тр. научно-практического семинара "Проблемы старения сталей магистральных трубопроводов". Под общей ред. Б. В. Будзуляка и А. Д. Седых. Н. Новгород: Университетская книга, 2006. 220 с.
- 5. **Механизмы** усталостного разрушения материалов при низких температурах / Ю. Г. Кабалдин, М. С. Аносов, Д. А. Шатагин и др. // Вестник машиностроения, 2017. № 7. С. 51—58.
- 6. **Трефилов В. И., Мильман Ю. В., Фирстов С. А.** Физические основы прочности тугоплавких металлов. Киев: Наукова думка, 1975. 316 с.
- 7. **Гуляев А. П.** Металловедение. М.: Металлургия, 1986. 544 с.
- 8. **Финкель В. М.** Физика разрушения. М.: Металлургия, 1970. 178 с.
- 9. Свойства элементов: Справочник. Ч. 1. Физические свойства. М.: Металлургия, 1976. 600 с.
- 10. **Берштейн М. Л.** Структура деформированных металлов. М.: Металлургия, 1977. 432 с.
- 11. Внутреннее трение и хрупко-вязкий переход конструкционных сталях / Б. К. Кандрашов, А. С. Нефагин, Г. Н. Ермолаев и др. // Письмо в ЖТФ. 2008. Т. 28. Вып. 18. С. 44-49.
- 12. **Гаврилюк В. Г.** Распределение углерода и легирующих элементов в сплавах на основе железа // Фазовые и структурные превращения и метастабильные состояния в металлах. Киев: Наукова думка, 1988. С. 51—72.
- 13. **Барсуков О. А., Ельяшевич М. А.** Основы атомной физики. М.: Научный мир, 2006. 648 с.
- 14. Григорович В. К. Металлическая связь и структура металлов. М.: Наука, 1988. 295 с.

Проблемы теории и практики резания материалов

УДК 621.92

С. А. ВОРОНОВ, д-р техн. наук, Ма Вэйдун (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: voronov@rfbr.ru

Влияние геометрических параметров абразивных зерен на силы резания

Приведены результаты моделирования внедрения в материал детали отдельного абразивного зерна шлифовального круга при заданных режимах резания. Исследованы формирование впадин и наплывов при врезании, остаточные напряжения в материале заготовки после прохождения отдельного зерна и влияние геометрии зерна на составляющие силы резания.

Ключевые слова: шлифование, абразивное зерно, МКЭ, сила резания, остаточные напряжения.

The results of modeling of indentation into a part material of a separate abrasive grain of a grinding wheel at specified cutting modes are presented. The formation of hollows and pile-ups at penetration, residual stresses in a billet material after passing of a separate grain and influence of grain geometry on components of cutting force are presented.

Keywords: grinding, abrasive grain, FEM, cutting force, residual stresses.

Шлифование — один из ключевых технологических процессов чистовой обработки при получении высокоточных деталей сложной формы с использованием абразивного инструмента шлифовального круга, зерна которого осуществляют микрорезание обрабатываемого материала и пластическое деформирование поверхности детали [1, 2]. При оптимальных режимах шлифование обеспечивает требуемую шероховатость поверхности и заданные прецизионные характеристики формы с точностью до микрометра [3].

При шлифовании инструмент контактирует с поверхностью заготовки при высокой скорости и высоком давлении. Сложность исследования процесса заключается в необходимости отслеживания многочисленных микроскопических режимов взаимодействия в зоне контакта круга и заготовки, в том числе скольжения,

царапания, резания отдельными абразивными зернами [4]. Анализ результатов шлифования зависит от возможности моделирования процесса удаления материала, рассматриваемого как сочетание наложенных процессов микрорезания отдельными зернами [5].

Любые незначительные изменения микроскопических взаимодействий могут привести к резкому изменению динамических характеристик в процессе шлифования. Чтобы исследовать эти изменения и лучше понять механизм микрорезания, необходимо смоделировать внедрение отдельных зерен и оценить силы микроскопических взаимодействий, что позволит оптимизировать задаваемые режимы шлифования [6].

Реальное абразивное зерно имеет неправильную форму, а его режущая кромка, как правило, представляет собой конус со скругленной вершиной. Примем допущение, что зерно можно смо-

делировать в виде конуса со сферической вершиной [6], геометрические параметры которого будут определять силы резания при обработке и форму обработанной поверхности.

В данной работе путем моделирования исследовали влияние конусных углов зерен на коэффициенты сил резания, проанализировали формирование впадин и наплывов после прохождения отдельного зерна, определили остаточные напряжения в материале заготовки.

В действительности при плоском шлифовании каждое зерно инструмента, врезаясь в материал, движется по траектории, близкой к окружности. Для упрощения траекторию зерна заменили линией из трех прямолинейных отрезков (рис. 1, размеры указаны в микрометрах). При движении зерна моделировали напряженно-деформированное состояние (НДС) материала заготовки, по которому далее определяли силы резания и остаточные напряжения. При выходе зерна из материала силы резания уменьшаются, поэтому для определения максимальных сил резания за проход этот этап моделирования не имеет значения и его можно не учитывать, что существенно сократит время расчета и позволит исследовать силы резания в процессе внедрения зерна.

Будем считать, что движение зерна задано кинематически и не зависит от взаимодействия инструмента и материала заготовки. Зерно внедряется в материал заготовки с постоянной скоростью резания (задавали скорость v = 5 m/c). На этапе 1 зерно внедряется в материал с толщиной срезаемого слоя, изменяю-

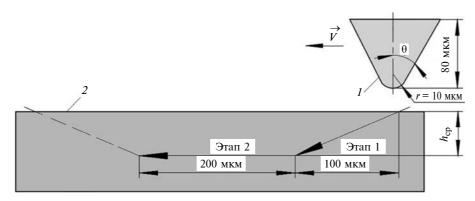


Рис. 1. Схема внедрения зерна 1 в поверхность заготовки 2

щейся линейно от 0 до $h_{\rm cp}$, и проходит в горизонтальном направлении 100 мкм (см. рис. 1). На этапе 2 зерно движется с постоянными скоростью и толщиной срезаемого слоя $h_{\rm cp}$ и проходит расстояние 200 мкм. Для определения коэффициентов сил резания моделирование повторяли при толщинах резания $h_{\rm cp} = 8$, 10, 12 и 14 мкм. Приняли, что зерно имеет форму конуса с углом вершины $\theta = 20^\circ$, 30° и 40° , радиусом скругления 10 мкм, высотой 80 мкм (см. рис. 1).

