ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2

2011

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Гроховский Д. В. — Основы рационального конструирования муфт и их влияние на динамику соединяемых валов машинных агрегатов 3

Афонин С. М. — Условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электроупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений 15

Попов В. А. — Методы повышения эксплуатационных свойств передач зацеплением 22

Абрамчук Ф. И., Авраменко А. Н. — Оценка нестационарного напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра тепловозного дизеля 24

Косарев О. И. — Контактная деформация и сжатие цилиндров 27

Корчак Е. С. — Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления 32

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Энергетическая обеспеченность многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров . . 35

Уткин В. С. — Расчет надежности вала по прочности при ограниченной информации с использованием распределений на основе неравенства Чебышева 37

Мехран З. А., Мурзаханов Г. Х. — Оценка влияния первоначальной глубины трещины на ресурс трубопроводов и резервуаров при ползучести 40

Махутов Н. А., Ушаков Б. Н., Васильев И. Е. — Применение хрупких тензочувствительных покрытий для оценки прочности и выявления дефектов в сварных швах трубопроводов 44

Остсемин А. А. — Предельное состояние материала по критерию развития слоев текучести и расчет пластической зоны в вершине трещины 48

Зяблицев В. В., Зяблицева О. В. — Условия устойчивости частиц дисперсной фазы металлической матрицы при контакте в условиях трения скольжения 54

Беднаржевский В. С., Оскорбин Н. М. — Компьютерное моделирование в теплоэнергетике 56

Цикл статей
«Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Козлов А. А., Дементьева Н. Г., Соловьёва О. Ю. — Оценка интенсивности диффузионного изнашивания контактных поверхностей инструмента при механической обработке металлов 62

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Муркин С. В., Ермолаев М. М., Боблак М. Н., Самсонов В. В. — Исследование и расчет резьбового соединения мотор-редуктора с рамой 65

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Евсеев Д. Г., Скороход А. А. — Технологические особенности обработки рельсов торцом шлифовального круга 69

Тополянский П. А., Тополянский А. П., Соснин Н. А., Ермаков С. А. — Формирование нанопокрытия на деталях трубопроводной арматуры путем финишного плазменного упрочнения 72

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 5. Общий математический аппарат теплофизики резания. Часть 3 74

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Петрушин С. И., Губайдулина Р. Х. — Определение оптимальной программы выпуска изделий машиностроения 80

Змиевский В. И. — Рекомендации по оценке качества технологических процессов при аудите систем менеджмента качества предприятий 85

Проблемы промышленной экологии

Шайхиев И. Г., Батыршин Р. Т., Осипов П. О. — Очистка отработанных СОЖ с использованием мембранных технологий на ОАО "КАМАЗ" 89

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Аскаров Е. С. — Повышение эффективности работы ветровой энергетической установки малой мощности 93

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Grokhovsky D. V. — Fundamentals of efficient design of the clutches and of their influence on the dynamics of connectable shafts of the machine aggregates

Afonin S. M. — The conditions of absolute stability of the control system of deformation of the electro-elastic converter of nano- and micro-motion drives

Popov V. A. — Methods of improvement of the cohesion drives operating ability

Abramchuk F. I., Avramenko A. N. — Evaluation of the deflected mode of diesel engine cylinder head

Kosarev O. I. — Contact deformation and compression of the cylinders

Korchak E. S. — Definition of indicators of the hydraulic presses as applied to the reentrant run and unloading of working cylinders from the pressure

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Energy security of the multimotor electrohydraulic drive with random variations of parameters

Utkin V. S. — Calculation of reliability of the shaft for strength with limited information, using the distributions based on the Chebyshev's inequality

Mekhran Z. A., Murzakhanov G. H. — Evaluation of the initial crack depth influence on the lifetime of pipelines and storage tanks at a creep

Makhutov N. A., Ushakov B. N., Vasil'ev I. E. — The use of brittle strain-sensing coatings for assessing the strength and flaws detection in the welds of pipelines

Ostsemin A. A. — The limiting state of a material according to the criterion of fluidity layers development, and calculation of the plastic zone at the crack top

Zyablitsev V. V., Zyablitseva O. V. — Stability conditions of the particles of dispersed phase of the metal matrix at the contact in the sliding friction conditions

Bednarzhevsky V. S., Oskorbin N. M. — Computer simulation in the heat-and-power engineering

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

Kozlov A. A., Dement'eva N. G., Solov'eva O. Yu. — Assessment of the intensity diffusion wearing of the tool's contact surfaces at the metal working

For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S., Murkin S. V., Ermolaev M. M., Boblak M. N., Samsonov V. V. — Investigation and calculation of bolting the reduction gear-motor to the frame

MANUFACTURING ENGINEERING

Evseev D. G., Skorokhod A. A. — Technological features of handling of rails by the grinding wheel's end face

Topolyansky P. A., Topolyansky A. P., Sosnin N. A., Ermakov S. A. — Formation of nano-coating on the details of pipeline valves by the finish plasmic hardening

A series of articles
"Problems of theory and practice of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 5. A general mathematical apparatus of cutting thermal physics, Part 3

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Petrushin S. I., Gubaiidulina R. Kh. — Determination of the optimal software release of the engineering products

Zmievsky V. I. — Recommendations for quality assessment of the engineering processes at audit of the quality management systems of the enterprises

Problems of industrial ecology

Shaiikhiev I. G., Batyrshin R. T., Osipov P. O. — Purification of waste coolant using membrane technologies on the "KAMAZ" Public Corporation

TECHNICAL INFORMATION

Askarov E. S. — Improving the efficiency of wind power installation of small capacity

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 01.12.2010. Подписано в печать 18.01.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 12,5. Заказ 52.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2011

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.825.001.66

Д. В. ГРОХОВСКИЙ, д-р техн. наук (Государственный морской ТУ, г. Санкт-Петербург), тел.: (812) 753-5680

Основы рационального конструирования муфт и их влияние на динамику соединяемых валов машинных агрегатов

Рассматриваются проблемы, связанные с оценкой влияния муфт различных конструкций на динамику машинных агрегатов. Показана непригодность муфт с дискретным числом упругих элементов в агрегатах с повышенными требованиями к их виброакустическим характеристикам. Установлена взаимосвязь погрешностей изготовления сопрягаемых деталей муфты и погрешностей монтажа соединяемых валов. Показано, что динамические параметры муфты однозначно характеризуются двумя критериями: критерием силового совершенства и критерием качества изготовления муфты. Приведена оценка различных типов муфт по величине их воздействия на вибрационные характеристики агрегата и аналитические зависимости для расчета статических и вынуждающих сил и сил трения.

Ключевые слова: муфты, погрешности изготовления, виброакустические характеристики, силы трения.

The problems associated with assessing the effects of clutches of different designs on the dynamics of machinery are considered. The inadequacy of clutches with a discrete number of elastic elements in units with high demands to their vibroacoustic characteristics was shown. The interrelation of manufacturing errors of mating parts of the clutch and mounting errors of the connectable shafts has been stated. It was shown, that the dynamic parameters of the clutch is uniquely characterized by two criteria: the criterion of the power perfection and the quality criterion of making the clutch. An assessment of various types of clutches in the dependence on the magnitude of their effects on vibration characteristics of the unit and analytical expressions for calculating the static and driving forces and frictional forces is presented.

Keywords: clutches, manufacturing errors, vibroacoustic characteristics, friction forces.

1. ОБЩЕЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ МУФТ

Несмотря на большое число опубликованных работ, посвященных исследованиям конструкций, работы муфт и их расчетам, в настоящее время отсутствуют установившиеся данные о виброакустических параметрах муфт агрегатов, т. е. о модулях и частотах вынуждающих сил, возникающих вследствие радиального или углового смещения соединяемых валов. Небольшие разделы в работах [1—8 и др.], посвященные динамике муфт, фрагментарно и умозрительно рассматривают аспекты, связанные с выбором числа упругих элементов (УЭ) и анализом причин появления вынуждающих сил с той или иной частотой воздействия, т. е. с установлением взаимосвязи между конструктивно-технологическими параметрами муфты и модулями вынуждающих сил. Более того, результаты, полученные в указанных исследованиях, носят предположительный и, как правило, противоречивый характер.

Считается, что динамическое усилие, создаваемое муфтой, вследствие радиального смещения (несоосности, расцентровки) соединяемых валов действует либо с частотой f_r вращения валов [1, 2], либо с частотой $2f_r$ в случае жестких и полужестких муфт, а также с "пальцевой" частотой ($f_\lambda = \lambda f_r$, где λ — число пальцев или зубьев) в случае кулачковых и зубчатых муфт [3]. С другой стороны, в работе [4, с. 350, 351] утверждается, что "...при угловом и параллельном смещении валов... возникают вибрации валов, а частота равна f_r. При расцентровке валов, соединенных пальцевой или кулачковой муфтой, частота вибрации $f_k = \lambda f_r$"; а в работе [5] теоретически показано, что "...в результате несоосности возникает дополнительная динамическая безынерционная нагрузка на опоры с амплитудой, не зависящей от скорости вращения и массы роторов".

Подобные утверждения ничем не обоснованы, не подтверждены экспериментально и потому не могут быть приняты к сведению. Еще в 1970-х годах автором данной статьи было показано, что никаких "пальцевых", "кулачковых", удвоенных и тому подобных частот вращения расцентровка соединяемых валов (в современной терминологии — радиальное смещение) не создает. (К сожалению, по ряду причин, далеких от науки, статья, получив две отрицательные рецензии, увидела свет лишь в 1985 г.)

Значительные по широте охвата конструкций исследуемых муфт работы [6, 7], выполненные в ЛПИ в 1960-х годах, также не отвечали на вопросы о динамических свойствах муфт и их влиянии на виброакустические характеристики (ВАХ) агрегатов. Важным результатом этих исследований был вывод о весьма неудовлетворительных показателях (по всем параметрам за исключением одного — радиального смещения, причем с деревянными пальцами вместо обрезиненных стальных) муфт типа МУВП, в связи с чем кафедра "Детали машин" ЛПИ рекомендовала отменить соответствующий ГОСТ 2229—55, что и было сделано.

Однако, спустя некоторое время, указанные конструкции муфт появились в ГОСТ 21423—75, а затем и в ГОСТ 1423—93, что совершенно непонятно, ибо по-прежнему отмечалось, что "втулочно-пальцевые муфты обладают низкими компенсационными свойствами". Даже при небольшом смещении валов втулки быстро изнашиваются [8, с. 166]. Из вновь введенных стандартов следует, что экспериментальные работы кафедры ЛПИ были выполнены напрасно, выводы кафедры необоснованны и лишены практического смысла и т. д.

Следует отметить, что **в энциклопедии машиностроения [9], изданной в 1995 г., о динамике муфт также не приводится никаких сведений,** хотя еще в 1956 г., т. е. за 40 лет до ее публикации, появились первые исследования [10] в этой области. В последующие годы также проводились исследования [11—16 и др.], однако какие-либо упоминания о них в работе [9 и др.] отсутствуют. Трудно объяснить невнимательность столь серьезного издания, а также и других исследователей к одному из важных аспектов машиностроения!

К тому же в энциклопедии [9] дана лишь классификация муфт и приведены параметры различных конструкций отечественных и зарубежных муфт без какой-либо оценки их влияния на ВАХ стыкуемых машин и агрегата в целом. Нельзя не отметить и такую особенность энциклопедии, как употребление понятия "компенсационная способность муфты". Поэтому следует остановиться подробно на появлении и техническом несоответствии упомянутого термина, дезориентирующего конструкторов и проектировщиков машинных агрегатов.

Указанный термин был введен еще Б. А. Морозовым [10]. При этом под термином "компенсирующие свойства" подразумевались статические усилия и момент, появляющиеся вследствие несоосности, обусловленной параллельным смещением валов. Эта идея в дальнейшем была развита Р. В. Кугелем [12], причем под компенсационной способностью муфты понималось уже отношение статического усилия, возникающего вследствие несоосности валов, к величине несоосности (радиального смещения валов в современной терминологии).

Термин "компенсационная способность муфты" следует признать не только неудачным, но и технически неверным. Прежде всего, согласно Большому энциклопедическому словарю (2-е изд., перераб. и доп. М.: Большая Российская энциклопедия; СПб: Норинт, 2004 г. 1456 с.) (далее — БЭС-2004): "компенсация — это совокупность операций при сборке машин для возмещения ошибок формы и размеров деталей, взаимного расположения их поверхностей".

Понятно, что **наличие муфты любой конструкции не возмещает ошибки формы и взаимного расположения при соединении валов, т. е. не ликвидирует начальные (монтажные) радиальное и угловое смещения валов.** Поэтому указанные погрешности взаимного расположения валов остаются таковыми на протяжении всей работы агрегата. Тем не менее, в работе [17, с. 157] указывается: "зубчатые муфты служат для **компенсации** (*выделено мною* — Д. Г.) радиальных, угловых и осевых смещений соединяемых валов". Более того, в ряде книг, посвященных редукторам и деталям машин, появилось и усиленно внедряется понятие "компенсирующие муфты", что вообще неприемлемо, ибо таковых муфт не существует в природе по определению.

Данное положение усугубляется тем, что еще ранее были введены стандарты на ряд муфт, отнесенных к "компенсирующим": ГОСТ 5147—80 на шарнирные муфты; ГОСТ Р 50895—96 на зубчатые муфты и ГОСТ 20742—93 на цепные муфты. Составители указанных стандартов были явно не знакомы с результатами исследований муфт, а потому эти стандарты не отражают полученных к тому времени результатов о динамике муфт и их влиянии на ВАХ агрегатов.

К сожалению, введенное понятие "компенсирующие муфты" фигурирует и в учебнике [18, § 21.3 "Компенсирующие муфты"], правда, без ссылки на соответствующие стандарты. Причем к этим муфтам были отнесены только зубчатые и цепные муфты (шарнирные уже не считались "компенсирующими" и остались лишь в ГОСТ 5147—80). В книге указывается, что упомянутые муфты якобы обеспечивают минимальные дополнительные нагрузки на валы и опоры при работе агрегата.

Далее будет показана ошибочность данного утверждения, тем более, что еще ранее [19] был установлен ряд отрицательных моментов при использовании зубчатых муфт в судовых агрегатах, и никакой "компенсационной способности" этих муфт, естественно, отмечено не было. Более того, в публикациях [14, 15] были подробно рассмотрены особенности работы и конструирования зубчатых муфт, и на их основе дано объяснение существова-

нию ряда отрицательных воздействий этих муфт на виброактивность агрегатов.

Одновременно в работе [14] была доказана неправомерность использования понятия "компенсационная способность муфты" как ошибочного, принципиально неверного и потому лишенного практического смысла качества той или иной муфты. Тем не менее, несмотря на выводы работы [14], никем не опровергнутые, в современном учебнике [20, разд. 20.3] вновь повторяется та же мысль, и упомянутый раздел книги называется "Компенсирующие муфты", к которым, как и ранее [18], отнесены зубчатые и цепные муфты (последние созданы на основе однорядных втулочно-роликовых цепей).

Подобные выражения, тем более в учебниках, вносят путаницу в общетехническое понятие "муфта", навязывая студентам и конструкторам ничем не обоснованное и двусмысленное понятие "компенсирующая способность муфты". В самом деле, в книге [21] зубчатые и цепные муфты относятся к "жестким подвижным", но отнюдь не к "компенсирующим муфтам". Однако при этом авторы [21, с. 3] сразу указывают, что одной из ответственных функций муфты является **"1) компенсация вредного влияния смещения осей соединяемых валов, обусловленного неточностями изготовления и сборки или конструктивными факторами"** (*выделено мною* — Д. Г.).

Указание на компенсирующую способность муфты вводит в заблуждение конструктора, так как при этом можно предположить, что применение муфты может значительно улучшить центровку соединяемых валов, иными словами, компенсировать погрешности изготовления и монтажа машин агрегата, нивелировать вредное влияние конструктивных факторов муфты при соединении валов.

В действительности, под **компенсирующей способностью муфты в настоящее время следует понимать допускаемые величины радиального и углового смещений соединяемых валов, указываемые в техническом паспорте на муфту.** И только! Поэтому, во избежание путаницы понятий при использовании той или иной конструкции муфты, **упомянутые параметры муфты следует называть предельно допустимыми погрешностями монтажа (ПДПМ) соединяемых валов.** Предлагаемое понятие полностью исключает всякую двусмысленность в толковании тех или иных свойств муфт. Тем более, что допуски на точность изготовления и компенсация погрешностей изготовления — не одно и то же. Таким образом, муфту, особенно с УЭ, необходимо рассматривать лишь как механизм, позволяющий вращаться соединяемым валам в условиях радиального и углового смещений. Отметим, что эту мысль еще в 1962 г. впервые высказал А. Ф. Кармадонов [11], им же была получена формула КПД муфты именно как механизма. Но его работа осталась, к сожалению, практически незамеченной.

Следовательно, **муфта никоим образом не может компенсировать и выполнять какую-либо компенсацию погрешностей как ее изготовления, так и монтажа валов.**

Поэтому такие понятия, как "компенсационная способность муфты", "компенсирующие муфты", должны исчезнуть из употребления в учебных изданиях, технических пособиях (паспортах, инструкциях по эксплуатации и т. п.), в технических требованиях, указываемых на чертежах. К сожалению, эти выражения фигурируют в официальных документах (см. упомянутые ранее ГОСТы), в которых указывается, что "компенсирующие муфты компенсируют радиальные, угловые и осевые смещения валов". Это утверждение не соответствует реальному положению дел, поскольку существуют допуски на взаимное положение соединяемых валов. Поэтому при использовании той или иной муфты следует ссылаться на эти допуски в технических требованиях на сборку агрегата, например, в таком виде: "допускаемые радиальные и угловые отклонения не должны превышать таких-то величин". Отметим еще раз, что указанные величины допустимых отклонений должны быть приведены в техническом паспорте муфты.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ МУФТ

Согласно БЭС-2004, "муфта — устройство для соединения (постоянного или временного) валов, труб, стальных канатов, кабелей и т. п. Различают муфты соединительные (жесткие и подвижные), сцепные (соединяющие и разъединяющие детали на ходу через систему управления), предохранительные и обгонные (передающие вращение только в одном направлении)".