Поведение материала заготовки при деформировании за пределами упругости рассмотрим с помощью изотермической термоупругопластической модели с использованием уравнения состояния Джонсона — Кука. Модель связывает интенсивность напряжений со скоростью деформации, температурой и накопленными пластическими деформациями [7]:

$$\sigma = (A + B \bar{\epsilon}_{pl}^{n}) \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}}{\dot{\bar{\epsilon}}_{0}} \right) \right] \times \left[1 - \left(\frac{T - T_{ref}}{T_{melt} - T_{rof}} \right)^{m} \right],$$

где σ — эквивалентное напряжение; $\bar{\epsilon}_{pl}$ — эквивалентная пластическая деформация; $\dot{\bar{\epsilon}}$ — фактическая скорость деформации; $\dot{\bar{\epsilon}}_0 = 1,0 \text{ c}^{-1}$ — базовая эффективная скорость деформации; T_{ref} — базовая (нормальная) температу-

ра; T_{melt} — температура плавления материала; $A \approx \sigma_{\rm T}$ и B — коэффициенты, имеющие размерность напряжения ($\sigma_{\rm T}$ — предел текучести материала); n — показатель степени влияния пластической деформации; C — коэффициент влияния скорости деформации (безразмерный); m — коэффициент теплового размягчения (безразмерный).

Согласно модели Джонсона — Кука для стали Ті6АІ4V получили следующие коэффициенты [8]: A = 1098 МПа; B = 1092 МПа; n = 0.93; C = 0.014; m = 1.1.

При моделировании деформирования материала использовали модель суммирования накопленных повреждений:

$$D = \frac{1}{\varepsilon_f} \sum_{i} \Delta \varepsilon_p^i,$$

где $\Delta \varepsilon_p^i$ — приращение эффективной пластической деформации в конечном элементе на i-м шаге интегрирования по времени; ε_f — критическая накопленная деформация, определяемая в качестве критерия поврежденности материала по формуле

$$\varepsilon_{f} = \left[D_{1} + D_{2} \exp\left(D_{3} \frac{p}{\bar{\sigma}}\right) \right] \times \left[1 + D_{4} \ln\left(\frac{\dot{\bar{\varepsilon}}}{\dot{\bar{\varepsilon}}_{0}}\right) \right] \times \left[1 + D_{5} \left(\frac{T - T_{ref}}{T_{ref} - T_{ref}}\right) \right].$$

Здесь p — гидростатическое давление; $\bar{\sigma}$ — эквивалентное напряжение по Мизесу; $D_1 - D_5$ — параметры, показывающие влияния деформации, скорости деформации и температуры на повреждения материала [9, 10].

Для описания разрушения материала по Джонсону — Куку в пакете Abaqus по умолчанию использовали модель, согласно которой конечный элемент разрушается при D=1. Для стали Ti6Al4V получили следующие параметры модели [11]: $D_1=-0.09$; $D_2=0.27$; $D_3=0.48$; $D_4=0.014$; $D_5=3.87$.

Заготовка имела следующие механические, физические и тепловые параметры [12, 13]: плотность $\rho = 4430 \text{ кг/м}^3$; модуль Юнга E = 118 ГПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,349$; удельная теплоемкость $C_p = 526,3 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{C})$; теплопроводность $\lambda = 6,7 \text{ Bt/(м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Заготовку моделировали с помощью конечного четырехузлового линейного тетраэдрического элемента СЗD4. Зерно рассматривали как жесткое тело. Результаты моделирования внедрения отдельного зерна представлены на рис. 2—4 (рисунки 2 и 3 см. обложку).

На рис. 2, a показан след зерна ($\theta=30^\circ$, $h_{\rm cp}=12$ мкм) на плоской поверхности детали и положение плоскостей A, B, B, C, D, по которым измеряли конфигурацию сечения — наплыва и впадины. На рис. 2, D показано распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в продольном сечении заготовки.

На рис. З показано распределение эквивалентных напряжений по Мизесу и следы внедрения отдельного зерна с разной геометрией ($\theta=20^\circ$, 30° и 40°) в материал заготовки при толщине срезаемого слоя $h_{\rm cp}=10\,$ мкм. При внедрении зерна с большим углом θ имеют место более широкий след и большее эквивалентное напряжение. Анализ НДС после нагружения показал, что

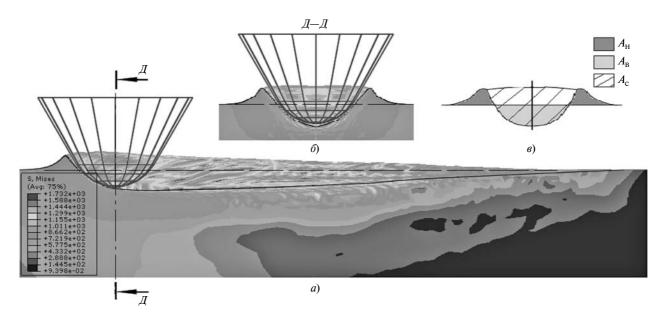


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в продольном сечении заготовки (a), в поперечном сечении $\mathcal{J}-\mathcal{J}$ (б), в поперечном сечении зон наплыва $A_{\rm H}$, впадины $A_{\rm B}$ и контакта $A_{\rm C}$ (s) при внедрении зерна с углои $\theta=30^\circ$ и $h_{\rm CD}=14$ мкм

наибольшие напряжения возникают в зоне контакта зерна и заготовки.

На рис. 4 показана схема расчета сечений наплыва, впадины и контакта зерна и материала в

поперечном сечении \mathcal{I} — \mathcal{I} после внедрения зерна ($\theta = 30^{\circ}$, $h_{\rm cp} = 14$ мкм).

При прохождении зерна с конусными углами $\theta=20^\circ, 30^\circ$ и 40° при $h_{\rm CD}=12$ мкм впадины расши-

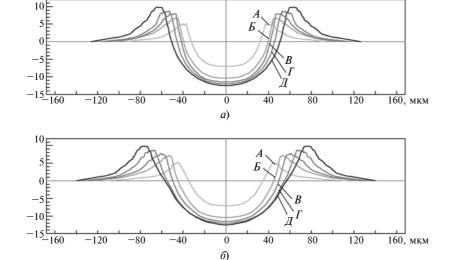
ряются, наплывы увеличиваются, пики наплывов сдвигаются вбок (рис. 5).

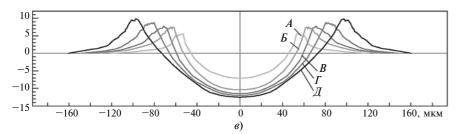
Измерения площадей сечений впадин ($A_{\rm B}$, мкм 2) и наплывов ($A_{\rm H}$, мкм 2) показали, что между ними существует практически линейная зависимость, что подтверждают графики на рис. 6. Измерения проводили в пяти сечениях при толщине срезаемого слоя $h_{\rm cp}=8,\ 10,\ 12$ и 14 мкм. Графики построены при углах зерна $\theta=20^\circ,\ 30^\circ$ и 40° по результатам аппроксимации. Получили зависимости:

$$A_{\rm H} = 0.6551 A_{\rm B} - 20.12$$

при $\theta = 20^{\circ}$;
 $A_{\rm H} = 0.6037 A_{\rm B} - 11.26$
при $\theta = 30^{\circ}$;
 $A_{\rm H} = 0.5327 A_{\rm B} - 4.17$
при $\theta = 40^{\circ}$.

На начальном участке в зоне малых площадей сечения впадины зависимость имеет нелинейный характер при $A_{\rm H}=0$ и $A_{\rm B}>0$, что объясняется наличием здесь скольжения инструмента при небольшом внедрении, поверхность заготовки упруго деформируется, формируется впадина, но наплы-





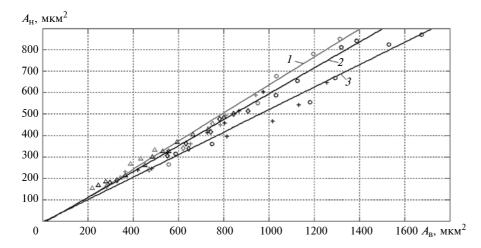


Рис. 6. Зависимости площади $A_{\rm H}$ сечения наплыва от площади $A_{\rm B}$ сечения впадины при внедрении зерна с углом $\theta=20^\circ$ (1), 30° (2) и 40° (3) и $h_{\rm cp}=8$ (Δ), 10 (\clubsuit), 12 (+) и 14 мкм (\Box)

ва еще нет, т. е. еще нет выраженного царапания и резания.

Большой интерес представляет анализ остаточных напряжений, возникающих в поверхностных слоях детали после прохождения инструмента, которые влияют на прочность, износостойкость, сопротивление коррозии и точность деталей при эксплуатации. Остаточные напряжения образуются при изготовлении деталей, что необходимо учитывать при проектировании технологических процессов с целью гарантии надежности работы деталей [14]. Остаточные напряжения рассчитывали в пакете Abaqus с использованием модели Джонсона — Кука, учитывающей физико-механическое поведение материала при внедрении зерна. На рис. 7 (см. обложку) показаны поля остаточных напряжений по осям X и Z, полученные при моделировании. Распределение остаточных напряжений $\sigma_{r}(S11)$ и $\sigma_{7}(S33)$ получено при внедрении зерна с углом $\theta = 20^{\circ}$ и $h_{\rm cp} = 10$ мкм. Основная зона остаточных напряжений располагается вблизи зоны резания. Напряжения σ_{χ} и σ_{z} имеют отрицательные значения ≈200÷300 МПа, кроме участков, расположенных рядом с центральной линией прохождения зерна. Растягивающие напряжения имеют место на поверхности впадины и обусловлены трением между зерном и заготовкой при внедрении. Их прерывистый характер объясняется тем, что конечно-элементное моделирование внедрения зерна в материал осуществляется дискретными шагами по времени, и каждому шагу соответствует равновесное состояние инструмента и заготовки.

На рис. 8 показано изменение рассчитанных сил резания в зависимости от положения зерна. На этапе 1 (см. рис. 1) зерно внедряется в заготовку, сила резания увеличивается. На этапе 2 зерно внедряется с постоянной толщиной $h_{\rm cp}$ срезаемого слоя, силы резания колеблются около стационарных значений, амплитуды которых увеличиваются при больших значениях $h_{\rm cp}$. Изменения амплитуд подобно увеличению площадей $A_{\rm B}$ и $A_{\rm H}$ на этапе 2 (см. сечения B, Γ , \mathcal{I}), при этом площадь $A_{\rm c}$ изменяется мало. Следовательно, можно предположить, что силы резания и площадь $A_{\rm c}$ поперечного сечения контакта пропорциональны между собой, т. е. силы резания зависят от объема материала под зерном.