Существует и другое определение муфты, предваряющее стандарты на группы механических муфт: "муфта — это устройство (деталь машины), предназначенное для соединения друг с другом концов валов, а также валов и свободно сидящих на них деталей. Муфты служат для соединения двух валов, расположенных на одной оси или под углом друг к другу". При этом в ГОСТе предлагается и другая классификация муфт: по виду управления — управляемые (сцепные и автоматические) и неуправляемые или постоянно действующие; по характеру работы — жесткие и упругие; по принципу действия — постоянные, сцепные и самоуправляемые.

Сделаем несколько необходимых замечаний по поводу обоих вариантов классификации муфт.

Ошибочным следует признать деление муфт на соединительные, сцепные, предохранительные и обгонные, которое не только увеличивает число различных подходов или основ классификации муфт, предложенных в книгах [8, 18, 20, 21 и др.],

но и противоречит непосредственному определению муфты.

Одно из таких определений муфты было использовано в статье [12] "Сравнительная оценка **соединительных** муфт" (*выделено мною* — Д. Г.).

Трудно согласиться и с такой классификацией муфт:

1) ***жесткие (глухие)*****:** втулочные (ГОСТ 24246—80), фланцевые (ГОСТ 20761—96), продольно-свертные (ГОСТ 23106—78);

2) ***компенсирующие*****:** шарнирные — допускают угловое смещение до 45° (ГОСТ 5147—80), зубчатые (ГОСТ Р 50895—96) и цепные (ГОСТ 20742—93);

3) ***упругие*****:** с торообразной оболочкой ГОСТ 20884—93, втулочно-пальцевые ГОСТ 21423—93 и со звездочкой (ГОСТ 14084—93);

4) ***сцепные*****:** кулачково-дисковые (ГОСТ 20720—93) и фрикционные;

5) ***самоуправляемые*** (автоматические): обгонные, центробежные и предохранительные.

В этой классификации присутствуют такие понятия, как "компенсирующие", "глухие", "жесткие", "упругие", "сцепные" и другие муфты, отражающие искаженное, труднообъяснимое представление о конструкции и устройстве муфт различного назначения. Например, вряд ли на основе предложенной классификации можно сравнить между собой "глухую" и "упругую" муфты и представить их работу.

Любопытно отметить, что в ГОСТах на "упругие муфты" поясняется, что данные муфты "компенсируют динамические нагрузки". Это утверждение не только противоречит здравому смыслу, но и опрокидывает всякое представление о борьбе с динамическими нагрузками (вынуждающими силами), вызывающими вибрацию машины. Компенсировать динамические нагрузки, тем более лишь установкой упругих муфт, нельзя — их можно только уменьшить по модулю. Для снижения динамического воздействия используют систему антивибраторов, антивибрационные покрытия, установку машины на амортизаторы (одно- или двухкаскадные).

Назначение упругих элементов, устанавливаемых в муфтах, — именно уменьшение (но не компенсация!) динамических нагрузок при переходных режимах агрегатов. В связи с этим следует признать весьма устаревшим, неизвестно на чем основанным и потому не отвечающим современным исследованиям такое деление муфт, а указанные ГОСТы — подлежащими существенной переработке или отмене вообще.

Отметим, что, положив начало изучению динамики муфт, Б. А. Морозов [10] тем не менее не дал каких-либо сведений о частотах и модулях вынуждающих сил, обусловленных наличием муфты. К сожалению, он одновременно ввел понятия "соединительная муфта" и "компенсирующее свойство муфты", внеся дополнительную путаницу в определение понятий "муфта" и "компенсирующие свойства". В связи с этим предложим иную классификацию муфт, основанную на их функциональных особенностях.

Считая в данном случае муфту устройством для соединения двух валов (подвижных или неподвижных, с насаженными или без насаженных на них дополнительных устройств, узлов или деталей), полагаем, что все муфты следует разделить на три класса:

1) ***управляемые, или муфты с временным (единичным или многократным) разъединением валов;***

2) ***неуправляемые, или муфты с постоянным соединением валов;***

3) ***предохранительные, или муфты, автоматически разъединяющие валы при определенных условиях.***

Муфты второго класса обычно называют "жесткими", хотя мягких, полумягких или полужестких муфт не существует. Да и само понятие "жесткая муфта" вызывает ассоциации, далекие от технического смысла данного изделия. В самом деле, что означает определение "жесткая" или "упругая" муфта? Ведь обе конструкции выполняются из металла! Разумное объяснение понятию "глухая" муфта автор статьи затрудняется дать.

В свою очередь каждый класс муфт следует разделить на несколько групп.

Управляемые муфты:

1. *Муфты с автоматическим управлением* (электромагнитные порошковые, гидродинамические, обгонные и центробежные муфты).

2. *Муфты с принудительным* (механическим, электрическим, гидравлическим или пневматическим) *управлением.* Примером последних являются муфты сцепления автомобилей и фрикционы тяжелых транспортных и боевых машин, а также кулачковые и зубчатые муфты автомобильных коробок передач.

Неуправляемые муфты:

1. *Фланцевые муфты* (с поперечными или продольными относительно осей валов фланцами, жестко скрепленными с валами). Ранее они назывались "глухими", "жесткими" муфтами, а теперь (согласно ГОСТ 20761—96 и ГОСТ 23106—78) они называются соответственно фланцевыми и поперечно-разъемными муфтами, к которым добавились втулочные муфты (ГОСТ 24246—80).

2. *Зубчатые муфты* (с промежуточным валом или без него) (ГОСТ 50895—96). Ранее они назывались "жесткими подвижными", а теперь почему-то отнесены к "компенсирующим муфтам". При этом ни один автор вразумительно не объясняет, что же именно они компенсируют.

3. *Муфты с одним УЭ* (сплошным, металлическим или неметаллическим) *или дискретным чис-*

лом УЭ (металлическими или неметаллическими). Ранее их называли "упругими муфтами". Теперь еще существуют муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП), рекомендуемые учебными пособиями к применению, хотя исследования [6, 7] показали их малую пригодность в составе агрегатов по сравнению с муфтами других конструкций. К упругим муфтам отнесены муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ Р 50892—96 — с разрезной оболочкой и ГОСТ 20884—93 — с неразрезной оболочкой).

4. *Цепные муфты* (на основе однорядных втулочно-роликовых цепей) (ГОСТ 20745—93), ошибочно отнесенные к "компенсирующим муфтам".

5. *Шарнирные муфты* (с промежуточным валом или без него — для валов с изначально большими угловыми и радиальными смещениями). Ранее они назывались карданными валами.

Предохранительные муфты:

1. *Муфты с разрушающимся элементом.*

2. *Муфты с неразрушающимся элементом* (пружинно-кулачковые, пружинно-шариковые, центробежные и фрикционные).

Предлагаемая классификация полностью исключает двусмысленность таких толкований конструкций муфт, как "жесткая", "упругая", "подвижная", "глухая", "центробежная", "компенсирующая" и т. д. Понятно, что на основе рассмотренных групп муфт могут быть созданы комбинированные конструкции муфт. Например, в МВТУ им. Н. Э. Баумана была создана упруго-предохранительная муфта (а. с. 244027, кл. 47, 1969 г.) с металлическими и резиновыми УЭ.

Следует отметить большое разнообразие классификаций муфт, предлагаемых авторами книг по деталям машин. Так, например, в работе [20] муфты подразделяются на следующие типы: ***компенсирующие***, ***сцепные*** (кулачковые, зубчатые, фрикционные и муфты свободного хода по ОСТ 27-60-721—84), ***предохранительные*** (кулачковые по ГОСТ 15620—93, шариковые и фрикционные по ГОСТ 15622—96) и ***пусковые*** (автоматические самоуправляемые центробежные).

Нетрудно заметить основной недостаток данной классификации муфт — смешение функциональных и конструктивных свойств различных типов муфт, а также введение нового понятия "пусковые" муфты.

В книге Д. В. Чернилевского "Детали машин и основы конструирования" (М.: Машиностроение, 2006. 656 с.) дана совершенно иная классификация муфт, согласно которой муфты делятся на классы: ***глухие*** (втулочные, продольно-свертные и фланцевые), ***компенсирующие*** (упругие, зубчатые и цепные, кулачково-дисковые, с промежуточным элементом и карданные), ***предельные*** (предохранительные, обгонные и центробежные) и ***управляемые*** (фрикционные, кулачковые, пневматические, гидравлические и электромагнитные).

Выше была дана оценка использованию таких понятий, как "глухая", "компенсирующая", "упругая" муфта и т. п. Поэтому вряд ли стоит использовать подобную классификацию муфт: она больше вводит конструкторов в заблуждение, нежели дает им новые сведения.

Из сопоставления двух рассмотренных классификаций муфт явно видна непоследовательность авторов, их различные представления о функциональных свойствах и конструкциях данного элемента машинных агрегатов. Противоречивость предложенных классификаций муфт машинных агрегатов свидетельствует об отсутствии установившихся представлений о работе и динамических свойствах муфт.

Совсем иначе классифицирует муфты О. А. Ряховский в книге "Детали машин", написанной большим коллективом авторов под его редакцией (М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 516 с.), подразделяя их на три класса: ***постоянные, управляемые и самоуправляемые.*** Это почти совпадает с предлагаемой нами классификацией муфт, но самое удивительное, что будучи неоднократным рецензентом наших работ и зная их по публикациям в журнале "Вестник машиностроения" и других изданиях, О. А. Ряховский ни словом не обмолвился об их существовании.

3. ДИНАМИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ НАЛИЧИЕМ МУФТЫ

Перейдем непосредственно к динамике муфт и рассмотрим вначале муфты с дискретным числом УЭ, причем сразу отметим, что существуют заметные различия в динамике муфт с четным и нечетным числом УЭ. Прежде всего это касается КПД и потерь на трение в муфтах.

На основе полученных нами результатов [13—16], к сожалению полностью игнорируемых другими авторами, если не считать прямого заимствования (см., например, [27, 28 и др.]) без соответствующих ссылок на указанные работы, что отмечено в работе [14], был установлен ряд важных моментов в работе муфт: влияние силы трения в муфтах с дискретным числом УЭ на ВАХ агрегата; воздействие погрешностей изготовления сопрягаемых деталей муфты на виброактивность агрегата; взаимосвязь точности изготовления деталей муфты и погрешностей монтажа соединяемых валов и др.

Полученные нами результаты имеют прикладной, практический характер, и потому их игнорирование наносит вред машиностроению и не может быть оправдано какими-либо соображениями.

Влияние радиального смещения e_0 соединяемых валов на динамику агрегата

Наличие радиального смещения e_0 валов ($e_0 \neq 0$) при отсутствии любых других погрешностей изготовления муфты (идеальный случай) обусловливает появление статической радиальной силы:

$$P_{es}^{\tau} = 0{,}5 P_{\tau} \nu_0 \lambda = 0{,}5 C_{\tau} \lambda e_0 = 0{,}5\, C_m^{\tau} e_0, \qquad (1)$$

где P_{τ} — номинальное усилие, приходящееся на один УЭ при работе всех УЭ и $e_0 = 0$; $\nu_0 = e_0/\delta_0 = e_0 C_{\tau}/P_{\tau}$ — критерий силового совершенства (δ_0 — номинальная деформация УЭ под действием усилия P_{τ}); λ — число УЭ; C_{τ} — линейная тангенциальная жесткость одного УЭ; e_0 — радиальное смещение; $C_m^{\tau} = \lambda C_{\tau}$ — тангенциальная жесткость муфты.

Из формулы (1) уже следует вывод о том, что **никакая конструкция муфты не обеспечивает компенсации погрешностей изготовления муфты и монтажа машин агрегата: наличие муфты лишь создает, прежде всего, дополнительную постоянную по величине и направлению силу, воспринимаемую опорами валов.** Поэтому не может быть "компенсирующих муфт" или муфт, обладающих "компенсационными свойствами". Для снижения P_{es}^{τ} необходимо максимально увеличивать тангенциальную податливость муфты либо увеличивать радиус расположения УЭ, что также следует из формулы (1). Это однозначно свидетельствует об ошибочности и необоснованности предположений о величине и частоте воздействия сил, обусловленных наличием муфты в составе агрегата, сделанных в работах [1—8 и др.].

Так как в реальных конструкциях машин валы и их опоры, в особенности опоры скольжения, имеют конечную жесткость, то появление силы P_{es}^{τ} при вращении соединенных валов не может не сказаться на их динамических свойствах из-за перегрузки подшипников скольжения, возможного неконтролируемого прогиба ротора и других причин. Видимо, только данными обстоятельствами можно объяснить утверждения о появлении динамических эффектов при вращении несоосных валов [5, 22—24]. В действительности динамические эффекты при наличии муфты обусловлены совершенно иными причинами, хотя нелинейные свойства опор скольжения в условиях их перегрузки силой P_{es}^{τ} могут привести к существенным изменениям ВАХ агрегата в целом и, в частности, к появлению частот, кратных частоте f_r. На последнее обстоятельство указывалось в работе [22].

В отношении зубчатых муфт приведенный ранее вывод означает, что ошибочно считать причиной динамических нагрузок, обусловленных зубчатой муфтой, эксцентриситет основных окружностей сцепляющихся зубьев (как утверждается в работе [23]), ибо он в данном случае является аналогом радиального смещения соединяемых валов.

Даже в идеальном случае условие $e_0 \neq 0$ влечет за собой неравномерный и переменный с частотой f_r характер нагрузки каждого УЭ. При этом степень неравномерности нагрузки и усилие P_{es}^{τ} зависят лишь от величины ν_0, поэтому нельзя согласиться с различными рекомендациями по выбору числа Z_r одновременно работающих УЭ.

В действительности, **в работе муфты участвуют все УЭ,** но их нагрузка носит пульсирующий характер, изменяясь в пределах от $P_{\tau}(1 + \nu_0)$ до $P_{\tau}(1 - \nu_0)$. Отсюда следует, что значение $\nu_0 = 1$ является предельным: в этом случае за один оборот валов из работы выключается один УЭ, а другой УЭ воспринимает двойную нагрузку. Это следует иметь в виду при расчете УЭ на прочность.

Величину ν_0 следует рассматривать как критерий силового совершенства муфты (КССМ). Кроме того, как показано в работе [14], **величина ν_0 однозначно связана с точностью монтажа и погрешностями изготовления сопрягаемых деталей муфты простым соотношением**

$$\xi_0 = K_s(1 - \nu_0) = 2(1 - \nu_0)/(\lambda - 1), \qquad (2)$$

где $K_s = \lambda/\Sigma\Delta = 2(\lambda - 1)^{-1}$; $\Sigma\Delta$ — сумма относительных деформаций УЭ, определяемых как $K_j = \delta_j/\delta_0$; $\xi_0 = \delta t_{\tau}/\delta_0$ — относительная погрешность углового шага расположения УЭ и отверстий (вырезов) под них; δt_{τ} — приведенная погрешность окружного шага при изготовлении упругодеформируемого УЭ (линейного размера) и линейного размера отверстия (выреза) под него.

Погрешности окружного шага расположения УЭ — основная причина возникновения динамических (вынуждающих) сил в муфтах с дискретным числом УЭ.

Из формулы (2) следует, что с уменьшением допуска на погрешность изготовления деталей муфты допуск на радиальное смещение валов может быть увеличен и наоборот. **Поэтому величину ξ_0 можно назвать критерием качества изготовления муфты (ККИМ).**

Данный вывод, впервые сформулированный в работе [14], есть научно обоснованная рекомендация, предлагаемая конструкторам и проектировщикам машин и агрегатов для составления технических требований не только к сборке, но и к качеству изготовления муфты, т. е. она решает проблему ВАХ в комплексе. Из формулы (2) также следует ранее сделанный вывод: **$\nu_0 = 1$ является предельным значение, так как оно означает абсолютно точное изготовление деталей муфты, т. е. отсутствие погрешностей изготовления ($\xi_0 = 0$), что физически недостижимо.**

Влияние погрешностей изготовления деталей муфты на динамику соединяемых валов и ВАХ агрегата

При точном центрировании соединяемых валов (примером являются коробки передач транспортных машин), т. е. при $e_0 = 0$, погрешности изготовления сопрягаемых элементов муфты обусловливают возникновение динамической нагрузки P_{ms}^{τ}, действующей с частотой f_r и для $\lambda = 3 \div 12$ определяемой по формуле

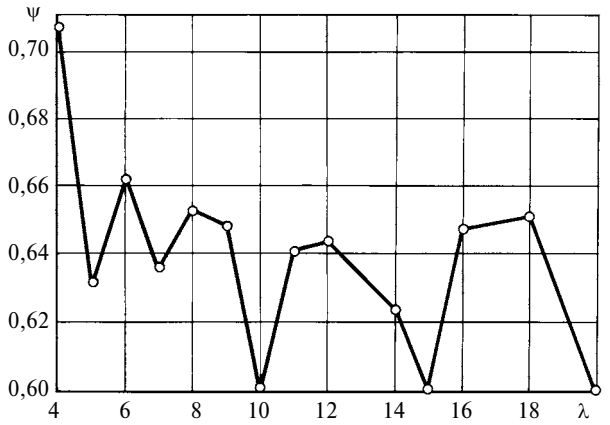
$$P_{ms}^{\tau} = (0{,}283 \div 0{,}297) P_{\tau} \lambda. \qquad (3)$$

Величина P_{ms}^{τ}, полученная по формуле (3), совпадает с полученной в работе [10], но причина ее возникновения объясняется не погрешностями изготовления муфты, а радиальным смещением (несоосностью) валов, что, конечно, ошибочно.

Таким образом, для улучшения ВАХ стыкуемых машин и агрегата в целом необходимо в первую очередь обеспечить высокую точность изготовления и сборки муфты.

Условие $e_0 \neq 0$ означает проскальзывание УЭ относительно контактирующих с ними поверхностей муфты и появление силы F_0 трения, которая воздействует с частотой f_r. Модуль этой силы зависит от числа УЭ и, непредсказуемо изменяясь в зависимости от числа УЭ (рисунок), может достигать большого значения, во много раз превосходящего вынуждающую силу от остаточного дисбаланса ротора машины.

Данный вывод опровергает предположения работ [1—8 и др.] о причинах, величинах и частотах вынуждающих сил, обусловленных наличием муфты. Кроме того, наличие вынуждающей силы трения, появляющейся в результате радиального смещения соединяемых валов, полностью опровергает выводы работ [27, 28 и др.], в которых отмечается отсутствие переменных сил "от внешней расцентровки".