На рис. 9 приведены зависимости силы резания от площади

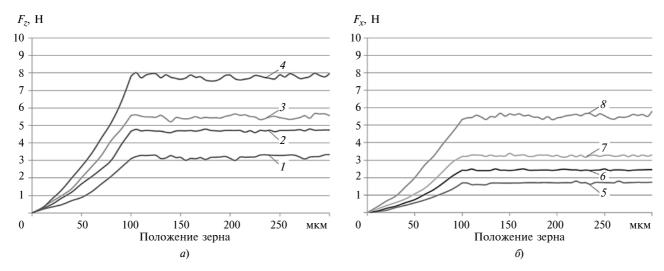


Рис. 8. Зависимости нормальной F_z (a) и касательной F_x (б) составляющих силы резания от положения зерна с углом $\theta=30^\circ$ при $h_{\rm cp}=8$ (1 и 5), 10 (2 и б), 12 (3 и 7) и 14 мкм (4 и 8)

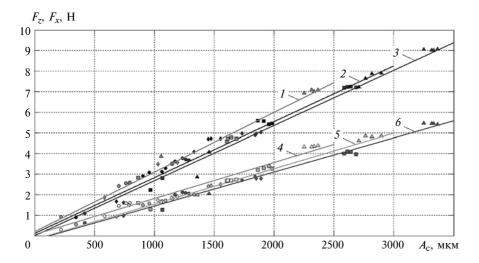


Рис. 9. Зависимости составляющих F_z и F_x силы резания от площади A_c поперечного сечения контакта зерна с углом $\theta=20^\circ$ (1 и 4), 30° (2 и 5) и 40° (3 и 6) и заготовки при толщине срезаемого слоя $h_{\rm cp}=8$ (\bigcirc), 10 (\spadesuit), 12 (\square) и 14 мкм (\triangle)

 $A_{\rm c}$ поперечного сечения контакта зерна и заготовки, которые имеют практически линейный характер. Это подтверждают значения $A_{\rm c}$ от сил резания при разных углах θ и толщинах $h_{\rm cp}$ срезаемого слоя.

На основании результатов моделирования процесса шлифования отдельным зерном можно рассчитать составляющие силы резания j-м зерном в зависимости от площади $A_{\rm c}$ по формулам:

$$F_{t,j} = K_{tc} \left(\frac{A_{c,j}}{A_0} + k_{te} \right);$$

$$F_{r,j} = K_{rc} \left(\frac{A_{c,j}}{A_0} + k_{re} \right),$$

где $F_{t,j}$ и $F_{r,j}$ — касательная и нормальная составляющие силы резания, действующие на j-е зерно;

 $A_{t,j}$ — площадь пятна контакта j-го зерна с материалом; K_{tc} и K_{rc} — коэффициенты пропорциональности; A_0 — полная площадь поперечного сечения j-го зерна; k_{te} и k_{re} — величины, имеющие размерность площади.

Сила резания и коэффициенты K_{tc} и K_{rc} для разных углов $\theta = 20^{\circ}, 30^{\circ}$ и 40° приведены в таблице. Видно, что эти параметры увеличиваются при больших углах θ , т. е. угол конуса зерна является важным параметром для расчета силы резания. Резание отдельным зерном, имеющим форму конуса, подобно резанию клином с притупленной кромкой. Угол в можно рассматривать как угол наклона. При увеличении угла θ коэффициенты K_{tc} и K_{rc} увеличиваются, что означает более трудное срезание материала заготовки зерном.

Помозкоти	Величина параметра при угле θ конуса зерна					
Параметр	20°	30°	40°			
A_0 , mkm ²	3400	4600	6000			
K_{te}	5,796	8,197	10,27			
k_{te}	0,02464	-0,008194	-0,02104			
K_{re}	10,13	12,49	16,08			
k_{re}	0,01986	0,008126	-0,006524			

Полученные результаты моделирования внедрения отдельного зерна инструмента в обрабатываемый материал при шлифовании плоских деталей можно использовать для расчетов при проектировании технологического процесса обработки и назначении ее режимов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Komanduri R.** Machining and Grinding: a Historical Review of the Classical Papers // Applied Mechanics Reviews. 1993. V. 46. P. 80—132.
- 2. **Malkin S., Guo C.** Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives // New York: Industrial Press, 2008.
- 3. **Rüttimann N., Roethlin M., Buhl S.** Simulation of Hexa-Octahedral Diamond Grain Cutting Tests Using the SPH Method, Procedia CIRP, Zürich, 2013. P. 322—327.
- 4. Воронов С. А., Киселев И. А., Ма В., Ширшов А. А. Имитационная динамическая модель процесса шлифования сложнопрофильных деталей. Развитие методов моделирования // Наука и образование. 2015. № 5. С. 40—57.
- 5. **Pinto F. W., Vargas G. E., Wegener K.** Simulation For Optimizing Grain Pattern On Engineered Grinding Tools // Annals of the CIRP. 2008. V. 57. P. 353.
- 6. **Xuekun Li.** Dissertation, Modeling and simulation of grinding processes based on a virtual wheel model and microscopic interaction analysis. 2010. P. 15—24.
- 7. **Ratchev S. M., Afazov S. M.** Mathematical modelling and integration of micro-scale residual stresses into axisymmetric FE models of Ti6Al4V alloy in turning // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. 2011. V. 4. P. 80—89.
- 8. **Leseur D. R.** Experimental investigations of material models for Ti-6Al-4V titanium and 2024-T3 aluminum // Tech. Rep. DOT/FAA/AR-00/25. US department of Transportation. Federal Aviation Administration. 2000. P. 16—18.
- 9. **Кузькин В. А., Михалюк Д. С.** Применение численного моделирования для идентификации параметров модели Джонсона Кука при высокоскоростном деформировании алюминия // Вычислительная механика сплошных сред. 2010. Т. 3, № 1. С. 32—43.

А. С. ЯМНИКОВ, д-р техн. наук, Е. Ю. КУЗНЕЦОВ, А. О. ЧУПРИКОВ, кандидаты технических наук (Тульский ГУ), e-mail: Yamnikovas@mail.ru

Обеспечение точности нарезания резьбы двумя резцами на станках с ЧПУ

Рассматриваются повышение стойкости инструментальной наладки применением последовательной двухрезцовой обработки поверхностей на станках с ЧПУ и решение проблемы совмещения статического положения чернового и чистового резцов и попадание чистового резца в нитку резьбы при срезании припуска.