Воздействием силы трения с частотой f_r можно объяснить невозможность достижения с помощью обычной балансировки в собственных подшипниках удовлетворительных ВАХ агрегата, состоящего, например, из центробежного многоступенчатого насоса, соединенного с двигателем муфтой типа МУВП. При этом, согласно исследованиям [13, 14], наибольшими потерями на трение и наибольшей силой трения обладают муфты с числом УЭ, кратным 4. Наименьшие потери на трение и соответственно минимальные силы трения свойственны муфтам с числом УЭ, кратным 5 (см. рисунок): для муфт с $\lambda = 10$, 15 и 20 значение ψ примерно одинаковое $0{,}594 \pm 0{,}004$.

Модуль силы F_0 определяется по формуле $|F_0| = \lambda\psi P_{\tau} f_{\text{т}}$, где $f_{\text{т}}$ — коэффициент трения УЭ по контактирующим поверхностям полумуфты; ψ — относительная сила трения (см. рисунок).

Приведем пример расчета силы трения в муфте типа МУВП, используемой при соединении центробежного многоступенчатого насоса с электродвигателем. Параметры муфты: передаваемая мощность — 500 кВт, частота вращения — 3000 мин$^{-1}$, $R = 100$ мм, $\lambda = 10$, $f_{\text{т}} = 0{,}2$, $\psi = 0{,}6$. Сила трения по формуле (2) $F_0 = 1{,}95$ кН, что более, чем в 100 раз превосходит вынуждающую силу от остаточного дисбаланса ротора — $D_s = 0{,}17$ Н · м.

Из расчета следует, что сила трения весьма велика. Однако о существовании этой силы и тем более о ее величине никто даже не предполагал, хотя нет убедительных объяснений изгибных поломок роторов центробежных насосов: согласно канонам насосостроения эти роторы передают только вращающий момент [24]. Указанная сила трения оказывает существенное влияние на ВАХ агрегата, но уменьшить (исключить) ее можно, лишь заменив муфту с дискретным числом УЭ, например, на муфту с одним (сплошным) УЭ, которая вообще не создает динамических сил. Это свидетельствует о неудачных конструкциях муфт с дискретным числом УЭ.

Значительная сила трения, обусловленная муфтой типа МУВП, является одним из объяснений небалансируемости центробежных насосов, а также подтверждением основного вывода [6, 7] о неудовлетворительных "компенсационных свойствах" "упругих муфт" этого типа.

Сделанный вывод относится ко всем видам муфт с дискретным числом УЭ, т. е. к "упругим" муфтам различных конструкций. К таким конструкциям относятся, например, отечественные муфты типа МУВП, зарубежные типа "Карделис", "Радиафлекс", "Уникум", "Пуль" и др. [8, с. 160—172]. На основании только этого результата можно сделать вывод о непригодности муфт с дискретным числом

УЭ в агрегатах, к которым предъявляются повышенные требования относительно ВАХ.

Однако положительным для муфт с числом УЭ, кратным 4, является то, что модуль динамической (вынуждающей) силы при наличии погрешностей изготовления и радиального смещения соединяемых валов имеет минимальную величину при всех законах распределения погрешностей изготовления (ЗРПИ), что в известной мере "реабилитирует" подобные конструкции муфт относительно их вклада в виброактивность агрегата.

При наличии начального (монтажного) радиального смещения (несоосности) $e_0 \neq 0$ и погрешностей δt_τ изготовления контактирующих деталей муфты возникает система сил, состоящая из статической силы P_{ed}^τ, аналогичной силе P_{md}^τ, и динамической силы, аналогичной силе P_{ms}^τ. Однако теперь модули этих сил определяются по иным зависимостям, которые учитывают закон распределения погрешностей изготовления и соотношение величин ν_0 и δt_τ. Наличие системы сил (статической и вынуждающей) никогда не предполагалось и потому не исследовалось, чем и объясняются путаница и противоречивость выводов в определении воздействия муфты на динамику стыкуемых машин и агрегата в целом.

Как установлено в работе [14], ЗРПИ проявляется обычно на производстве в виде: 1) монотонного возрастания накопленной ошибки окружного шага УЭ; 2) знакопеременного изменения погрешностей δt_Σ изготовления, т. е. окружного шага расположения УЭ. В последнем случае ЗРПИ может иметь либо пилообразный, либо синусоидальный характер.

Первый вид ЗРПИ свойствен нарезанию зубьев, шлицев и подобных элементов методом деления, но при этом он отличается прямой зависимостью точности изготовления от числа λ. Это влечет за собой не только высокую точность изготовления муфты, но и высокую точность ее монтажа, что никогда не может быть выполнено из-за малой величины ξ_0. Например, для муфты с $\lambda = 11$ по формуле (2) имеем ККИМ $\xi_0 = 0{,}2(1 - \nu_0)$, что даже при абсолютно точной центровке валов ($e_0 = 0$) дает $\xi_0 = 0{,}2$. Это означает, что приведенная ошибка окружного шага должна быть в 5 раз меньше номинальной деформации УЭ ($\delta t_\tau \leqslant 5\delta_0$), что физически невозможно осуществить.

Данное обстоятельство является основной причиной противоречивых результатов, полученных при исследовании зубчатых муфт, и обоснованием отсутствия аналитических зависимостей для расчета сил, возникающих при работе зубчатой муфты. Видимо, этим и объясняется ряд эффектов, отмеченных исследователями зубчатых муфт [19 и др.]. Более подробно о зубчатых муфтах будет сказано ниже.

Приведем конкретные зависимости для расчета вынуждающих сил от погрешностей изготовления различных муфт.

В случае пилообразного ЗРПИ для муфт с любым числом λ модуль вынуждающей силы определяется по формуле $|P_{md}^\tau| = P_\tau(1 - \nu_0)\lambda$.

В случае синусоподобного ЗРПИ аналитическое выражение для модуля вынуждающей силы существует лишь для четного числа λ:

$$|P_{md}^\tau| = 2P_\tau(1 - \nu_0)\lambda \text{ — для муфт с числом } \lambda = 4m \ (m \geqslant 2);$$

$$|P_{md}^\tau| = 0{,}423P_\tau[(1 - \nu_0)\lambda]^{1/2} \text{ — для муфт с числом } \lambda = 2\ (2m + 1).$$

4. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ И КОНСТРУИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Несмотря на достаточно большое число работ, посвященных исследованию динамики муфт [19, 22, 23, 25, 26 и др.], ни в одной из них не приведены конкретные данные о частотах воздействия и модулях вынуждающих сил, причинах их появления и взаимосвязи с конструкцией муфты. Хотя в книгах [19, 25, 26] были рассмотрены некоторые аспекты работы зубчатых муфт агрегатов (ЗМА), рассмотрим подробнее особенности работы и конструирования ЗМА. Это необходимо, так как ЗМА получили широкое распространение благодаря возможностям передавать значительные мощности, работать при больших частотах вращения, требуя при этом минимального технического обслуживания.

Полученные ранее результаты можно полностью отнести к ЗМА, но при этом необходимо учитывать следующие особенности их работы.

Радиальное смещение соединяемых валов ВСЕГДА означает перекос ЗМА, который происходит как в ЗМА с промежуточным валом (ГОСТ 5006—83, тип 2), так и в ЗМА с единой обоймой и двумя раздельными зубчатыми втулками (ГОСТ 5006—83, типы 1 и 3).

Кроме того, ЗМА работают в условиях повышенного трения, поэтому они всегда должны обильно смазываться, имея в своем составе соответствующие уплотнения. Тем не менее, в работе [19] сделано бездоказательное предположение о том, что в ЗМА коэффициент трения достигает $f_\text{т} = 0{,}2 \div 0{,}3$. Однако подобное значение коэффициента трения соответствует, согласно данным работы [29], **сухому трению** грубо обработанных поверхностей, что совершенно невозможно представить относительно ЗМА, зубья которых обрабатываются с нормальной и даже повышенной точностью и высокой чистотой боковых поверхностей:

параметр шероховатости рабочих поверхностей зубьев $Ra \leqslant 5$ мкм (ГОСТ 2789—73) [8, с. 16—19].

Еще более поразительный результат приведен в работе [25]: при бочкообразности зубьев, составляющей всего 0,02 мм, получили коэффициент трения $f_т \approx 0{,}4$. Подобное, трудно воспринимаемое значение коэффициента трения авторы объясняют тем, что в некоторой зоне отсутствует проскальзывание зубьев и имеет место трение покоя. Под некоторой зоной они понимают такое положение муфты, при котором начальная расцентровка валов меньше или равна критической, что характеризуется отсутствием упругого восстанавливающего момента.

Здесь прежде всего **следует отметить, что в покое, т. е. при отсутствии относительного смещения контактирующих поверхностей, трение отсутствует вообще, поэтому в подобных случаях следует говорить о трении при страгивании, а не о трении покоя.** Во-вторых, отсутствие в ЗМА проскальзывания зубьев даже трудно предположить, не говоря уже об обосновании этого явления (оно означает, что одна пара зубьев не работает!). Проскальзывания не может не быть по определению, ибо, как показано ранее, в работе муфт участвуют и проскальзывают относительно соответствующих поверхностей полумуфт все УЭ (зубья, пальцы, резиновые вкладыши, пружины и т. п.).

Поэтому согласиться с подобными результатами нельзя, так как для предотвращения наклепа и отвода теплоты, выделяющейся при ударах и смятии зубьев и вообще при работе муфты, соединение ЗМА обильно смазывается, а потому в условиях замкнутого пространства ЗМА не могут создаваться условия для возникновения сухого трения.

Отмеченный феномен можно объяснить следующим.

Из кинематики ЗМА с промежуточным валом следует, что одна лишь обработка диаметра выступов зубьев втулки по сфере не обеспечивает ей достаточной свободы (т. е. так называемой "компенсационной способности") — необходимо иметь и бочкообразность (так называемую стрелку) боковых (рабочих) поверхностей зубьев. При этом бочкообразность боковых поверхностей должна быть не микроскопически малой величиной (например, в работе [25] стрелка $h_b = 0{,}02$ мм), а отвечать условию:

$$D_a = D_b = D_e, \tag{4}$$

где D_a, D_b, D_e — диаметры соответственно выступов зубьев, начальной окружности зубьев и обработки боковых поверхностей зубьев.

Действительно, поворот втулки ЗМА в горизонтальной плоскости на какой-либо угол должен соответствовать повороту втулки в вертикальной плоскости на тот же угол, что и обеспечивается лишь при выполнении условия (4). По существу, условие (4) есть выполнение зубчатой втулки в виде шарового шарнира, при котором криволинейная поверхность зубьев втулки, о необходимости которой говорилось в работе [22], получает новое кинематическое обоснование.

В соответствии с условием (4) определяются все необходимые параметры ЗМА (радиальное смещение e_0, стрелка h_b, центральный угол хорды, равной ширине b зуба, угол j поворота зуба втулки до соприкосновения боковых сторон зубьев втулки и обоймы):

$$\alpha = 2\mathrm{arctg}b/D_e; \tag{5}$$

$$\gamma = \mathrm{arctg}(0{,}5\pi m - 2h_b)/b, \tag{6}$$

где m — модуль зацепления; b — ширина зуба, согласно ГОСТ 5006—83;

$$h_b = h_{табл}b, \tag{7}$$

где $h_{табл}$ — значение стрелки, принимаемое по таблицам, в зависимости от отношения b/D_e;

$$e_0 = L_0 \sin\gamma, \tag{8}$$

где L_0 — расстояние между серединами зубчатых венцов обоймы ЗМА.

Расчеты по формулам (5)—(8) [16] показывают, что выполнение условия (4) обеспечивает совершенно иные значения допустимых углов γ и радиального смещения e_0, на порядок превышающие значения, предусмотренные ГОСТ 5006—83. Так, согласно ГОСТ 5006—83 при $[e_0] = 0$ допустимое значение $[\gamma] = 1{,}5°$, а при $[e_0] = 1$ мм уже $[\gamma] = 45'$.

Из приведенных расчетов следуют совершенно новые выводы:

прямобочные шлицы допускают минимальные радиальные и угловые смещения лишь при наличии боковых и радиальных зазоров в соединениях;

центрирование этих соединений по боковым сторонам или по наружному диаметру делает невозможными угловые смещения в плоскости, параллельной боковым поверхностям, даже при наличии радиального зазора;

угловые смещения шлицевых соединений возможны лишь при наличии в них бокового и радиального зазоров, равных $0{,}25m$, или при высоте головки используемых эвольвентных зубьев $h_г = 0{,}8m$, где m — модуль зацепления. Эти смещения определяются по зависимости $\gamma = \arcsin 0{,}25m/b$.

Вычисления [16] показывают, что для прямобочных шлицевых соединений диапазон изменения угла γ весьма мал: $[\gamma] = 1°44' \div 2°24'$. Следовательно, **абсолютно НЕВЕРНО утверждение [8, с. 16], "что при угловом смещении оси втулки относительно**

обоймы до 15′ можно изготовлять зубчатые венцы втулок с прямыми зубьями".

В действительности наличие лишь одного из видов зазора (радиального или бокового) влечет за собой ЗАКЛИНИВАНИЕ зубьев муфты.

Следует отметить еще один существенный недостаток справочника [8]: в нем нет конкретных указаний или рекомендаций о величине h_b бочкообразности зубьев ЗМА.

Необходимо подчеркнуть, что принятие условия (4) одновременно обеспечивает и соблюдение условия необходимой толщины зубьев $S_e \geqslant S_{e\,\min}$, где $S_{e\,\min} = 0{,}5m$, что характерно для ЗМА, подверженных значительному изнашиванию. При этом углы γ уменьшаются всего на 2,5÷3,5° по сравнению со значениями, рассчитанными в работе [16]. Это значит, что даже при таком жестком условии углы перекоса остаются весьма большими, соответственно большими остаются и допустимые радиальные и угловые смещения.

5. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ЗМА С ЕДИНОЙ ОБОЙМОЙ И ДВУМЯ РАЗДЕЛЬНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ ВТУЛКАМИ

В случае использования ЗМА в виде отдельной обоймы с двумя раздельными зубчатыми втулками [22] следует учитывать взаимоположение зубчатых втулок. В частности, при рабочем положении втулок [22, рис. 2, *а*] необходимо руководствоваться расчетами по формулам (4)—(8). Разница состоит лишь в том, что в этом случае угловые смещения соединяемых валов относительно общей оси агрегата необязательно должны быть равными (очень редкий случай) — главное, чтобы они лежали по одну сторону оси. Однако при выполнении условия (4) и это требование становится совершенно необязательным.

Рассматриваемое положение соединяемых валов, названное в работе [5] U-образным, является наиболее часто встречающимся и потому характерно практически для всех агрегатов. Это объясняется тем, что почти для всех роторов центр тяжести их масс всегда расположен между опорами, что влечет за собой соответствующий прогиб вала под действием собственного веса и способствует вертикальному перемещению консолей вала (валов) вверх.

Данный случай взаиморасположения соединяемых валов является достаточно неблагоприятным с позиций ВАХ агрегата и обеспечения надежности. В связи с этим некоторые исследователи рекомендуют изменять существующую центровку валов машин, входящих в состав агрегата. В частности, предлагается добиваться нулевых угловых перемещений валов в месте их соединения зубчатой муфтой, что может быть достигнуто поднятием противоположных концов валов (разумеется вместе с машинами) на определенную величину с помощью установки клиновых прокладок в соответствующих местах опорных поверхностей машин агрегата, что пока не нашло применения.

Расположение соединяемых валов по схеме, приведенной в работе [22, рис. 2, *б*], можно рассматривать либо как Z-образное соединение [5], либо как ЗМА с промежуточным валом, роль которого играет обойма. Разница заключается лишь в том, что обычно промежуточный вал снабжается зубчатыми венцами с наружным зацеплением, а здесь промежуточный вал в виде обоймы имеет зубья с внутренним зацеплением.

Самым удивительным при этом является то, что в работе [29] по-прежнему утверждается, что зубчатая муфта обладает компенсирующей способностью, "для увеличения которой выгодно уменьшать длину зуба", а в работе [8, с. 15] утверждается, что "компенсация смещений достигается за счет относительного перемещения деталей муфты". Оба утверждения совершенно ошибочны, ибо в процессе работы агрегата радиальные и угловые перемещения валов стыкуемых машин остаются постоянными: валы не "всплывают" и не самоцентрируются, и большие зазоры, вопреки утверждениям [31], не способствуют улучшению работы ЗМА. Последнее предложение вообще неприемлемо в агрегатах с реверсивным режимом работы.

В заключение остановимся на заимствовании наших результатов другими исследователями. Так, выводы, полученные автором данной статьи еще в 1970 г. и опубликованные в 1985 г., ныне выдаются другими авторами за собственные результаты [14]. Другой пример: вывод о целесообразности увеличения радиуса расположения УЭ для снижения влияния радиального смещения соединяемых валов на их динамику [13, 14] был отвергнут рецензентом О. А. Ряховским как неприемлемый при конструировании агрегатов. Однако без ссылки на упомянутые статьи данный вывод был повторен в работе [30 и др.]. Более старательно использовал наши выводы автор работ [27, 28].

6. ВЫВОДЫ ПО ЗМА

Приведенные расчеты свидетельствуют о том, что кинематика и динамика ЗМА изучались с весьма узких и мало обоснованных позиций. Судя по всему, считалось (и считается сейчас!), что высокая точность изготовления и чистота обработки рабочих поверхностей зубьев муфты обеспечивают и достаточно высокие эксплуатационные качества этого важного элемента любого мощного агрегата. Это не соответствует действительности.

Ужесточение норм и допусков на радиальное и угловое смещения соединяемых валов, составляющее основу практически всех стандартов на любые типы муфт, — наглядное подтверждение того, что указанные ранее мероприятия не дают нужного эффекта: зубья муфт изнашиваются несмотря на обильное смазывание и ручную подгонку обойм и зубчатых втулок. Причины этого оставались неизвестными и невыясненными, ужесточение допусков не давало и не дает нужного эффекта, так как повсеместно наблюдаются сильные вибрации подшипников роторов, ближайших к ЗМА, и даже всей машины, входящей в состав агрегата.

Различные расчетные схемы ЗМА, предложенные для определения частот и модулей вынуждающих сил, обусловленных наличием ЗМА, базируются на умозрительном представлении о кинематике и динамике ЗМА, и потому не дали никаких конкретных и необходимых для практики результатов. Попытки же различных исследователей объяснить существенные расхождения теоретических результатов и практических данных привели к фантастическим выводам о существовании (возникновении) в ЗМА невероятно больших коэффициентов трения между зубьями, что физически невозможно.