Ключевые слова: упорная резьба, стойкость резцов, точность, динамика станка.

The increase of tooling setup resistance by application of sequential two-cutter surface machining on NC machines and solution of the alignment problem of static position of roughing and finishing cutters and ingress of a finishing cutter into thread of screw at allowance cutting are considered.

Keywords: buttress thread, cutting-tool life, accuracy, machine-tool dynamics.

Для соединения секций корпусов, состоящих из цилиндрических деталей диаметром 80÷320 мм, длиной 220÷3000 мм с толщиной стенки 1÷5 мм применяют упорные резьбы для снижения влияния осевых сил нагрузок на распорные радиальные силы при высоком избыточном давлении. Эти резьбы нетехнологичны при их нарезании многопроходными резцами вследствие малой длины вершинного лезвия и высокой термической и механической нагрузке на лезвие [1, 2]. Это особенно актуально при нарезании резьбы на станках с автоматическим циклом работы. В работах [3—11] предложены способ и инструменты для нарезания резьбы двумя резцами, при котором основная часть материала впадины выбирается более прочным черновым резцом с увеличенной длиной вершинного лезвия, а затем чистовым резцом выбирается оставшийся припуск и окончательно формируется профиль впадины.

Последовательная многоинструментная обработка винтовых поверхностей на станках с ЧПУ, частным случаем которой является нарезание винтовой поверхности двумя резцами, особенно актуальна для автоматизированного, в том числе безлюдного, производства, так как обеспечивает стабильную точность боковой поверхности получаемого профиля.

Нарезание винтовой поверхности двумя резцами на станке с ЧПУ решает такие специфические задачи, связанные с типом оборудования, как взаимная привязка чернового и чистового резцов и реализация рекомендуемой для материала режущей части резцов скорости резания.

Для решения первой задачи в данной статье предлагается способ взаимной привязки профильного резца по оси Z станка с ЧПУ с помощью шаблона. Цель достигается исключением промежуточного звена — станка, через привязку к которому пересчетом обычно осуществляется взаимная привязка резцов, т. е. первый резец сразу привязывается непосредственно ко второму — парному резцу.

На данное время известны разные приспособления для привязки резца именно к станку [8, 9], с помощью которых путем пересчета возможна и взаимная привязка резцов. Однако, как правило, такие приспособления достаточно сложны и дороги, а в данном случае для взаимной привязки придется провести дополнительные корректирующие расчеты и внести в корректор поправку на вылет резца.

Наиболее распространенным методом привязки инструмента к станку с ЧПУ на сегодняшний день

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 82)

.....

- 10. Ruttimann Niklaus, Buhl Sebastian, Wegener Konrad. Simulation of single grain cutting using SPH method // Journal of Machine Engineering. 2010. V. 10. P. 17—29.
- 11. **Kay Gregory.** Failure Modeling of Ti-6Al-4V and Aluminum 2024-T3 With the Johnson-Cook Material Model, U. S. William J. Hughes Technical Center, Washington. 2003. P. 7—16.
- 12. **Aerospace** Metal Distributor // Technical data sheets // Titanium TI-6AL-4V-AMS-4911, URL: http://www.aerospacemetals.com/titanium-ti-6al-4v-ams-4911.html, Florida, 2016.
- 13. **Bragov A., Konstantinov A.** Experimental and numerical analysis of high strain rate response of Ti-6Al-4V titanium alloy // DYMAT International
- Conferences EDP Sciences. 2009. V. 2. P. 1465—1470.
- 14. **Блурцян Р. Ш., Блурцян Д. Р.** Исследование законномерностей формирования технологических остаточных напряжений в поверхностных слоях торсионных валов, упрочненных дробью // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1. С. 84.

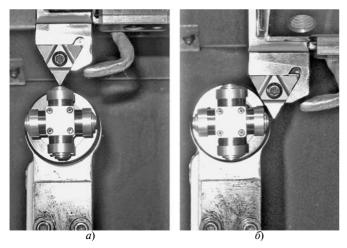


Рис. 1. Привязка фасонного инструмента к станку с ЧПУ с помощью датчика по осям $X\left(a\right)$ и $Z\left(\delta\right)$

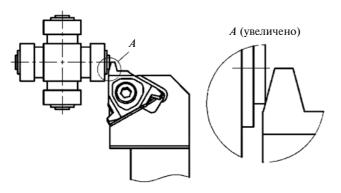


Рис. 2. Неопределенность точки контакта фасонного резца и латчика

является привязка с помощью датчика [8] (рис. 1). Однако в случае привязки фасонного инструмента возникают трудности, связанные прежде всего с неопределенностью точки контакта фасонного резца и датчика (рис. 1, δ и 2). На практике некоторые каталоги дают информацию о величине Z (рис. 3) — расстоянии от оси симметрии профиля до боковой плоскости пластины, по которому с помощью датчика осуществляется привязка на станке [кроме пластин типа U (см. рис. 1 и 2), применяемых для резьб с крупным шагом].

Расстояние Z можно измерить с помощью инструментального микроскопа для любого резца, о котором нет информации в каталоге, или резца, изготовленного на предприятии. Для удобства наладчика эта информация должна быть отражена в технологическом процессе или на вспомогательной поверхности СМП, не участвующей в резании или базировании СМП в державке. Однако перечисленные действия направлены лишь на упрощение привязки профильного резца к станку с помощью датчика [12] и не исключают дальнейшие корректирующие расчеты и внесение в корректор поправок на вылет инструмента.

Известен шаблон (рис. 4), применяющийся при проверке профиля резца, который можно использовать и при установке резца на станке. Однако чаще шаблон применяют на универсальном оборудовании для установки резца так, чтобы ось симметрии профиля резьбы была перпендикулярна к оси нарезаемой резьбы.