В действительности, повышенный нагрев ЗМА объясняется не высоким коэффициентом трения, а перекосом и заклиниванием зубьев муфты.

Интуитивные догадки о пользе бочкообразности рабочих поверхностей ЗМА не получили теоретического обоснования, вследствие чего отсутствуют какие-либо четкие рекомендации по выбору величины бочкообразности. Принимаемые на практике значения параметра бочкообразности зубьев ЗМА являются микроскопически малыми и потому практически бесполезны. Для обеспечения успешной работы ЗМА необходимо выполнить условие (4), т. е. обрабатывать наружный диаметр зубьев по сфере и боковые поверхности зубьев — по диаметру, равному диаметру этой сферы.

Увеличение боковых зазоров между зубьями есть паллиатив, который нельзя признать удачным, ибо это расширение поля допуска на угловое смещение (угол поворота зубьев) зубьев втулок во впадинах обоймы, неприемлемое в ЗМА с реверсивным режимом работы. С другой стороны, расширение поля допуска своего рода приближение к выполнению условия (4).

Предположения о явлении заклинивания зубьев в ЗМА получило научное обоснование, поэтому предложенные автором данной статьи нетрадиционные рекомендации по конструированию ЗМА позволяют улучшить ВАХ агрегата, благодаря значительно меньшему влиянию радиального и углового смещений соединяемых валов на их динамику.

Общий подход к рассмотрению кинематики ЗМА и муфт с УЭ позволяет распространить на ЗМА, выполненные с учетом условия (4), все выводы, полученные при анализе муфт с УЭ. Разница состоит лишь в том, что при наличии ЗМА смещение валов (радиальное или угловое) должно рассматриваться как угловое смещение, непосредственно связанное с радиальным смещением соединяемых валов.

В связи с этим в технических требованиях на ЗМА и агрегат в целом должно задаваться лишь допустимое угловое смещение; радиальное же смещение следует рассчитывать по формуле (8).

Основным недостатком ЗМА, с позиций виброакустики, следует считать весьма большую жесткость зубьев. Для прямозубых ЗМА жесткость единицы ширины зуба составляет C_0 = 140 кН/см, т. е. в 9 раз больше тангенциальной жесткости МУВП, одной из самых жестких в этом отношении муфт с дискретным числом УЭ.

В связи с этим можно считать одной из рациональных конструкций ЗМА муфту, предложенную в работе [29]. Эта муфта имеет увеличенный диаметр выступов зубьев и малую их ширину. Паллиативом ей может быть ЗМА с числом зубьев, меньшим расчетного, что достигается путем равномерного удаления части зубьев с помощью фрезерования.

Зависимости для определения частот воздействия и модулей вынуждающих сил, влияния погрешностей изготовления на допускаемое радиальное смещение и т. д., полученные ранее для муфт с дискретным числом УЭ, полностью применимы в ЗМА.

7. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Анализ различных типов муфт, включая муфты с дискретным числом тангенциально деформируемых УЭ и ЗМА, показал, что виброактивность агрегата во многом зависит от податливости УЭ используемых муфт, среди которых наиболее жесткими в этом отношении являются зубчатые муфты, обладающие, однако, и наибольшей нагрузочной способностью.

2. Применение к муфтам машинных агрегатов (ММА) таких понятий, как "компенсирующая способность", "компенсация динамических нагрузок", "компенсационная жесткость" и т. п., встречающихся даже в современных технических документах и учебных пособиях по деталям машин, является не только неправомерным, технически неверным, но и дезориентирующим для конструкторов и эксплуатационников машин и агрегатов.

3. Указанные понятия предполагают полезность применения любых ММА, вне зависимости от требований к ВАХ агрегатов, тем самым отрицается установленная строгая взаимосвязь радиального смещения соединяемых валов и погрешностей изготовления сопрягаемых деталей муфт. Поэтому эти понятия должны быть полностью исключены из технической литературы.

4. Муфты являются элементами различных агрегатов, что заставляет учитывать их отрицательное влияние на вибрационные характеристики машины и агрегата в целом. Даже высокоточное центрирование соединяемых валов машин не спасает агрегат от повышенных вибраций, если не соблюдается условие (2), что было экспериментально подтверждено в работах [25, 26], но без знания этого условия.

5. Наиболее совершенными муфтами, не создающими вынуждающих сил за исключением статической силы от радиального смещения валов, следует считать отечественные муфты с одним (сплошным) УЭ. Это муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884—93) и с промежуточным диском (ГОСТ 25021—87), а также гидродинамические муфты и гидродинамические трансформаторы, шинно-пневматические и электромагнитные муфты с наполнителем (порошком или дробью), фрикционные и центробежные муфты. Муфты со звездочкой (ГОСТ 14084—76), имеющие в своем составе элементы типа пальцев, применять не следует, несмотря на наличие в них одного резинового УЭ. Из зарубежных муфт указанным требованиям отвечают муфты фирмы "Райх" (ФРГ) с хомутами "Мультикросс" и подобные им отечественные лепестковые муфты (ОСТ 95.1000—83).

6. Погрешности изготовления сопрягаемых деталей муфты являются причиной появления вынуждающих сил, действующих с частотами, кратными частоте вращения соединенных валов. Поэтому муфты с тангенциально деформируемыми УЭ следует признать неудачными и бесперспективными.

7. Динамические эффекты, обусловленные погрешностями изготовления сопрягаемых деталей муфты и допустимыми погрешностями монтажа соединяемых валов, однозначно оцениваются двумя критериями: критерием силового совершенства (ν_0) и критерием качества изготовления муфты (ξ_0), которые жестко связаны между собой зависимостью (2).

8. Динамические свойства соединяемых валов с учетом амортизации стыкуемых машин агрегата обусловливают появление дополнительной вынуждающей силы, модуль которой $|P_e^d| = 0{,}5C_\tau\lambda e_d$, где e_d — динамическое радиальное смещение, или разность амплитуд вынужденных колебаний концов соединяемых валов.

Данная сила, действующая с частотой f_r, действительно является безынерционной, что совпадает с одним из выводов работы [5], но ее модуль зависит от массы ротора, частоты его вращения и параметров амортизации стыкуемых машин агрегата, так как они определяют значение e_d.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Липсман С. И., Музыка А. Т., Липсман В. С.** Предупреждение и устранение вибраций роторных машин. Киев. Техніка, 1968. 196 с.

2. **Гафиатов Н. Х.** К расчету компенсирующей способности упругой муфты с тангенциальным расположением соединительных пальцев // Химическое машиностроение, 1972. № 2. С. 8—10.

3. **Брановский М. А., Лисицын И. С., Сивков А. П.** Исследование и устранение турбоагрегатов. М.: Энергия, 1969. 232 с.

4. **Клюкин И. И.** Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Л.: Судостроение, 1971. 416 с.

5. **Олимпиев В. И.** О влиянии расцентровок на вибрацию многоопорного ротора // Тр. ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Л.: 1972. Вып. 115. С. 28—42.

6. **Поляков В. С., Барбаш И. Д.** Экспериментальное исследование упругих муфт // Тр. ЛПИ им. М. И. Калинина. Л.: 1962. № 219. С. 140—152.

7. **Поляков В. С., Барбаш И. Д.** Исследование динамических свойств упругих муфт // Тр. ЛПИ им. М. И. Калинина. Л.: 1964. № 236. С. 23—31.

8. **Ряховский О. А., Иванов С. С.** Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991. 384 с.

9. **Машиностроение.** Энциклопедия в 40 т. Т. IV-I. Детали машин. Конструктивная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

10. **Морозов Б. А.** Компенсирующие свойства соединительных муфт. М.: Машгиз. Прокатные станы (ЦНИИТМАШ). Вып. 6. С. 124—172.

11. **Кармадонов А. Ф.** Соединительные устройства валов. М.-Свердловск: Машгиз, 1962. 88 с.

12. **Кугель Р. В.** Сравнительная оценка соединительных муфт // Вестник машиностроения. 1972. № 7. С. 9—13.

13. **Гроховский Д. В.** Влияние ошибок изготовления и монтажа упругих муфт на динамику стыкуемых валов // Вестник машиностроения. 1985. № 11. С. 33—37.

14. **Гроховский Д. В.** Муфта машинного агрегата как источник его повышенной виброактивности // Вестник машиностроения. 2001. № 8. С. 3—8.

15. **Гроховский Д. В.** Точность изготовления и сборки муфты агрегата как одно из средств повышения его надежности // Сб. тр. междунар. конф. "Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин" (25—27 ноября 2003 г., г. Самара, СамГУ). М.: Машиностроение, 2003. Т. 1. С. 215—217.

16. **Гроховский Д. В.** Особенности работы и конструирования зубчатых муфт агрегатов // Вестник машиностроении. 2005. № 2. С. 8—12.

17. **Редукторы** энергетических машин: Справочник // Б. А. Балашов, Р. Р. Гальпер, Л. П. Гаркави и др.; Под общ. ред. Ю. А. Державца. Л.: Машиностроение, 1985. 232 с.

18. **Кудрявцев В. Н.** Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.

19. **Попов А. П.** Зубчатые муфты в судовых агрегатах. Л.: Судостроение, 1985. 240 с.

20. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Конструирование узлов и деталей машин. 12-е изд., стер. Учеб. пособие для студентов высших учебных заведений. М.: Издательский центр "Академия", 2009, 496 с.

21. **Поляков В. С., Барбаш И. Д.** Муфты. Конструкции и расчет. Л.: Машиностроение, 1973. 336 с.

22. **Филиппов В. М., Финиченко В. А., Сапонджян Г. А.** Определение усилий в зубчатых муфтах при смещении и перекосе соединяемых валов // Вестник машиностроения. 1975. № 8. С. 32—34.

23. **Айрапетов Э. Л., Косарев О. И.** Зубчатые муфты. М.: Наука, 1982. 128 с.

24. **Гроховский Д. В.** Основы рационального конструирования высоконапорных центробежных многоступенчатых насосов энергетических установок: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. СПб: 1997, СПбГМТУ. 32 с.

25. **Ямпольский И. Д., Пальченко В. И., Хомяков В. К.** К вопросу возникновения возмущающих сил в зубчатых муфтах // Вестник машиностроения. 1975. № 10. С. 12—17.

26. **Ямпольский И. Д., Пальченко В. И., Гордон Е. Я.** Некоторые особенности динамики роторов с зубчатой муфтой // Машиноведение. 1976. № 5. С. 29—34.

27. **Ямпольский И. Д.** Переменные силы в упругих соединительных муфтах // Тяжелое машиностроение. 1993. № 9. С. 7—10.

28. **Ямпольский И. Д.** Особенности работы подвижных соединительных муфт с упругими элементами // Тяжелое машиностроение. 1993. № 10. С. 2—4.

29. **Крагельский И. В.** Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.

30. **Орлов П. И.** Конструирование узлов и деталей // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 9. С. 16—21.

31. **Плахтин В. Д., Ивочкин М. Ю.** Синтез зацепления зубчатых муфт с повышенными углами перекоса соединяемых валов // Вестник машиностроения. 2003. № 6. С. 3—9.

УДК 534.232.621.312

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МГИЭТ(ТУ)], тел.: (499) 710-66-74

Условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электроупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений

Получены условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электроупругого преобразователя для детерминированных и случайных воздействий. Определено множество положений равновесия в системе управления деформацией электроупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений.

Ключевые слова: условия абсолютной устойчивости, электроупругий преобразователь, система управления деформацией, привод нано- и микроперемещений.

The conditions are obtained for absolute stability of control system of deformation of the electroelastic converter for deterministic and random influences. A quantity of equilibrium states in the control system of deformation of the electroacoustic transducer of nano-and microdisplacements drive has been determined.

Keywords: conditions for absolute stability, electroelastic converter, control system of deformation, the nano- and micro-displacements drive.

Применение прецизионного привода нано- и микроперемещений с электроупругими преобразователями (ЭУП) с использованием обратного пьезоэффекта или электрострикционного эффекта перспективно в нанотехнологии и микроэлектронике. Пьезопреобразователь привода (ПП) работает на основе обратного пьезоэффекта, перемещение достигается в результате деформации ПП при приложении электрического напряжения. Использование ПП для наноперемещений перспективно в оборудовании нанотехнологии, нанобиологии, микроэлектроники и астрономии для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта. ПП имеют диапазон перемещения от нескольких нанометров до десятков микрометров, нагрузочную способность до 1000 Н, мощность на выходном валу до 100 Вт и полосу пропускания порядка нескольких десятков герц. При использовании системы управления деформацией ПП в сканирующем туннельном микроскопе имеется нанометрический рабочий зазор между ПП и подложкой. В системах адаптивной оптики на ПП действует инерционная или упругоинерционная нагрузка [1—4].

Наряду с такими преимуществами, как высокая точность, большая нагрузочная способность, широкая полоса пропускания, ПП имеют существенный недостаток в виде нелинейной гистерезисной статической характеристики. Наличие гистерезиса усложняет проектирование систем управления деформацией ПП для наноперемещений. В отличие от системы управления с однозначной нелинейностью, устойчивость положения равновесия которой исследуется с помощью функций Ляпунова или критерия Попова, устойчивость системы управления деформацией ПП с гистерезисной нелинейностью и множеством положений равновесия оцени-

вается с помощью критерия абсолютной устойчивости Якубовича [5, 6].

Динамические характеристики и передаточные функции ПП рассчитываются на основе совместного решения волнового уравнения и уравнения пьезоэффекта при нулевых начальных и соответствующих граничных условиях.

Линейное уравнение обратного продольного пьезоэффекта [3, 7] при управлении ПП по напряжению имеет вид:

$$S_3 = d_{33}E_3(t) + s_{33}^E T_3(x, t), \qquad (1)$$

где $S_3 = \partial\xi(x, t)/\partial x$ — относительное смещение сечения ПП по оси 3; d_{33} — пьезомодуль при продольном пьезоэффекте; $E_3(t) = U(t)/\delta$ — напряженность электрического поля по оси 3 (здесь $U(t)$ — напряжение на электродах пьезопластины, δ — ее толщина); s_{33}^E — упругая податливость по оси 3 при $E = \text{const}$; $T_3(x, t)$ — механическое напряжение по оси 3.

Например, при закрепленном торце ПП при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке при $x = l = n\delta$ имеем уравнение сил, действующих на торце ПП, в виде:

$$T_3S_0 = -M\partial^2\xi(x, t)/\partial t^2 - (C_a + C_e)\xi(x, t),$$

где M — перемещаемая масса; C_a, C_e, C_c — жесткости армирующего элемента, упругой нагрузки и составного ПП.

Из уравнения (1) с учетом сил, действующих на торец ПП, получаем:

$$\left.\frac{\mathrm{d}\Xi(x, p)}{\mathrm{d}x}\right|_{x = l} = d_{33}E_3(p) - \frac{s_{33}^E Mp^2\Xi(p)}{S_0} - \frac{s_{33}^E(C_a + C_e)\Xi(p)}{S_0},$$

где p — оператор Лапласа; $\Xi(x, p)$ — преобразование Лапласа смещения сечения ПП с координатой x.

Следовательно, для ПП, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке получим выражение

$$\frac{\Xi(p)\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E Mp^2}{S_0} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E(C_a + C_e)}{S_0} = d_{33}E_3(p), \qquad (2)$$

где $\gamma = p/c^E + \alpha$ (здесь c^E — скорость звука при $E = \text{const}$; α — коэффициент затухания).

Из выражения (2) определяем передаточную функцию составного ПП:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}}{s_{33}^E Mp^2/S_0 + \gamma/\mathrm{th}(l\gamma) + s_{33}^E(C_a + C_e)/S_0}. \qquad (3)$$

Обозначим жесткость составного ПП при продольном пьезоэффекте как $C_c = S_0/(s_{33}^E l)$. Тогда с учетом выражения (3) передаточные функции ПП, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке принимают вид:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}l}{Mp^2/C_c + l\gamma\mathrm{cth}(l\gamma) + (C_a + C_e)/C_c};$$

$$W_1(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33}n}{Mp^2/C_c + l\gamma\mathrm{cth}(l\gamma) + (C_a + C_e)/C_c},$$

где $\Xi(p)$, $U(p)$ — преобразования Лапласа соответственно перемещения торца составного ПП по оси 3 и напряжения на его обкладках при нулевых начальных условиях.

Следовательно, для статического перемещения $\xi(l, \infty)$ армированного составного ПП в установившемся режиме при подаче напряжения $U(t) = U_{\max}\mathrm{l}(t)$, где $U_{\max}$ — максимальная величина (амплитуда) напряжения, при упругоинерционной нагрузке получаем выражение

$$\xi(l, \infty) = \lim_{t\to\infty}\xi(l, t) = \lim_{p\to 0} pW_1(p)U_{\max}/p.$$

Отсюда следует, что $\xi(l, \infty) = d_{33}nU_{\max}/[1 + (C_a + C_e)/C_c]$.

Соответственно передаточная функция $W_2(p)$ составного ПП при упругоинерционной нагрузке в диапазоне рабочих частот $0 < \omega < 0{,}01c^E/l$ записывается в виде:

$$W_1(p) = \Xi(p)U(p) = \{d_{33}n/[1 + (C_a + C_e)/C_c]\}/(T_t^2 p + 2T_t\xi_t p + 1);$$

$$T_t = \sqrt{M/(C_a + C_e + C_c)};$$

$$\xi_t = \alpha l^2 C_c/[3c^E\sqrt{M(C_a + C_e + C_c)}],$$

где T_t, ξ_t — соответственно постоянная времени и коэффициент затухания колебательного звена для составного ПП при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке.

Абсолютную устойчивость системы управления деформацией ПП нано- и микроперемещений при

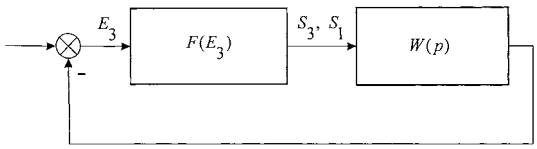


Рис. 1. Обобщенная структурная схема системы управления деформацией ЭУП нано- и микроперемещений

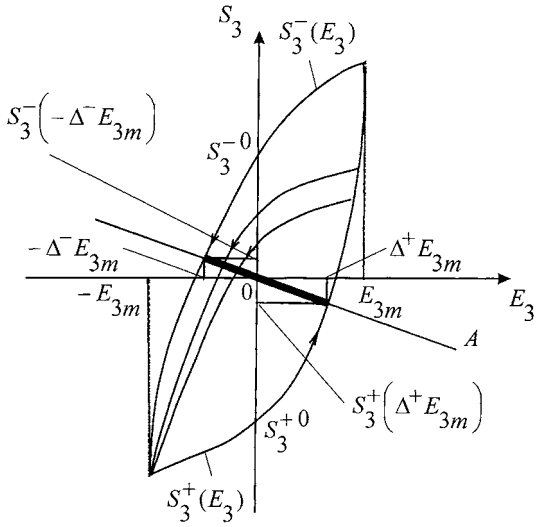


Рис. 2. Асимметричная гистерезисная петлевая характеристика деформации ЭУП при пьезоэлектрическом эффекте

детерминированных воздействиях исследуем на основе критерия Якубовича [6], являющегося развитием критерия абсолютной устойчивости Попова. При описании деформационного гистерезиса используем общепринятую классическую модель Прейзаха [8—10]. Следовательно, для системы управления деформацией ЭУП (рис. 1) имеем передаточную функцию $W(p)$ линейной части системы и гистерезисную функцию S_3 или S_1 пьезопреобразователя.

Описание гистерезисной нелинейности ПП при продольном пьезоэффекте (уравнение нелинейного пьезоэффекта) имеет вид $S_3 = F\left[E_3\big|_0^t, t, S_3(0), \operatorname{sign}\dot{E}_3\right]$, т. е. значение функции S_3 в каждый момент времени t зависит от поведения напряженности E_3 электрического поля на промежутке $[0, t]$, от t, от начального значения $S_3(0)$ и знака скорости $\dot{E}_3$ изменения напряженности поля. При этом $S_3(0)$ должно принадлежать некоторому дополнительно заданному множеству $L[E_3(0)]$, зависящему в общем случае от $E_3(0)$. Рассмотрим гистерезисную характеристику ПП (рис. 2). Множеством $L[E_3(0)]$ является вертикальный отрезок $[S_3^0, -S_3^0]$ — пересечение оси ординат с петлей гистерезиса, снятой при максимально допустимой напряженности поля в ПП.

Найдем стационарное множество системы управления деформацией ПП при устойчивой линейной части системы управления. На плоскости (E_3, S_3) проведем прямую A, уравнение которой имеет вид $E_3 + W(0)S_3 = 0$, где $W(0)$ — значение передаточной функции линейной части системы управления при $p \to 0$. Множество точек M пересечения этой прямой с гистерезисной характеристикой представляет собой отрезок прямой, выделенной на рис. 2.

Пусть E_{30}, S_{30} — стационарное решение системы. Следовательно, получаем:

$$E_{30} + W(0)S_{30} = 0. \qquad (4)$$

Таким образом, стационарным множеством M системы будет выделенный отрезок прямой A со множеством пар (E_{30}, S_{30}). Каждой точке пересечения гистерезисной нелинейности с частными циклами и прямой A соответствует одно положение равновесия с координатами (E_{30}, S_{30}).

Определим проекцию стационарного множества положений равновесия торца ПП на ось X, где координата $x = E_3/E_{3m}$ (см. рис. 2). Подставим в уравнение (4) прямой аналитическое описание симметричной основной петли гистерезиса ПП для продольного пьезоэффекта [4] в виде:

$$S_3 = d_{33}E_3 - \gamma_{33}E_{3m}\left(1 - \frac{E_3^2}{E_{3m}^2}\right)^{n_{33}} \operatorname{sign}\dot{E}_3, \qquad (5)$$

где E_{3m} — амплитуда напряженности электрического поля в ПП; S_{3m} — максимальное относительное перемещение ПП по оси 3; $\gamma_{33} = S_3^0/E_{3m}$ — остаточный гистерезис при продольном пьезоэффекте по оси 3; S_3^0 — остаточное относительное перемещение ПП по оси 3 при $E_3 = 0$; n_{33} — степенной коэффициент, определяемый формой гистерезисной кривой при продольном пьезоэффекте, например для пьезокерамики ЦТС-19 $n_{33} = 1$.

Найдем ширину 2Δ зоны токов для системы управления деформацией ПП при симметричной петле гистерезиса, для чего подставим значение $E_{30} = \Delta E_{3m}$ в выражение (5). Получим:

$$\Delta E_{3m} + W(0)\,S_3^+(\Delta E_{3m}) = 0, \qquad (6)$$

где Δ — напряженность электрического поля относительно амплитуды напряженности в крайней точке равновесия системы управления деформацией ПП; $S_3^+(\Delta E_{3m})$ — относительная деформация S_3

на восходящей ветви гистерезисной характеристики при $\dot{E}_3 > 0$ и $E_{30} = \Delta E_{3m}$.

На нисходящей ветви гистерезисной характеристики при $\dot{E}_3 < 0$ и $E_{30} = -\Delta E_{3m}$ относительная деформация S_3 составит $S_3^-(-\Delta E_{3m})$ (см. рис. 2).

Соответственно имеем:

$$S_3^+(\Delta E_{3m}) = \\ = d_{33}\Delta E_{3m} - \gamma_{33}E_{3m}(1 - (\Delta E_{3m})^2/E_{3m}^2). \qquad (7)$$

После сокращения формула (7) приобретает вид:

$$S_3^+(\Delta E_{3m}) = d_{33}\Delta E_{3m} - \gamma_{33}E_{3m}(1 - \Delta^2). \qquad (8)$$

Подставив выражение (8) в уравнение (6), получим:

$$\Delta E_{3m} + W(0)E_{3m}[d_{33}\Delta - \gamma_{33}(1 - \Delta^2)] = 0. \qquad (9)$$

После сокращения формула (9) приобретает вид:

$$\Delta + W(0)[d_{33}\Delta - \gamma_{33}(1 - \Delta^2)] = 0. \qquad (10)$$

Из выражения (10) получаем квадратное уравнение для определения ширины 2Δ зоны покоя ПП при продольном пьезоэффекте

$$\Delta^2 + \frac{(1 + W(0)d_{33})}{W(0)\gamma_{33}}\Delta - 1 = 0.$$

Следовательно, ширина зоны покоя при продольном пьезоэффекте для симметричной петлевой характеристики

$$2\Delta = -\frac{(1 + W(0)d_{33})}{W(0)\gamma_{33}} + \sqrt{\frac{(1 + W(0)d_{33})^2}{W^2(0)\gamma_{33}^2} + 4}.$$

Для асимметричной петлевой характеристики (см. рис. 2) при $\gamma_{33} = \overset{+}{\gamma}_{33}$ для восходящей ветви петли гистерезиса при $\operatorname{sign}\dot{E}_3 = +1$ и при $\gamma_{33} = \overset{-}{\gamma}_{33}$ для нисходящей ветви петли гистерезиса при $\operatorname{sign}\dot{E}_3 = -1$ (верхние индексы: (+) — для восходящей ветви; (−) — для нисходящей ветви), соответственно находим при продольном пьезоэффекте $\Delta^+ + \Delta^-$ отрезок покоя:

$$\Delta^+ + \Delta^- = -\frac{(1 + W(0)d_{33})}{2W(0)}\left(\frac{1}{\overset{+}{\gamma}_{33}} + \frac{1}{\overset{-}{\gamma}_{33}}\right) + \\ + \frac{1}{2}\sqrt{\frac{(1 + W(0)d_{33})^2}{W^2(0)(\overset{+}{\gamma}_{33})^2} + 4} + \frac{1}{2}\sqrt{\frac{(1 + W(0)d_{33})^2}{W^2(0)(\overset{-}{\gamma}_{33})^2} + 4}.$$

Продольная и поперечная деформации относительно направления электрического поля описываются перевернутыми кривыми, так как практически $d_{31} = -0{,}5d_{33}$ или $S_1 = -0{,}5S_3$, т. е. продольная деформация направлена в положительном направлении координатной оси 3, а поперечная — противоположно положительному направлению координатной оси 1 при положительной напряженности электрического поля по оси 3. Вид гистерезисной петли при продольной и поперечной деформациях аналогичен для образцов из пьезокерамики ЦТС-19. Существенным является наличие гистерезиса типа "петля" при продольном и поперечном пьезоэффектах, знак деформации учитывается выбором соответствующего положительного направления оси координат в системе управления.

Следовательно, получаем описание симметричной гистерезисной характеристики деформации ПП при поперечном пьезоэффекте в виде:

$$S_1 = d_{31}E_3 - \gamma_{31}E_{3m}\left(1 - \frac{E_3^2}{E_{3m}^2}\right)^{n_{31}} \operatorname{sign}\dot{E}_3,$$

где $\gamma_{31} = S_1^0/E_{3m}$ — остаточный гистерезис при поперечном пьезоэффекте по оси 1 (здесь S_1^0 — остаточная относительная величина статической гистерезисной характеристики по оси 1 при $E_3 = 0$); n_{31} — степенной коэффициент, определяемый формой гистерезисной кривой при поперечном пьезоэффекте, например, для пьезокерамики ЦТС-19 $n_{31} = 1$.

Аналогично ширина зоны покоя при поперечном пьезоэффекте при $n_{31} = 1$ имеет вид:

$$2\Delta = -\frac{(1 + W(0)d_{31})}{W(0)\gamma_{31}} + \sqrt{\frac{(1 + W(0)d_{31})^2}{W^2(0)\gamma_{31}^2} + 4}.$$

В общем виде деформационный гистерезис пьезоэлектриков при знакопеременном напряжении на обкладках пьезопреобразователя (при знакопеременной напряженности электрического поля) описывается зависимостями типа "петля" или "бабочка" (вид зависимости определяется составом пьезокерамики [9—12]).

Например, для пьезокерамики ЦТС-19 пьезопреобразователей ПП-4, П3, П6 — зависимость типа "петля" (см. рис. 2) — при электромеханической деформации ЭУП преобладает пьезоэлектрический эффект [1, 4], а для пьезокерамики 8/65/35 PLZT — зависимость типа "бабочка" (рис. 3) — преобладает электрострикционный эффект, причем на "крыльях бабочки" характеристики деформации наблюдаем для однополярного изменения напряженности

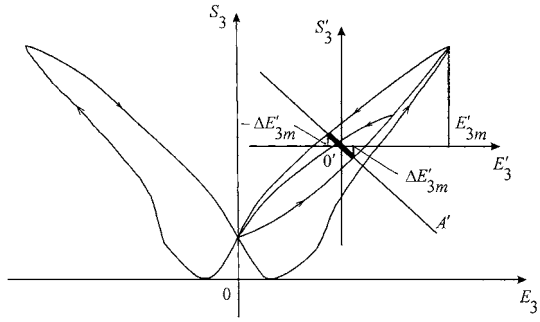


Рис. 3. Характеристика типа "бабочка" деформации ЭУП при электрострикционном эффекте

электрического поля частный цикл — гистерезисную петлю [11, 12]. Этот режим часто используется в системах управления нано- и микроперемещениями, когда начало координат переносится в точку *0′* и деформации ЭУП рассматриваются в новой системе координат (со штрихом). При этом для оценки устойчивости системы справедлив критерий Якубовича.

Функция S_3 гистерезисной нелинейности пьезопреобразователя при продольном пьезоэффекте непрерывна, причем

$$\nu_{1_{33}},\ \nu_{2_{33}} \in [0, \nu_{33}], \quad \nu_{33} = \max[\mathrm{d}S_3/\mathrm{d}E_3].$$

Величины $\nu_{1_{33}}$ и $\nu_{2_{33}}$ определяем по гистерезисной статической характеристике (см. рис. 2), измеренной при максимально допустимой напряженности электрического поля в ПП, где $\nu_{1_{33}} = 0$ и $\nu_{2_{33}} = \nu_{33}$ — соответственно минимальное и максимальное значения тангенса угла наклона касательной к гистерезисной нелинейности ПП при продольном пьезоэффекте.

Петля гистерезиса ПП обходится против часовой стрелки. Отношение тангенсов угла наклона касательной к гистерезисной нелинейности ПП при продольном и поперечном пьезоэффектах пропорционально отношению соответствующих пьезомодулей: $\nu_{33} : \nu_{31} = d_{33} : d_{31}$.

Обозначим величину ν, соответствующую максимальному тангенсу угла наклона касательной к нелинейной характеристике ПП, как ν_{33} — при продольном и ν_{31} — при поперечном пьезоэффектах, т. е. $\nu = \nu_{33}, \nu_{31}$. Соответственно достаточные условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией ЭУП привода нано- и микроперемещений (рис. 4) имеют вид:

$$\mathrm{Re}\,\nu W(j\omega) \geqslant -1, \tag{11}$$

где j — мнимая единица; ω — частота.

На рис. 4 на комплексной плоскости приведены амплитудно-фазовые частотные характеристики (АФЧХ) для частотной передаточной функции $\nu W(j\omega)$ при выполнении (кривая *1*) и невыполнении (кривая *2*) условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией ЭУП (заштрихована запретная область для АФЧХ). Частотный критерий (11) абсолютной устойчивости прост и удобен для синтеза корректирующих устройств систем управления деформацией ЭУП. Например, для ПП из пьезокерамики ЦТС-19 максимальный тангенс угла касательной к нелинейности составляет при продольном пьезоэффекте $\nu_{33} = 1$ нм/В, а при поперечном пьезоэффекте $\nu_{31} = 0{,}5$ нм/В.

Определим условия абсолютной устойчивости системы автоматического управления деформацией ЭУП привода нано- и микроперемещений при случайных воздействиях на основе критерия Якубовича [5, 6].

Формулировка критерия для системы управления деформацией ПП привода нано- и микроперемещений при продольном пьезоэффекте с гистерезисной характеристикой (см. рис. 1 и 2) такова: чтобы нелинейная система автоматического управления при внешнем воздействии, содержащим случайную составляющую $f(t) = m_f(t) + f^0(t)$, где $|m_f(t)| \leqslant R_f$ (R_f — верхняя оценка модуля математического ожидания m_f), была абсолютно устойчивой относительно математических ожиданий, достаточно, чтобы при всех $\omega \geqslant 0$ выполнялось условие $\mathrm{Re}\nu_{33}W(j\omega) + 1 \geqslant 0$ и производная нелинейной характеристики удовлетворяла неравенству

$$0 < \partial m_{S_3}(m_{E_3}, \sigma_{E_3})/\partial m_{E_3} < \nu_{33}. \tag{12}$$

Дисперсию $\sigma^2_{E_3}$ можно оценить посредством дисперсии внешнего воздействия: $\sigma^2_{E_3} \leqslant k^2_\sigma \sigma^2_f$, где k_σ — взаимная корреляционная функция f и E_3. Если среднеквадратичное отклонение σ_{E_3} заменить

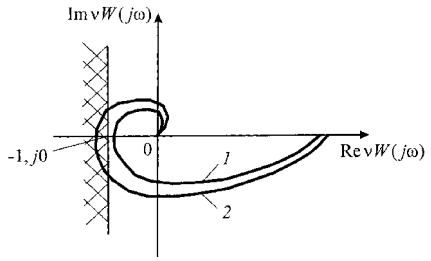


Рис. 4. Критерий абсолютной устойчивости системы управления деформацией ЭУП привода нано- и микроперемещений при выполнении (*1*) и невыполнении (*2*) условия абсолютной устойчивости

его верхним значением, то двойное неравенство (12) примет вид: $0 < \partial m_{S_3}(m_{E_3}, k_\sigma \sigma_f)/\partial m_{E_3} < \nu_{33}$, где

$$\frac{\partial m_{S_3}}{\partial m_{E_3}} = \frac{1}{2\sigma_{E_3}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(E_3 - m_{E_3}\right)[S_3^+(E_3) + S_3^-(E_3)] \times$$

$$\times \frac{1}{\sigma_{E_3}\sqrt{2\pi}} \mathrm{e}^{-\left(E_3 - m_{E_3}\right)^2/\left(2\sigma_{E_3}^2\right)} \mathrm{d}E_3. \qquad (13)$$

Здесь $S_3^+(E_3)$, $S_3^-(E_3)$ — восходящая и нисходящая ветви (см. рис. 2) гистерезисной петли.

Для ПП при продольном пьезоэффекте вершины основных гистерезисных петель находятся на начальной кривой $S_3 = F_1(E_3)$, причем $S_{3m} = d_{33m}E_{3m}$, где d_{33m} — максимальное значение продольного пьезомодуля для каждой основной гистерезисной кривой ПП. Следовательно, выражение для производной нелинейной характеристики (13) преобразуется к виду:

$$\frac{\partial m_{S_3}}{\partial m_{E_3}} = \frac{1}{\sigma_{E_3}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(E_3 - m_{E_3}\right) \times$$

$$\times F_1(E_3) \frac{1}{\sigma_{E_3}\sqrt{2\pi}} \mathrm{e}^{-\left(E_3 - m_{E_3}\right)^2/\left(2\sigma_{E_3}^2\right)} \mathrm{d}E_3. \qquad (14)$$

Начальная кривая ПП из ЦТС-19 при обратном пьезоэффекте

$$F_1(E_3) = d_{33}^0 E_3 + a_{33}E_3^3, \qquad (15)$$

причем максимальное значение пьезомодуля определяется формулой

$$d_{33m} = d_{33}^0 + a_{33}E_{3m}^2, \qquad (16)$$

где d_{33}^0 — начальное значение продольного пьезомодуля; a_{33} — коэффициент степенно́го полинома при продольном пьезоэффекте.

Для ПП из пьезокерамики ЦТС-19 при продольном пьезоэффекте: $d_{33}^0 = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, $a_{33} = 3{,}1 \cdot 10^{-22}$ м^3/В^3.

Учитывая зависимости (14)—(16), получаем производную нелинейной характеристики

$$\frac{\partial m_{S_3}}{\partial m_{E_3}} = \frac{1}{\sigma_{E_3}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(E_3 - m_{E_3}\right) \times$$

$$\times d_{33m}E_3 \frac{1}{\sigma_{E_3}\sqrt{2\pi}} \mathrm{e}^{-\left(E_3 - m_{E_3}\right)^2/\left(2\sigma_{E_3}^2\right)} \mathrm{d}E_3.$$

Используя метод статистической линеаризации, оценим при $m_{E_3} = 0$ величины частных производных относительного перемещения по напряженности электрического поля:

$$\frac{\partial m_{S_3}}{\partial m_{E_3}} = \frac{1}{\sigma_{E_3}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} d_{33m}E_3^2 \frac{1}{\sigma_{E_3}\sqrt{2\pi}} \mathrm{e}^{-E_3^2/\left(2\sigma_{E_3}^2\right)} \mathrm{d}E_3 =$$

$$= \frac{4d_{33m}}{\sqrt{\pi}} \int_0^{+\infty} r^2 \mathrm{e}^{-r^2} \mathrm{d}r = d_{33m};$$

$$0 < d_{33m} < \nu_{33},$$

где $r = E_3/(\sqrt{2}\,\sigma_{E_3})$ — переменная интегрирования.