Шаблон, используемый в предлагаемом способе взаимной привязки профильных резцов по оси Z станка с ЧПУ, представляет собой пластину с фасонными вырезами — профилями шаблона, полностью или частично повторяющими фасонные профили взаимопривязываемых резцов. Привязка с помощью шаблона осуществляется следующим образом: включают станок; в револьверную головку станка согласно разработанному процессу обработки заготовки устанавливают инструментальные блоки и резец; устанавливают ручной режим работы станка. Резцы можно настраивать относительно

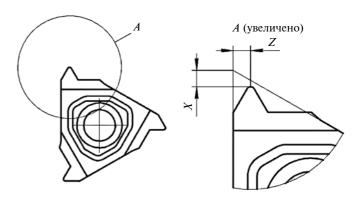


Рис. 3. Параметры резьбовых пластин, указываемые в каталогах

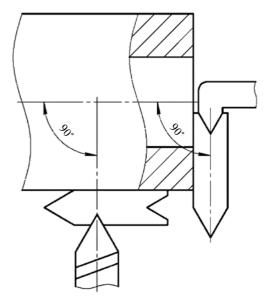


Рис. 4. Схема установки резьбового резца перпендикулярно к оси нарезаемой резьбы с помощью шаблона на универсальном оборудовании

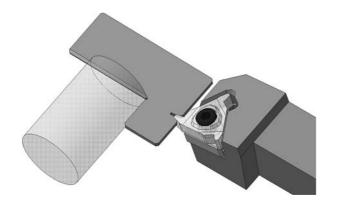


Рис. 5. Схема привязки резца

любого из используемых резцов, условно принятого за начало отсчета. Шаблон совмещают с поверхностью предварительно обработанной заготовки, по которой осуществляют общую настройку станка (рис. 5).

Перемещая суппорт станка с резцом по осям X и Z, совмещают профиль резца и профиль шаблона. Нажатием на кнопку "Измерить" (measure) электронного блока управления станка устанавливают нулевой отсчет по координате Z на узле индикации. Для привязки второго резца относительно первого по оси Z аналогично совмещают профиль резца и профиль шаблона и вводят коррекции ("ввод +") на фиксированные размеры смещения профилей шаблона, если они выполнены без наложения одного профиля на другой.

Для решения второй задачи изучили особенности образования винтовых поверхностей на станках с ЧПУ с учетом величин участков разгона и торможения.

Скорость резания, рекомендуемая для чернового и чистового резцов, в общем случае разная и зависит как от используемого инструментального материала, так и от параметров срезаемого слоя. Чистовое резьбонарезание осуществляется на больших скоростях резания и с меньшей толщиной срезаемых слоев.

Принципиальная кинематическая схема при нарезании винтовых поверхностей резцом определяется сочетанием двух равномерных движений: вращательного детали и прямолинейного резца вдоль ее оси. Согласованность движений определяет получение заданного хода винтовой линии. В отличие от универсальных станков в станках с ЧПУ нет механической кинематической связи между вращением шпинделя и продольным перемещением резца. Согласованность движений осуществляется следующим образом: скорость шпинделя считывается в реальном времени из шифратора положения, установленного в шпинделе, и преобразуется в скорость рабочей подачи, которая определяет переме-

щения резцовой головки с инструментом в минуту. Для предотвращения механического удара при мгновенном старте или остановке суппорта станка в начале и конце движения инструмента автоматически осуществляется ускорение и замедление (рис. 6) [9—11], что может привести к нарезанию резьбы с неверным и (или) непостоянным ходом витка, как и при задержках в сервосистеме. Для исключения таких явлений вне нарезаемой части детали [8] предусматриваются соответствующие участки разгона δ_1 и торможения δ_2 (рис. 7), при этом особое внимание необходимо уделить поверхностям со значительными углами подъема винтовой линии.

Длину первого участка определим по формуле

$$\delta_1 = T_1 v,\tag{1}$$

где T_1 — постоянная времени срабатывания сервосистемы, с (в большинстве случаев равна 0,033 с); v — скорость резания, мм/с.

Второй участок, несмотря на меньшую длину, представляет больший интерес ввиду того, что определяет вылет заготовки при ее закреплении в

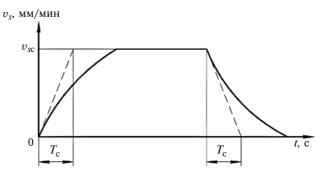


Рис. 6. Зависимости теоретическая (штриховая линия) и экспериментальная (сплошная линия) автоматического увеличения при пуске (уменьшения при остановке) скорости рабочей подачи от времени:

 $v_{\rm S}$ — скорость подачи; $T_{\rm C}$ — постоянная времени ускорения (торможения) для скорости рабочей подачи, с; t текущее время, с

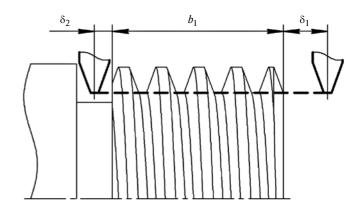


Рис. 7. Участки разгона δ_1 и торможения δ_2 вне нарезанной части b_1 детали при нарезании винтовой поверхности

патроне и непосредственно влияет на конструкцию изделия при выборе ширины кольцевой канавки для выхода резца. Длину δ_2 в общем случае определяют по формуле

$$\delta_2 = \left(t - T_1 + T_1 \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right)\right) v. \tag{2}$$

Время t определяется, исходя из необходимой точности хода витка, по формуле

$$t = -T_1 \ln(\Delta L/L),$$

где L — ход витка, мм; ΔL — допустимая погрешность хода витка, мм.