Аналогично начальная кривая ПП при поперечном пьезоэффекте имеет вид: $F_1(E_3) = d_{31}^0 E_3 + a_{31}E_3^3$, где d_{31}^0 — начальное значение поперечного пьезомодуля; a_{31} — коэффициент степенного полинома при поперечном пьезоэффекте.

Для ПП из ЦТС-19 при поперечном пьезоэффекте $d_{31}^0 = 2 \cdot 10^{-10}$ м/В, $a_{31} = 1{,}4 \cdot 10^{-22}$ м^3/В^3.

Так как вершины основных гистерезисных петель находятся на начальной кривой $S_1 = F_1(E_3)$, причем $S_{1m} = d_{31m}E_{3m}$, где d_{31m} — максимальное значение пьезомодуля при поперечном пьезоэффекте для каждой основной гистерезисной кривой, получаем выражение для максимального значения соответствующего пьезомодуля: $d_{31m} = d_{31}^0 + a_{31}E_{3m}^2$.

Выражение для производной нелинейной характеристики имеет вид:

$$\frac{\partial m_{S_1}}{\partial m_{E_3}} = \frac{1}{\sigma_{E_3}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} \left(E_3 - m_{E_3}\right) \times$$

$$\times F_1(E_3) \frac{1}{\sigma_{E_3}\sqrt{2\pi}} \mathrm{e}^{-\left(E_3 - m_{E_3}\right)^2/\left(2\sigma_{E_3}^2\right)} \mathrm{d}E_3.$$

Аналогично для ПП при поперечном пьезоэффекте в системе автоматического управления при $m_{E_3} = 0$ с учетом максимального значения пьезомодуля частная производная имеет вид:

$$\frac{\partial m_{S_1}}{\partial m_{E_3}} = \frac{1}{\sigma_{E_3}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} d_{31m}E_3^2 \frac{1}{\sigma_{E_3}\sqrt{2\pi}} \mathrm{e}^{-E_3^2/\left(2\sigma_{E_3}^2\right)} \mathrm{d}E_3 =$$

$$= \frac{4d_{31m}}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\infty} r^2 \mathrm{e}^{-r^2} \mathrm{d}r = d_{31m};$$

$$0 < d_{31m} < \nu_{31}.$$

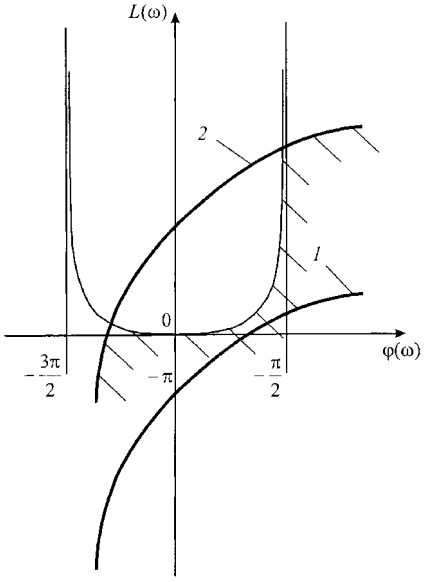


Рис. 5. Критерий абсолютной устойчивости системы управления деформацией ЭУП привода нано- и микроперемещений на плоскости ЛАЧХ и ФЧХ разомкнутой системы при выполнении (*1*) и невыполнении (*2*) условия абсолютной устойчивости

Рассмотрим геометрическую интерпретацию критерия (11) для системы управления деформацией ЭУП привода нано- и микроперемещений. АФЧХ разомкнутой системы $\nu W(j\omega)$ для всех $\omega \geqslant 0$ должна располагаться правее прямой $\mathrm{Re}\,\nu W(j\omega) = -1$ (см. рис. 4). Критерий абсолютной устойчивости системы на плоскости логарифмической амплитудной (ЛАЧХ) и фазовой (ФЧХ) частотных характеристик разомкнутой системы $\nu W(j\omega)$ в декартовой системе координат $L(\omega) = Q[\varphi(\omega)]$, где $L(\omega) = 20\lg|\nu W(j\omega)|$ – ЛАЧХ, $\varphi(\omega)$ – ФЧХ, формулируется следующим образом: для абсолютной устойчивости системы достаточно, чтобы ЛАЧХ $L(\omega) = Q[\varphi(\omega)]$ разомкнутой системы управления ЭУП (заштрихованная на рис. 5 характеристика) для всех $\omega \geqslant 0$ располагалась ниже граничной кривой $L(\omega) = 20\lg|1/\cos\varphi|$. Заштрихованная на рис. 5 область для скорректированной характеристики $L(\omega)$ соответствует скорректированной АФЧХ для частотной передаточной функции $\nu W(j\omega)$ на рис. 4, которая не пересекает на комплексной плоскости вертикальную линию $\mathrm{Re}\,\nu W(j\omega) = -1$. При введении в систему корректирующего устройства, надлежащим образом деформирующего АФЧХ линейной части системы управления деформацией ЭУП, частотный критерий абсолютной устойчивости будет выполняться.

Выводы

Определены условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией ПП нано- и микроперемещений при продольном и поперечном пьезоэффекте при детерминированных и случайных воздействиях. Полученные зависимости позволяют проводить синтез корректирующих устройств системы управления деформацией ЭУП. Множество положений равновесия системы управления деформацией ЭУП устойчиво относительно математических ожиданий, если выполняются полученные условия на производную нелинейной гистерезисной характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
2. **Некоторые** физико-механические проблемы пьезоэлектрических актюаторов и области их применения / В. А. Акопьян, А. Е. Панич, А. Н. Соловьев, С. Н. Шевцов // Нано- и микросистемная техника. 2006. № 10. С. 35—40.
3. **Афонин С. М.** Статические и динамические характеристики многослойного электромагнитоупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 3—13.
4. **Афонин С. М.** Исследование абсолютной устойчивости систем автоматического управления пьезодвигателями наноперемещений // Вестник машиностроения. 2005. № 1. С. 24—27.
5. **Наумов Б. Н.** Теория нелинейных автоматических систем. Частотные методы. М.: Наука, 1972. 544 с.
6. **Барабанов Н. Е., Якубович В. А.** Абсолютная устойчивость систем регулирования с одной гистерезисной нелинейностью // Автоматика и телемеханика. 1979. № 12. С. 5—12.
7. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
8. **Preisach A.** Über die magnetische Nachwirkung // Zeitschrift für Physik. Berlin: Verlag von Julius Springer. 1935. B 94. N 5 und 6. S. 277—302.
9. **Турик А. В.** К теории поляризации и гистерезиса сегнетоэлектриков // Физика твердого тела. 1963. Т. 5. № 4. С. 1213—1215.
10. **Турик А. В., Резниченко Л. А.** Сегнетокерамика в сильных электрических полях: электромеханический гистерезис, пьезоэффект и электрострикция. Обзор / Фазовые переходы, упорядоченные состояния и новые материалы. Ростов н/Д: Ростовский университет, 2008. № 1. С. 1—4.
11. **Lynch C. S.** The effect of uniaxial stress on the electromechanical response of 8/65/35 PLZT // Acta materialia. 1996. V. 44. N 10. P. 4137—4148.
12. **Перспективы** применения электрострикционных материалов / А. Е. Панич, В. Г. Смотраков, В. В. Еремкин, Ю. А. Вусевкер // Микросистемная техника. 2002. № 2. С. 21—24.

УДК 621.833

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

Методы повышения эксплуатационных свойств передач зацеплением

Показана необходимость разработки нового научного подхода к ускорению прогресса в области совершенствования эксплуатационных свойств передач зацеплением. Предложено новое научное направление совершенствования эксплуатационных свойств основных видов передач зацеплением, сущность которого состоит в том, что, прежде всего, необходимо определить устойчивость исходной геометрии и плавность работы передачи в процессе ее изнашивания во время эксплуатации при номинальной нагрузке.

Ключевые слова: передачи зацеплением, совершенствование эксплуатационных свойств, устойчивость исходной геометрии активных поверхностей.

The necessity to develop a new scientific approach to accelerate progress in the field of improving the operational properties of gear engagements has been shown. A new scientific trend of improving performance properties of the basic types of gear engagements is proposed, the essence of which consists in the fact that, first of all, it is necessary to determine the stability of the initial geometry and smoothness of the transfer in the process of its wear during operation at rated load.

Keywords: transmission gearing, improvement of performance properties, stability of the initial geometry of the active surfaces.

Исследование эксплуатационных свойств современных эвольвентных зубчатых, эвольвентных червячных и глобоидных передач показало, что в процессе эксплуатации эти передачи приобретают возрастающую циклическую кинематическую погрешность зубцовой частоты [1]. Причиной образования этой погрешности является неравномерное изнашивание активных поверхностей передач, которое сопровождается возрастающими динамическими нагрузками. Звенья передачи становятся генераторами крутильных колебаний и преждевременно разрушаются.

В результате исследований эксплуатационных свойств современных передач зацеплением установлено, что в качестве критерия, определяющего повышенные эксплуатационные свойства этих передач, целесообразно принимать устойчивость исходной геометрии их активных поверхностей [1], т. е. способность сохранять эту геометрию в процессе эксплуатации передачи при номинальной нагрузке.

В настоящее время теоретическим путем невозможно установить оптимальную, гармоническую связь между многочисленными геометрокинематическими параметрами, определяющими высокие эксплуатационные свойства передач зацеплением, поэтому затруднено их совершенствование. Этим объясняется некоторый застой в области редукторостроения. В связи с этим актуальной задачей является разработка нового научного подхода к ускорению прогресса в области совершенствования эксплуатационных свойств передач зацеплением.

Для усовершенствования эксплуатационных свойств какой-либо передачи зацеплением прежде всего необходимо определить устойчивость исходной геометрии и плавность работы передачи в процессе ее изнашивания во время эксплуатации при номинальной нагрузке [2]. Далее необходимо выявить участки активных поверхностей обоих звеньев передачи, которые изнашиваются в большей и меньшей степени, чтобы установить направление трансформации исходной геометрии. После этого следует воспользоваться одним из четырех перечисленных ниже методов повышения устойчивости исходной геометрии, чтобы определить ее и внести необходимые изменения в исходную конструкцию активных поверхностей передачи.

1. Замена максимально изнашивающихся участков активных поверхностей передачи, работающих с максимальным скольжением, на участки, работающие с чистым качением. Благодаря этому существенно снизятся неравномерность изнашивания активных поверхностей передачи и амплитуда циклической кинематической погрешности зубцовой частоты, повысятся устойчивость исходной геометрии и плавность работы, а также все остальные эксплуатационные свойства передачи. Конкретная разработка этого метода представлена в работах [3—7].

2. Метод ускорения изнашивания мало изнашивающихся участков активных поверхностей передачи путем ухудшения условий смазывания этих участков. Например, в косозубой передаче контактные линии расположены относительно оси зубчатого колеса под углом, равным углу наклона линии зубьев на основном цилиндре зубчатого колеса, который в несколько раз меньше 90°.

В связи с этим в зоне полюсной линии зубьев косозубой передачи условия смазывания взаимодействующих поверхностей существенно хуже, чем в зоне полюсной линии прямозубой передачи, у которой упомянутый угол равен 90°, что идеально для жидкостного трения. Поэтому косозубая пере-

дача работает более плавно и имеет более устойчивую исходную геометрию, чем прямозубая передача. В ответственных случаях в скоростных и тяжелонагруженных редукторах используют косозубые передачи не только потому, что они в отличие от прямозубых имеют торцевое перекрытие, но и вследствие существенно большей устойчивости исходной геометрии их активных поверхностей. Использование этого метода описано в работе [6].

3. Метод исключения из зацепления мало изнашивающихся участков активных поверхностей зубьев и выполнение на этих участках неглубоких, ограниченных по длине и ширине масляных "карманов". Это позволяет снизить изнашивание остальной активной поверхности передачи благодаря улучшению смазывания ее взаимодействующих поверхностей. В результате повышаются устойчивость исходной геометрии и плавность работы передачи. Детальная разработка этого метода содержится в работах [8, 9].

4. Метод взаимодействия активных поверхностей передачи зацепления через посредство масляной "подушки". Например, в глобоидной передаче целесообразно выполнять сопряженными по скользящей посадке или посадке движения поверхность вершин витков червяка с поверхностью впадин зубьев колеса и по той же посадке сопрягать поверхность вершин зубьев колеса с поверхностью впадин витков червяка.

В процессе работы такой передачи смазочный материал попадает в замкнутый объем между поверхностью обкатной зоны зубьев колеса и активной поверхностью червяка. Этот объем в процессе зацепления витка с зубьями плавно уменьшается от входа витка в зацепление к его выходу из зацепления, а смазочный материал выдавливается, разделяя взаимодействующие активные поверхности передачи. Число таких "подушек" равно числу зубьев, находящихся одновременно в зацеплении с червяком.

Утечка смазочного материала через радиальные зазоры не существенна, так как поле допуска на упомянутую выше посадку составляет порядка 0,03÷0,05 мм, а время, в течение которого виток червяка проходит длину обкатной зоны зуба колеса, чрезвычайно мало. Поэтому в глобоидной передаче с масляной "подушкой" зубья колеса, одновременно находящиеся в зацеплении с червяком, работают в режиме принудительного жидкостного трения. Нагрузка от червяка передается колесу через посредство масляных, практически несжимаемых, плавно уменьшающихся в объеме "подушек". Конкретная разработка этого метода для передач червячного типа содержится в работах [10, 11].

Зубчатые и червячные колеса передач с повышенной устойчивостью активных поверхностей изготовляют методом обката соответствующего инструмента и заготовки на универсальных зубофрезерных станках. По первому способу Т. Оливье [12] изготовляют зубчатые колеса, а по второму — червячные колеса. Способы Т. Оливье являются основополагающими способами получения сопряженных передач зацеплением. Выполненные исследования дают основание предъявить дополнительное требование к сопряженным поверхностям, полученным по способам Т. Оливье: необходимо, чтобы эти поверхности имели максимально возможное равномерное изнашивание в пределах поля зацепления передачи.

Сопряженные поверхности должны быть устойчивыми в процессе эксплуатации передач, так как только в этом случае передача зацеплением будет иметь наилучшие эксплуатационные свойства: плавность работы, надежность, долговечность, нагрузочную способность и КПД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Попов В. А.** Критерий, определяющий повышенные эксплуатационные свойства передач зацеплением // Вестник машиностроения. 2010. № 9. С. 37—40.
2. **Исследование** изнашивания прокатных валков в зависимости от плавности работы шестеренных валков на 6 и 12 клетях стана 2000: (Заключит. отчет) ЦНИИТМАШ. Договор № 397 — 14/854НП/ТД3154 от 2003 г. с ОАО "Северсталь". М., 2004.
3. **Пат. 2108509 Рос. Федерации.** Зубчатая передача.
4. **Пат. 2128303 Рос. Федерации.** Модифицированная зубчатая передача.
5. **Пат. 2222738 Рос. Федерации.** Косозубая зубчатая передача.
6. **Разработка** технических решений для повышения плавности работы, долговечности и КПД шестеренных и прокатных валков клетей черновой группы стана 2000: (Заключит. отчет). ЦНИИТМАШ. Договор 537/14-822НП/ТД1227 от 08.10.2001 г. с ОАО "Северсталь". М., 2002.
7. **Экспериментально** определить и научно обосновать уровень контактной прочности зубчатой передачи с новой конструкцией активных поверхностей зубьев и внедрить ее в редукторах ПО "НКМЗ": (Заключит. отчет). ЦНИИТМАШ: Договор № 509-14/61 от 31.10.1988 с ПО "НКМЗ". М., 1992.
8. **Пат. 2116532 Рос. Федерации.** Косозубая зубчатая передача.
9. **Пат. 1833675 АЗ СССР.** Червячная передача.
10. **А. с. 806934 СССР.** Червячная передача.
11. **Разработать** и испытать новую конструкцию и технологию зубообработки червячной передачи для нажимных устройств прокатных станов (Заключит. отчет). ЦНИИТМАШ. Договор № 22-5259 с ПО "НКМЗ". М., 1985.
12. **Гохман Х. И.** Теория зацепления, обогащенная и развитая путем анализа: Дис. ... магистра механики. Одесса, 1886.

УДК 62-123

Ф. И. АБРАМЧУК, д-р техн. наук (Харьковский автомобильно-дорожный университет),
А. Н. АВРАМЕНКО, канд. техн. наук (Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного, Украина, г. Харьков), e-mail: an0100@yandex.ru

Оценка нестационарного напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра тепловозного дизеля

Приведены результаты расчетов нестационарных температур, напряжений и деформаций крышки цилиндра тепловозного дизеля Д80 при переходном режиме.

Ключевые слова: дизель, крышка цилиндра, граничные условия, нестационарные напряжения.

The calculation results of non-stationary temperatures, stresses and deformations of the cylinder head of diesel locomotive engine D80 in the transitional regime are presented.

Keywords: diesel engine, cylinder head, boundary conditions, transient voltage.

Крышка цилиндра тепловозного дизеля — наиболее теплонапряженная деталь камеры сгорания (КС), которая воспринимает тепловую и механическую нагрузки и подвержена кавитационному изнашиванию. От жесткости огневого днища крышки во время работы дизеля зависит геометрия отверстий под седла клапанов, профиль контактной поверхности опорного бурта и, соответственно, надежность уплотнения газового стыка.

Во время работы тепловозного дизеля Д70 (16ЧН25/27) на номинальном режиме отмечается закипание охлаждающей жидкости на поверхностях полостей охлаждения, что ухудшает теплоотвод от огневого днища и усиливает неравномерность температурного поля крышки цилиндра [1]. Наличие больших температурных градиентов как в вертикальном, так и в радиальном направлениях огневого днища крышки приводит к появлению в нем значительных напряжений и деформаций [2, 3].