Кроме специфических особенностей кинематики станков с ЧПУ на точность хода резьбы влияют общие для данного процесса факторы, не зависящие от системы управления станком, например, погрешности изготовления и монтажа элементов кинематической цепи, а также действующие силы резания. При внедрении в обрабатываемый материал под действием осевой составляющей силы резания резец смещается в осевом направлении. Как показано в работах [3, 4], на погрешность хода резьбы влияет не только осевая, но и тангенциальная составляющая силы резания.

Применительно к станкам с ЧПУ это означает разные длины участков разгона δ_1 и торможения δ_2 для чернового и чистового резцов. Следовательно, при изменении частоты вращения винтовая линия, нарезаемая на заготовке, будет смещаться в осевом направлении, т. е. при двухрезцовой обработке и идентичных координатах перемещения чернового и чистового резцов при разных значениях подачи S взаимопривязанные резцы будут нарезать разные, смещенные относительно друг друга в осевом направлении, винтовые линии. Это проявляется в том, что резец, вступающий в работу вторым, не попадет во впадину, нарезанную первым резцом, при условии, что резцы взаимопривязаны, а координаты перемещения, заданные программой, идентичны.

Для проверки сказанного на цилиндрической заготовке \emptyset 29,5 мм нарезали винтовую линию малой глубины резьбовым резцом (рис. 8, линия I) по следующей управляющей программе (УП):

G97S975M3 — включение вращения шпинделя с постоянными оборотами по часовой стрелке с частотой $n=975~\mathrm{Muh}^{-1};$

G0Z-5. — позиционирование инструмента в исходной точке по оси Z, которая отстоит на 5 мм от правого торца (нуля) детали;

G0X31. — подвод инструмента к детали по оси X на вспомогательном ходу;

G1X29.F15. — врезание в заготовку на рабочей подаче;

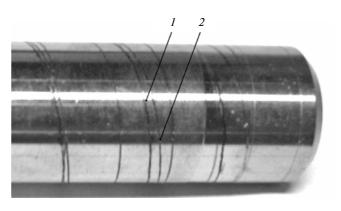


Рис. 8. Винтовые линии, нарезанные при частоте n вращения заготовки 975 (1) и 350 мин $^{-1}$ (2)

G32Z-145. — перемещение по оси Z в точку — 140 мм с использованием функции нарезания резьбы с постоянным шагом (G32). Ход нарезаемой винтовой линии 15 мм;

G0X35. — вывод инструмента за пределы обрабатываемой заготовки по оси X;

G0Z-5. — возврат инструмента в исходную точку по оси Z.

Для исключения ошибок взаимопривязки двух резцов вторую винтовую линию (см. рис. 8, линия 2) нарезали тем же резцом по той же УП, предварительно снизив частоту п вращения шпинделя с 975 до 350 мин^{-1} . При этом начало и конец продольного перемещения резца осуществляются "внутри" заготовки для наглядного отображения разности длин участков разгона и торможения при разных частотах вращения заготовки. Осевое смещение винтовых линий зависит от разности частот вращения при черновом и чистовом нарезании. Отметим, что при нарезании винтовых поверхностей инструкция по программированию фирмы FANUC, ссылаясь на "проблемы срабатывания сервосистемы", обязывает отменить постоянное управление скоростью резания, т. е. запрещает изменять частоту вращения при обработке винтовых поверхностей даже одним инструментом. С этой же целью, как отмечалось выше, G-коды, применяемые для формообразования винтовых поверхностей (в системе ЧПУ Fanuc series oi-TC это функции G32, G92, G76), блокируют тумблер ручной коррекции скорости продольной подачи. Отметим, что возможность последовательной многоинструментной обработки винтовых поверхностей в инструкции фирмы FANUC по программированию не рассматривается вовсе.

Таким образом, следуя рекомендациям фирмы FANUC, направленным на исключение проблем несовпадения нарезаемых винтовых линий при разных частотах вращения шпинделя, технолог-программист вынужден заведомо ухудшать условия резания несоблюдением рекомендуемой скорости

резания для одного из инструментов, принимая единую скорость резания по лимитирующему инструменту или усредненную для обоих резцов. Зависимость реализуемого шага от текущей координаты Z для заготовки (см. рис. 8), измеренная на микроскопе, представлена на рис. 9. Эта экспериментально полученная зависимость вполне ожидаема с учетом зависимости на рис. 6, из которой видно, что резец, начиная движение (рабочий ход) после прохождения метки "ноль", разгоняется до достижения необходимого сочетания скоростей вращательного и поступательного движений, при котором непосредственно нарезается винтовая линия с необходимым шагом и заданной точностью. При разных скоростях резания участки разгона резца до достижения заданного шага также будут разными, что определяет несовпадение начала двух винтовых линий на заготовке. Аналогичная ситуация имеет место и при торможении.

Таким образом, чтобы траектории чернового и чистового резцов при разных частотах вращения заготовки совпадали, следует предусмотреть соответствующие компенсирующие участки разгона

 $\delta_{1\Delta}^{n_1/n_2}$ и торможения $\delta_{2\Delta}^{n_1/n_2}$ (см. рис. 9), на которые необходимо сместить начальную и конечную точки траектории движения одного из резцов для компенсации разницы во времени их разгона.

Ввиду сложной кинематики процессов разгона и торможения простой расчет компенсирующих участков как арифметической разности участков разгона и торможения производится по формуле:

$$\delta_{1\Delta}^{n_1/n_2} = \delta_1^{n_1} - \delta_1^{n_2}; \quad \delta_{2\Delta}^{n_1/n_2} = \delta_2^{n_1} - \delta_2^{n_2}, \quad (3)$$

однако он не дает ожидаемого результата. Для рассмотренного выше случая формула (3) приобретает вип:

$$\delta_{1\Delta}^{975/350} = \delta_{1}^{975} - \delta_{1}^{350}; \quad \delta_{2\Delta}^{975/350} = \delta_{2}^{975} - \delta_{2}^{350}.$$
 (4)

По зависимостям (1) и (2) рассчитали длины участков разгона и торможения: $\delta_1^{975}=36,402$ мм, $\delta_2^{975}=8,044$ мм; $\delta_1^{350}=13,067$ мм, $\delta_2^{350}=2,888$ мм, подставив которые в формулу (4), получили: $\delta_{1\Delta}^{975/350}=23,335$ мм; $\delta_{2\Delta}^{975/350}=5,156$ мм.

Скорректировав координаты начала и конца траектории одного из резцов на рассчитанные выше компенсирующие участки и отработав УП на станке, получили результат, принципиально не отличающийся от представленного на рис. 9. Неудачным оказался и расчет компенсирующих участков через ускорение, которое для обоих резцов принималось равным. Это объясняется тем, что при рас-

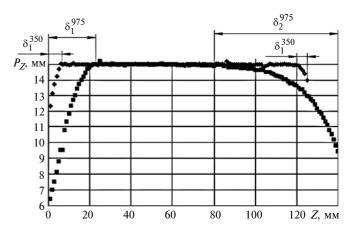


Рис. 9. Зависимости реализуемого шага P_z от текущей координаты Z при частоте вращения заготовки n=350 (\spadesuit) и 975 мин $^{-1}$ (\blacksquare)

чете $\delta_{1\Delta}^{n_1/n_2}$ и $\delta_{2\Delta}^{n_1/n_2}$ необходимо учитывать, что при разгоне (торможении) продольное перемещение резца механически не связано с вращательным движением заготовки. Следовательно, необходимо учитывать, что за время разгона (торможения) чернового и чистового резцов заготовка поворачивается на разные углы, так как в течение всего многопроходного нарезания витков она вращается с постоянной скоростью. При аналитическом определении величин компенсирующих участков также необходимо учитывать множество факторов, относящихся к конкретному оборудованию, например, массу движущихся частей [10, 11] или конкретный для данного станка закон увеличения подачи (разгона), который может быть экспоненциальным, прямолинейным и колоколообразным.

Ввиду сложности и низкой точности универсального аналитического расчета $\delta_{1\Delta}^{n_1/n_2}$ и $\delta_{2\Delta}^{n_1/n_2}$, а также множества вариантов сочетания исходных условий при разных материалах режущих частей чернового и чистового резцов рекомендуется определять эти величины эмпирическим путем.

Так, экспериментально установлено, для того чтобы второй резец попал в виток первого резца при смене частоты вращения шпинделя с 1000 до $500~{\rm Muh}^{-1}$ на станке TNL-85 A2 при нарезании винтовой поверхности с шагом $10~{\rm Mm}$, начальную точку траектории необходимо дополнительно смес-

тить на
$$\delta_{1\Delta}^{n_1/n_2} = 7,4$$
 мм.

Выводы

Применение двухрезцовой обработки позволяет максимально использовать размерную стойкость режущего инструмента, что особенно актуально в современных условиях исключительного примене-

ния на станках с ЧПУ сменных неперетачиваемых пластин с износостойким покрытием.

Особенностями двухрезцовой обработки на станках с ЧПУ являются:

взаимная привязка чернового и чистового резцов;

учет соответствующих компенсирующих участков $\delta_{1\Delta}^{n_1/n_2}$ и $\delta_{2\Delta}^{n_1/n_2}$, на которые необходимо сместить начальную и конечную точки траектории одного из резцов для компенсации разницы времени их разгона в случае разной частоты вращения заготовки при обработке черновым и чистовым резцами.

Обоснована необходимость учета участков разгона δ_1 и торможения δ_2 при назначении длины рабочего хода резца для обеспечения заданного хода P_Z витка на всей длине нарезанной части b_1 детали. Установлены зависимости для расчета величин минимальных участков δ_1 и δ_2 для изготовления винтовой поверхности с заданной погрешностью шага. Показаны ограничения к выбору скорости резания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- 1. **Yamnikov A. S., Chuprikov A. O., Khar'kov A. I.** Extending Tool Life in Buttress-Thread Cutting on High-Strength Blanks // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N. 12. P. 953—956.
- 2. **Гапонов Д. Е., Кузнецов Е. Ю., Ямников А. С.** Анализ способов нарезания резьбы червяков // Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. № 10. С. 59—64.

- 3. **Ямников А. С.** Точность нарезания резьб методом последовательных проходов // Исследования в области технологии образования резьб, резьбообразующих инструментов, станков и методов контроля резьб. Тула: ТПИ, 1979. С. 5—15.
- 4. **А. с. 931296 СССР:** МПК В23В 1/00. Способ нарезания резьбы резцами.
- 5. **А. с. 1563872 СССР:** МПК B23G 1/00. Способ нарезания резьбы.
- 6. **Ямников А. С., Красильников В. М., Гамов С. Г.** Гибкий автоматизированный модуль по обработке резьбы // Резание и инструмент. 1991. Вып. № 46. С. 56—59.
- 7. **Пат. 106160 Рос. Федерация:** МПК B23B 29/00. Резец с поворотной державкой.
- 8. **Кузнецов Е. Ю.** Особенности двухрезцового способа обработки винтовых поверхностей на станках с ЧПУ // Известия ТулГУ. Технические науки. В 2-х ч. Ч. 1. С. 202—206.
- 9. **Кузнецов Е. Ю., Ямников А. С.** Прогрессивная технология нарезания витков червяков: Монография. ФРГ. Изд-во Ламберт, 2012. 187 с.
- 10. **Кузнецов Е. Ю., Ямников А. С.** Использование САМ-систем для составления управляющих программ многопроходного нарезания витков червяков // Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. № 8. С. 86—95.
- 11. **Пат. 2468897 Рос. Федерация:** МПК B23G1/04, МПК B23G5/02. Способ нарезания резьбы и резьбовой резец.
- 12. **Контактные** датчики для привязки контроля и измерения деталей на станках [Электронный ресурс] // Renishaw: [сайт]. [2011]. URL: http://www.renishaw.com.ru/ru/machine-tool-probes-for-component-setting-and-inspection-6075.

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 A4 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).