В работах [3, С. 20, 21; 4, 5] расчетный анализ теплонапряженного и деформированного состояния таких сложных деталей, как крышка цилиндра тепловозного дизеля, рассматривается только в стационарной постановке; для расчета нестационарных температур и напряжений крышки цилиндра рассматривался фрагмент — перемычка между отверстиями под седла клапанов [6]. Как известно, такое упрощение геометрии и, соответственно, расчетной области связано со значительными допущениями и неизбежно приводит к погрешностям расчета.

Резкое изменение нагрузки при смене режима работы дизеля приводит к появлению значительных напряжений огневого днища крышки, обусловливая основное накопление повреждений и при определенной наработке дизеля снижая ее моторесурс. По данным работы [7] для тепловозных дизелей Д49 (16ЧН26/26) наработка крышки цилиндра на отказ составляет 800 тыс. км пробега тепловоза, тогда как запланированный моторесурс составляет 3 млн км.

Характерными эксплуатационными дефектами крышки цилиндра являются трещины в перемычке между отверстиями под седла разноименных клапанов, а также трещины в перемычке между отверстиями под седло выпускного клапана и форсунку. На этих участках возникают термоусталостные трещины, которые делают невозможной эксплуатацию крышки.

Анализ опубликованных работ показал необходимость создания адекватных моделей для расчета нестационарных температур, напряжений и деформаций крышки цилиндра. Цель данной работы — разработка модели нестационарных температур, напряжений и деформаций крышки цилиндра тепловозного дизеля при переходном режиме. Для этого решались следующие задачи:

разработка дискретной модели крышки цилиндра тепловозного дизеля Д80 (16ЧН26/27) в трехмерной постановке, учитывающая нестационарный характер изменения нагрузки;

выбор закона изменения граничных условий (ГУ) задач механики и теплопроводности с использованием экспериментальных данных термометрирования крышки при набросе нагрузки;

расчет нестационарных температур, напряжений и деформаций крышки цилиндра для случая наброса нагрузки при работе дизеля по генераторной характеристике;

разработка рекомендаций по улучшению условий работы крышки цилиндра при работе дизеля на режимах сброса/наброса нагрузки.

Основные этапы и результаты моделирования

Крышка цилиндра представляет собой сложную отливку из специального чугуна массой 92 кг. Четырехклапанная крышка имеет 6 отверстий диаметром 38 мм для крепления к блоку. Толщина огневого днища крышки составляет 25 мм. Полость охлаждения крышки разделена на верхнюю и нижнюю части горизонтальной полкой толщиной 10 мм.

Дискретизация расчетной области на конечные элементы (КЭ) представлена на рис. 1. С учетом нестационарного характера изменения нагрузки для дискретизации использовали КЭ в виде пятиузловых пирамид с локальным сгущением конечно-элементной сетки в местах резкого изменения геометрии и наличия значительных температурных градиентов.

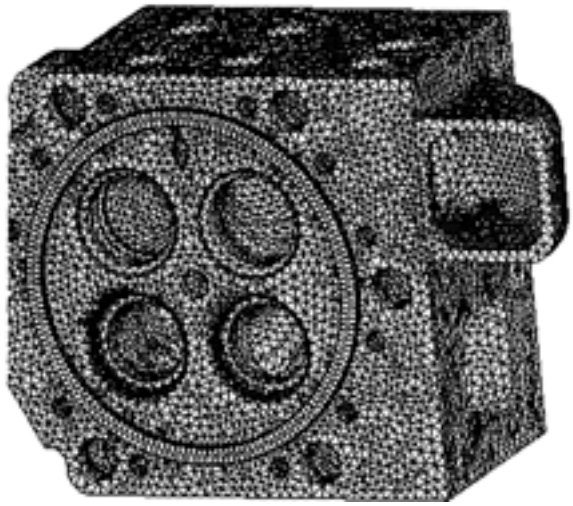


Рис. 1. Дискретизация расчетной модели крышки цилиндра (233799 КЭ, 415269 узловых точек)

Характер изменения и значения ГУ задачи теплопроводности задавали по экспериментальным данным термометрирования крышки при работе дизеля по генераторной характеристике для случая наброса нагрузки [8]. Для моделирования процесса теплообмена на участках теплообменной поверхности крышки цилиндра с учетом рекомендаций работы [3, С. 20—24] задавали ГУ третьего рода. Число участков задания ГУ и характер их расположения на теплообменной поверхности крышки выбраны идентичными приведенным ранее в работе [3, С. 23]. Схема закрепления крышки цилиндра также выбиралась идентичной рассмотренной ранее в работе [3, С. 25].

Для расчета нестационарных температур, напряжений и деформаций крышки при набросе нагрузки рассматривается временной интервал от 0 до 840 с, который был разбит на два участка: первый — от 0 до 60 с (моделировался процесс наброса нагрузки), второй — от 60 до 840 с (моделировалась работа дизеля на номинальном режиме).

Закон изменения ГУ теплообмена на некоторых участках огневого днища крышки цилиндра для случая наброса нагрузки представлен на рис. 2. Расчетный анализ нестационарных температур крышки цилиндра сводится к следующему. В соответствии с принятым законом изменения ГУ выполнялся расчет нестационарных температур. Наибольший интерес представляет изменение температуры огневого днища крышки со стороны камеры сгорания при набросе нагрузки. Результаты расчета представлены на рис. 3.

При набросе нагрузки температура t огневого днища крышки цилиндра (см. рис. 3, *а*) изменяется пропорционально выбранному характеру изменения ГУ теплообмена (см. рис. 2). Наброс нагрузки длится 60 с, в течение этого времени температура огневого днища увеличивается в среднем на 60÷80 °С по сравнению с его температурой при работе дизеля на режиме холостого хода (см. рис. 3, *а*). В центральной части огневого днища температура стабилизируется через 2—3 мин после наброса нагрузки (точки *2—5*), тогда как на периферии (точка *1*) температура стабилизируется через 2 мин.

Температурное поле огневого днища характеризуется высокой неравномерностью. Максимальная температура днища после установления нового температурного режима отмечается в области перемычки между отверстиями под седла выпускных клапанов (точка *5*) и достигает 255 °С. В области отверстия под форсунку (точка *2*) она составляет 230 °С, а на периферии огневого днища (точка *1*) температура не превышает 150 °С. Такой перепад температур между центральной частью и периферией огневого днища крышки вызывает при эксплуатации значительные напряжения и деформации и ухудшает условия работы крышки.

Расчетный анализ нестационарных термоупругих напряжений крышки сводится к следующему. Изменение напряжений σ_1 огневого днища при набросах нагрузки на дизель представлено на рис. 3, *б*. Как видно, напряжения изменяются непропорционально изменению нестационарных температур при набросе нагрузки. Такой характер изменения объясняется сложностью конструкции и обуслов-

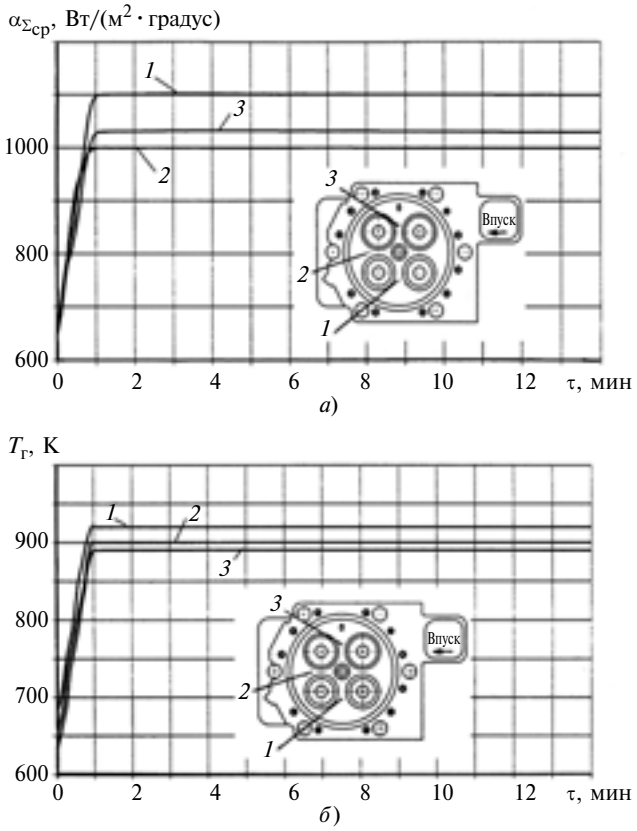


Рис. 2. Изменение граничных условий со стороны поверхности огневого днища крышки цилиндра при набросе нагрузки:
а — коэффициент $\alpha_{\Sigma ср}$ теплоотдачи от газов к крышке; *б* — температура $T_г$ газов

лен большей инерционностью деформирования по сравнению с изменением температурного поля при установлении нового температурного режима.

Максимальные напряжения огневого днища после установления нового температурного режима отмечаются в области перемычки между отверстиями под седла выпускных клапанов (точка *5*) и достигают 520 МПа (см. рис. 3, *б*). В центральной части огневого днища (точка *2*) напряжение достигает 390 МПа, а на периферии (точка *1*) — 160 МПа. Минимальные напряжения зарегистрированы в области перемычки между отверстиями под седла впускных клапанов (точка *3*) и достигают 50 МПа. Результаты расчетного анализа представлены в таблице, где $t_{х.х}$, $t_н$ — температуры при работе дизеля соответственно на режиме холостого хода ($N_е = 0$ при частоте вращения вала $n = 380$ мин$^{-1}$) и на номинальном режиме ($N_е = 2000$ кВт; $n = 1000$ мин$^{-1}$); $\sigma_{i\ х.х}$, $\sigma_{i\ н}$ — напряжения на тех же режимах; $\varepsilon_{х.х}$, $\varepsilon_н$ — относительные деформации; Δt — перепад температур; $\Delta\sigma_i$, $\Delta\varepsilon$ — разности соответственно напряжений и деформаций.

Наличие значительных перепадов напряжений в центральной части днища и на периферии и значительный рост напряжений при набросе нагрузки приводят к появлению сквозных термоусталостных трещин.

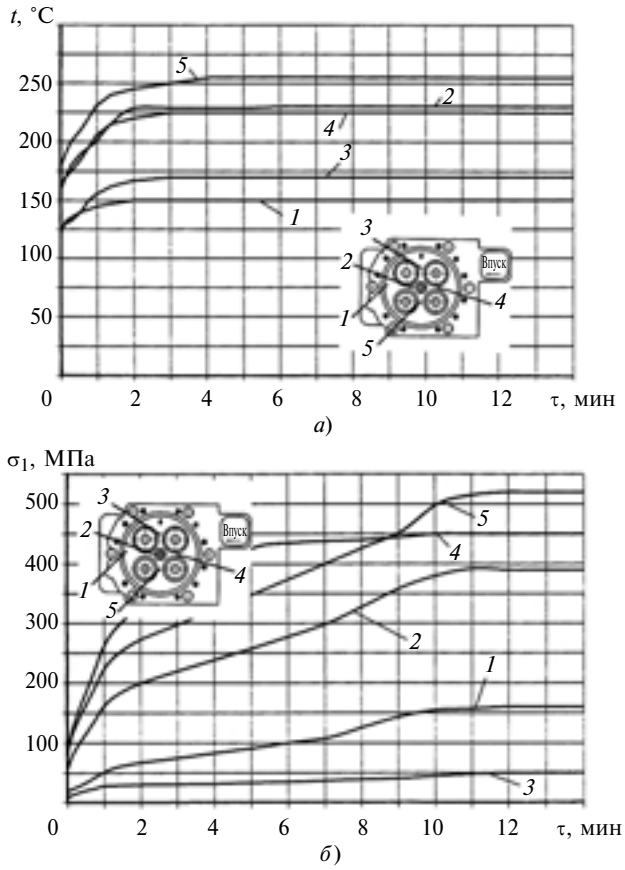


Рис. 3. Изменение температур (*а*) и напряжений (*б*) в характерных точках огневого днища при набросе нагрузки

Характерная точка (см. рис. 3)	$t_{х.х}$	$t_н$	Δt	$\sigma_{i\ х.х}$	$\sigma_{i\ н}$	$\Delta\sigma_i$	$\varepsilon_{х.х}$	$\varepsilon_н$	$\Delta\varepsilon$
1	115	150	35	20	160	140	0,016	0,104	0,088
2	160	230	70	60	390	330	0,03	0,026	−0,004
3	120	170	50	18	50	32	0,034	0,092	0,058
4	150	225	75	80	450	370	0,025	−0,003	−0,028
5	170	255	85	87	520	430	0,03	−0,047	−0,077

Деформация днища крышки цилиндра при набросе нагрузки увеличивается неравномерно по разным участкам и во времени. При работе дизеля на режиме холостого хода максимальные деформации отмечаются в области перемычки между отверстием под форсунку и отверстием под седло впускного клапана, они не превышают 0,026 мм. При установлении нового температурного режима деформации возрастают. Через 10 мин с момента выброса нагрузки деформации стабилизируются. Максимальные деформации достигают 0,1 мм, что приводит к неизбежному ухудшению работы крышки цилиндра и снижению ее моторесурса.

Таким образом, разработанная модель позволяет оценивать условия работы крышки цилиндра при смене режимов. Для улучшения условий работы крышки цилиндра необходимо уменьшить термическое сопротивление огневого днища в вертикальном и горизонтальном направлениях, усилить теплоотвод от проблемных участков и внести коррекции в систему управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Симсон А. Э., Хомич А. З., Куриц А. А.** Двигатели внутреннего сгорания. Тепловозные дизели и газотурбинные установки. М.: Транспорт, 1980. 348 с.
2. **Симсон А. Э., Хомич А. З., Куриц А. А.** Двигатели внутреннего сгорания. Тепловозные дизели и газотурбинные установки. М.: Транспорт, 1980. 198 с.
3. **Тринев А. В., Авраменко А. Н.** Математическая модель теплонапряженного состояния крышки цилиндра // Двигатели внутреннего сгорания (НТУ "ХПИ") 2006. № 2. С. 18—28.
4. **Чайнов Н. Д., Григорьев О. А.** Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля // Изв. вузов. Машиностроение. 1988. № 5. С. 79—83.
5. **Мильштейн Л. Г., Исаев Е. В.** Определение кинематических граничных условий при расчете термических напряжений в блочных головках цилиндров // Двигателестроение. 1985. № 9. С. 22—26.
6. **Особенности** математического моделирования напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля / Н. Д. Чайнов, М. А. Салтыков, М. И. Раенко, С. П. Мягков // Двигателестроение. 2006. № 4. С. 8—11.
7. **Косов В. С., Соин Ю. В.** Повышение эффективности тепловозного парка МПС России за счет применения современных дизелей // Двигателестроение. 2003. № 4. С. 3—6.
8. **Розенблит Г. Б.** Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.

УДК 539.3

О. И. КОСАРЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, г. Москва), e-mail: kosarev@imash.ru

Контактная деформация и сжатие цилиндров

Представлены уточненный расчет деформации сближения плоских поверхностей плит, сжимающих один или два цилиндра с учетом их контактной деформации, и формула сближения осей цилиндров.

Ключевые слова: контактная деформация, цилиндры, сжатие диска, площадка контакта.

An updated calculation of the deformation approach of flat surfaces of plates, compressing one or two cylinders subject to their contact deformation, and the formula of approach of the cylinder axes are presented.

Keywords: contact deformation, cylinders, compression of disk, contact area.

В теории контакта криволинейных поверхностей, разработанной Г. Герцем, до настоящего времени остается ряд спорных вопросов, касающихся определения деформации цилиндров (в частности, определение контактной деформации цилиндров при линейном касании не имеет общепризнанного решения). Неоднозначно трактуется известная формула сближения осей цилиндров. Одни и те же экспериментальные данные разными исследователями сопоставляются с результатами расчетов по разным формулам, предназначенным для определения или контактной деформации, или деформации сближения осей цилиндров. Необоснованно вводятся такие нечеткие понятия, как упругое смятие цилиндра и полупространства [1]. В формулу Н. М. Беляева для сжатия цилиндра необоснованно вводят поправочный коэффициент [2].

Цель данной работы – уточнить и разграничить понятия контактной деформации и деформации сжатия цилиндров, а также показать, что известная формула для сближения осей сжимаемых цилиндров не учитывает контактную деформацию, а сближение точек цилиндров происходит как в результате деформации сжатия тел цилиндров, так и в результате контактной деформации. Данная задача актуальна, так как имеет широкое практическое применение и необходима для расчета жесткости зубьев зубчатых передач и роликов подшипников качения, параметров, используемых в вибрационных расчетах.

Рассматривается деформация бесконечного цилиндра, т. е. плоская задача, в которой понятия бесконечный цилиндр и диск равноправны, поэтому далее под "цилиндром" понимается бесконечный цилиндр или диск. Поясним различие понятий "контактная деформация" и "сжатие цилиндров". Контактная деформация — деформация тел в зоне их соприкосновения, в данном случае цилиндров, она связана с изменением формы цилиндра в месте его соприкосновения с другим телом. Вследствие контактной деформации происходит трансформация небольшого участка цилиндра в плоскость — образуется площадка контакта.

Как известно, в контактной задаче Г. Герца рассматривалось напряженное деформированное состояние в зоне контакта двух тел, ограниченных поверхностями эллипсоидного типа. Рассматриваемый деформируемый объем тел ограничивался малой зоной, охватывающей место первоначального касания поверхностей тел. Конечные размеры самих тел не учитывались, тела рассматривались как полубесконечные пространства (полубесконечная плоскость). В силу принятых допущений о малости площадки контакта неподвижные точки тел находились на бесконечно удаленном расстоянии.

А. Н. Динник [3], распространив метод Г. Герца на задачу определения контактной деформации при контакте цилиндра с плоскостью (устремляя одну из полуосей эллиптической площадки контакта в бесконечность), получил формулу

$$w = \lambda q\left\{\ln\left(\sqrt{1+\frac{z^2}{b^2}}+\frac{z}{b}\right) - \frac{\mu}{1-\mu}\,\frac{z}{b}\left(\sqrt{1+\frac{z^2}{b^2}}-\frac{z}{b}\right)\right\}, \qquad (1)$$

где $\lambda = 2(1 - \mu^2)/(\pi E)$; $b^2 = 4q\lambda R_1R_2/(R_1 + R_2)$; z — координата, вдоль которой учитывается изменение контактной деформации тела, определяемая глубиной распространения контактной деформации; q — удельная нагрузка, равномерно распределенная по образующей цилиндра; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости Юнга; b — полуширина площадки контакта.

Для двух контактирующих тел радиусы и модули упругости обозначим R_i и E_i (i = 1; 2); $\lambda_i = 2(1 - \mu^2)/(\pi E_i)$.

При контакте цилиндра с плоскостью радиус плоскости $R_i = \infty$, полуширина b_i.

А. И. Петрусевич [4] решил эту же задачу другим методом, используя функции напряжения Эйри, получил ту же формулу (1). Если в этой формуле пренебречь единицей по сравнению с $(z/b)^2 \gg 1$, то для одной из контактирующих поверхностей получим приближенную формулу для контактной деформации: $w = \lambda q \ln\frac{2z}{b}$. Соответственно, для двух контактирующих поверхно-

стей тел, имеющих одинаковые модули упругости и координаты z_1 и z_2, контактная деформация определяется формулой

$$w = \lambda q \ln \frac{4 z_1 z_2}{b^2}. \qquad (2)$$

А. Н. Динник в работе [3] отмечает, что если в формуле (1) принять $z \to \infty$, то деформация w становится бесконечной. На основании этого А. Н. Динник заключает: "Недостаточность теории Герца побуждает нас привести здесь **другое** приближенное **решение этой задачи**". Далее А. Н. Динник приводит решение не "этой задачи", а совершенно другой, где он определяет деформацию сжатия диска, нагруженного по вертикальному диаметру двумя сосредоточенными силами, заменяемыми распределенными нагрузками.

Сжатие диска радиусом R при замене сосредоточенных сил нагрузкой, распределенной по параболическому закону на ширине $2b$ [3], определяется формулой

$$\alpha = 2\lambda q \left(\ln \frac{2R}{b} + \frac{1}{3} \right). \qquad (3)$$

Впоследствии задачу о сжатии диска двумя силами решали многие исследователи. Например, задачу о сжатии диска двумя сосредоточенными силами, заменяемыми нагрузкой, распределенной на ширине $2b$ по эллиптическому закону, решил Б. С. Ковальский [5]:

$$\alpha = 2\lambda q \left(\ln \frac{2R}{b} + 0{,}407 \right). \qquad (4)$$

Эту же задачу решил А. И. Петрусевич [4], получивший на основе формулы (2) формулу для сближения осей цилиндров:

$$\alpha = \lambda q \left(\ln \frac{4 z_1 z_2}{b^2} - \frac{1 - \mu - \mu^2}{1 - \mu^2} \right), \qquad (5)$$

в которой он принял $z_1 = 2R_1$, $z_2 = 2R_2$.

Эту же задачу решили К. Джонсон [6], Хоприх и Цантопулос [7]:

$$\alpha = 2\lambda q \left(\ln \frac{2R}{b} + 0{,}193 \right). \qquad (6)$$

Во многих публикациях, посвященных контактной деформации, для понятия "сближение" наряду с формулами для определения контактной деформации тел с первоначальным точечным касанием приводится формула для определения сближения осей цилиндров [8]:

$$\delta = q \left[\lambda_1 \left(\ln \frac{2R_1}{b} + 0{,}407 \right) + \right.$$
$$\left. + \lambda_2 \left(\ln \frac{2R_2}{b} + 0{,}407 \right) \right]. \qquad (7)$$

Несмотря на то, что формула (7) получила широкое распространение в литературе, она требует пояснения. Во всех расчетных моделях сжатия диска двумя силами, приложенными в диаметральных точках A и B, принимается, что на диске имеются площадки контакта с полушириной b, на которые действуют распределенные по параболическому или эллиптическому закону нагрузки. При выводе формулы (4) оговаривается: "области, весьма близкие к точкам A и B, должны быть выделены и рассмотрены особо" [3]. Следовательно, области, близкие к местам приложения нагрузки, в задаче сжатия диска не рассматриваются, т. е. контактная деформация не рассматривается и в формулы (3) и (4) она не входит.

В модели определения сжатия диска двумя силами нет контактирующих тел и, следовательно, нет контактной деформации. В модель сближения осей цилиндров входят два контактирующих цилиндра, что создает иллюзию, будто в формуле (7) учитывается контактная деформация цилиндров. Но формула (7) содержит только сумму половинных частей деформации сжатых цилиндров по формуле (4). Она определяет сближение осей цилиндров за счет деформации сжатия цилиндров, в ней отсутствует контактная деформация цилиндров. Формула (7) в научно-технической литературе, как правило, приводится в разделах, посвященных контактной деформации. Такое размещение формулы по умолчанию предполагает, что она определяет контактную деформацию цилиндров, что не соответствует действительности и вводит в заблуждение читателя.

Из физических соображений процесс деформирования цилиндра можно представить следующим образом. Деформирование начинается с контактной деформации и образования площадки контакта шириной $2b$, далее под действием распределенной по ширине $2b$ нагрузки происходит сжатие тела цилиндра во всем его объеме.

Необходимость суммарного учета контактной деформации и деформации сжатия цилиндра можно показать на следующем примере. Предположим, что на диске некоторого большого радиуса R имеется дугообразный выступ с малым радиусом кривизны $R_3 < R$. Контактная деформация выступа этого диска будет определяться радиусом R_3 выступа, а сжатие тела диска — радиусом R диска. Естественно, суммарная деформация при сжатии диска будет определяться суммой контактной деформации и деформации сжатия. В этой задаче ничего не меняется, если принять равенство радиусов $R_3 = R$, т. е. методика определения сближения диаметральных точек диска (или сближения осей цилиндров) остается точно такой же.

Приведем еще пример. Как правило, сила сжатия передается на диск через некоторое тело. Поверхность тела, оказывающего давления на диск, может быть выпуклой, плоской или вогнутой. Во всех трех случаях ширина площадки контакта будет разной. Следовательно, и контактная деформация в этих случаях будет

разной, но в формуле (7) это не учитывается.

Подводя итоги вышеизложенному, отметим следующее. Существуют два точных решения, соответствующие двум задачам: определению контактной деформации цилиндров [см. формулу (2)] и определению сближения точек (осей) цилиндров, обусловленного сжатием тел цилиндров [см. формулы (3)—(7)]. Первое решение получено с точностью до неизвестного параметра z. Формулы (1) и (2) не являются замкнутыми, так как в них входит не определяемый теоретически параметр z. Однако задача определения z облегчается тем, что множество экспериментальных исследований показывает, что контактная деформация цилиндрических тел линейно (или почти линейно) зависит от нагрузки. Поэтому можно предположить, что координата z зависит от тех же параметров, что и ширина площадки контакта $2b$, и следовательно, отношение $z/b = \text{const}$ [2, 4]. Известно, что контактное напряжение быстро убывает при удалении от площадки контакта в глубь тела. По данным Н. М. Беляева [9] на глубине $z = 7{,}5b$ нормальные напряжения составляют всего 13 % от максимальных. По мнению А. И. Петрусевича [4], ориентировочно можно принять $z \approx 10b$. Величина z/b подлежит уточнению с привлечением как опытных данных, так и расчетных, в том числе полученных методом конечных элементов.

Что касается экспериментального определения z, то на практике деформацию цилиндра измеряют, помещая его между двух сжимающих плит. В чистом виде, т. е. раздельно, измерить контактную деформацию и деформацию сжатия тел обычными методами невозможно. На практике чаще всего измеряют суммарные перемещения поверхностей плит, сжимающих цилиндр.

Из этого следует, что при проведении расчетов и экспериментов необходимо учитывать оба приведенных выше решения и в каждом конкретном случае учитывать расположение мест нагружения, мест измерения, число сжимаемых тел, их форму и т. д.

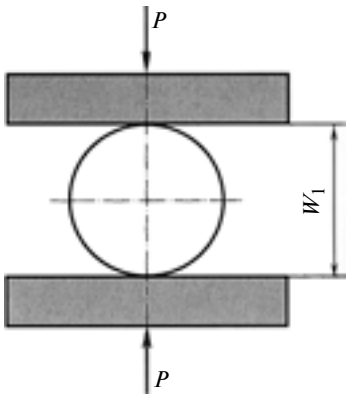


Рис. 1

Приведем примеры определения суммарной деформации контактирующих тел с учетом контактной деформации и деформации сжатия цилиндра.

Пример 1. Цилиндр радиусом R сжимается двумя диаметрально противоположными плоскими телами (рис. 1). При расчете сближения контактирующих плоскостей учитываем три составляющие полной деформации, из которых две контактные деформации находятся в зонах соприкосновения цилиндра с плоскостями, а третья — деформация сжатия цилиндра. Деформацию $W_с$ сжатия цилиндра находим по формуле (4), контактные деформации $W_к$ в зонах контакта цилиндра с плоскостями — по формуле (2), приняв $z = z_1 = z_2$.

Сближение плоскостей определяется суммой деформаций $W_1 = W_с + 2W_к$:

$$W_1 = 2\lambda q\left[\ln\left(\frac{2R}{b_1}\right) + 2\ln\left(\frac{2z}{b_1}\right) + 0{,}407\right], \text{ где } b_1 = \sqrt{4\lambda qR}.$$

Пример 2. Два соприкасающихся цилиндра размещены между двух сжимающих плоских тел (рис. 2). Сближение плоскостей определяется суммой двух деформаций сжатия $W_{с1}$ и $W_{с2}$ соответственно двух цилиндров, двух контактных деформаций $W_{к1}$ и $W_{к2}$ в зонах контакта цилиндров с плоскостями, контактной деформации $W_{к3}$ в зоне соприкосновения цилиндров:

$$W_2 = W_{с1} + W_{с2} + W_{к1} + W_{к2} + W_{к3};$$

$$W_{с1} + W_{с2} = 2q\left[\lambda_1\left(\ln\frac{2R_1}{b_1} + 0{,}407\right) + \lambda_2\left(\ln\frac{2R_2}{b_2} + 0{,}407\right)\right];$$

$$W_{к1} + W_{к2} = q\left[\lambda_1\ln\frac{4z_1z_2}{b_1^2} + \lambda_2\ln\frac{4z_1z_2}{b_2^2}\right];$$

$$W_{к3} = \lambda q\ln\frac{4z_1z_2}{b^2},$$

где $b_i^2 = 4q\lambda R_i$, $i = 1; 2$.

Здесь формулы для деформаций сжатия $W_{с1}$ и $W_{с2}$ приближенные, так как не учтено, что площадки контакта каждого из цилиндров с диаметрально противоположных сторон различны, т. е. $b_i \neq b$.

Пример 3. Схема контактирующих тел та же, что в примере 2. Сближение осей цилиндров определяется суммой половин двух деформаций сжатия двух цилиндров $(W_{с1} + W_{с2})/2$ и

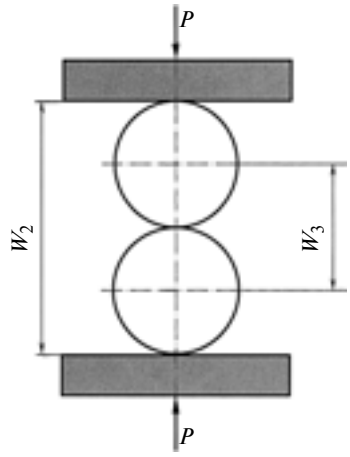


Рис. 2

одной контактной деформацией $W_{к3}$ в зоне соприкосновения цилиндров:

$$W_3 = 0{,}5W_{c1} + 0{,}5W_{c2} + W_{к3};$$

$$W_3 = q\left[\lambda_1\left(\ln\frac{2R_1}{b_1} + 0{,}407\right) + \right.$$

$$\left. + \lambda_2\left(\ln\frac{2R_2}{b_2} + 0{,}407\right) + \lambda\ln\frac{4z_1z_2}{b^2}\right].$$

Сопоставление результатов расчета с экспериментом А. В. Орлова

Схема стенда. В работе [10] приведены результаты весьма тщательно проведенных экспериментальных исследований по определению сближения упругих тел при линейном контакте. Схема стенда показана на рис. 3. Испытуемые образцы *1* располагали между плоской поверхностью стола *2* и плоской поверхностью проставки *3*, имеющей в средней части центрирующую канавку. Стол и проставка имели одинаковые размеры: диаметр 50 мм и высоту 30 мм. Нагружающая сила *P* передавалась на проставку через размещенное в канавке цилиндрическое тело *4*. Конструкция стенда и схема нагружения обеспечивали линейный контакт образца со столом и проставкой и равномерное распределение удельной нагрузки по длине образца.

Образцы. В качестве образцов использовали ролики диаметрами 12; 20; 30 мм и длиной 50 мм. На торцах роликов имелись фаски 0,5×45°. Все детали изготовили из стали ШХ15 (твердость 61÷62 *HRC*, модуль упругости $E = 2{,}1\times10^6$ кг/см^2).

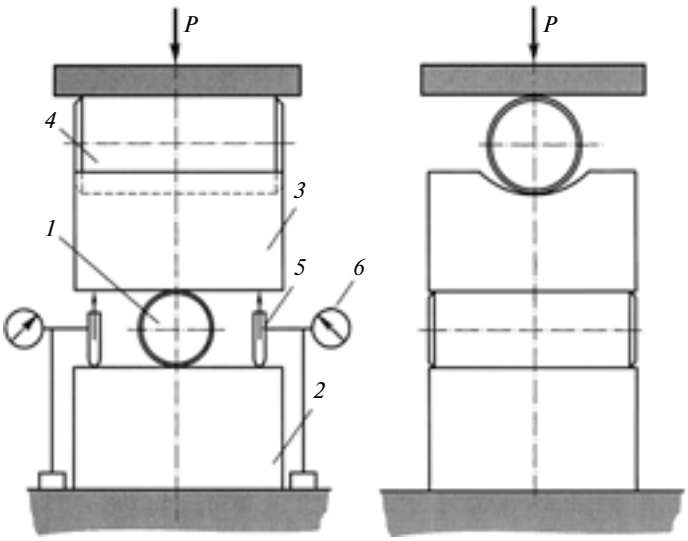


Рис. 3

Схема измерения. Упругую деформацию сближения плоских торцевых поверхностей стола и проставки измеряли с помощью двух симметрично расположенных относительно образца внутримеров *5*, оснащенных микронными индикаторами *6* часового типа. Каждое измерение проводилось пять раз, в качестве регистрируемого результата принимали среднее значение.

Результаты испытаний, полученные при изменении прикладываемой к ролику нагрузки, приведены в таблице, где *D* и *L* — диаметр и длина роликов; *P* — общая нагрузка; *q* — удельная нагрузка; $w_{эк}$ — результат измерений.

D, мм	*L*, мм	*P*, кН	*q*, Н/мм	$w_{эк}$, мкм	$w_р$, мкм
12	50	15	300	15,3	17,4
		30	600	31,8	33,69
		45	900	46,9	49,5
		60	1200	61,8	65,0
		75	1500	76,2	80,4
20	50	25	500	25,5	28,3
		50	1000	51,8	54,7
		75	1500	77,3	80,4
		100	2000	101,1	105,6
		125	2500	124,5	130,5
30	50	35	700	36,8	39,0
		70	1400	71,5	75,3
		105	2100	104,9	110,6
		140	2800	138,5	145,3
		175	3500	171,1	180,0

Зависимость деформаций от удельной нагрузки имеет линейный характер и может быть описана следующими выражениями: для роликов диаметром 12 мм $w = 10{,}94q/E$; при диметре 20 мм $w = 10{,}82q/E$; при диаметре 30 мм $w = 10{,}49q/E$.

По результатам испытаний построены зависимости изменения деформации *w* от удельной нагрузки *q* (рис. 4).

Расчет. В данном случае измеряемые величины сближения плоскостей включают в себя контактные деформации ролика со столом и проставкой и деформацию сжатия ролика. Деформацию w_1 сжатия ролика вычисляем по формуле (5), контактную деформацию w_2 — по формуле (2), полагая, что $z_1 = z_2 = z$. Суммарная деформация $W_3 = w_1 + 2w_2$, окончательно имеет вид: $W_3 =$

$$= 2\lambda q\left[\ln\left(\frac{2R}{b_1}\right) + 2\ln\left(\frac{2z}{b_1}\right) + 0{,}407\right].$$

При $\mu = 0{,}3$; $R = 10$ мм; $z/b = 7{,}5$ получим: $W_3 = 10{,}95q/E$.

Расчетные значения $w_р = W_3$ приведены в таблице, на рис. 4 они показаны сплошной линией *1*, линией *2* показаны результаты расчета по этой же формуле, но без учета контактной деформации.

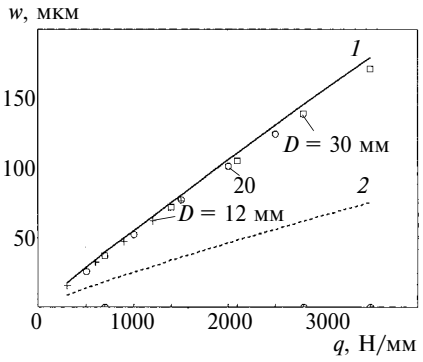


Рис. 4

Сопоставление расчета с экспериментом. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных (см. рис. 4) показало их близкое совпадение, что объясняется принятым в расчете соотношением $z/b = 7{,}5$, и согласно указанным выше рекомендациям Н. М. Беляева и А. И. Петрусевича.

Полученное совпадение расчетных и экспериментальных данных подтверждает правильность изложенной выше теории и принятой расчетной модели. Анализ зависимостей на рис. 4 показал, что не учет контактной деформации сжимаемых тел приводит к существенной погрешности расчета.

Сопоставление результатов расчета с экспериментом А. Н. Динника

Схема стенда. В работе [3] приведены результаты экспериментальных исследований по определению величины упругого сближения упругих тел при линейном контакте. Схема нагружения дисков показана на рис. 2, стенд представляет собой пятитонный пресс.

Образцы. Использовались два одинаковых диска радиусом $R = 2{,}98$ см длиной $L = 1{,}94$ см, материал — сталь, $E = 2{,}1 \times 10^6$ кг/см^2, $\mu = 0{,}3$.

Схема измерения. Измерялось сближение центров дисков с помощью зеркального прибора.

Результаты испытаний приведены на рис. 5, где кружками показаны экспериментальные данные.

Расчет. В данном случае измеряемое сближение осей дисков включает в себя контактную деформацию дисков и две половинные деформации сжатия дисков. Деформацию w_1 сжатия роликов вычисляем по формуле (4), контактную деформацию w_2 — по формуле (2), полагая $z_1 = z_2 = z$. Суммарная деформация имеет вид:

$$W_3 = 2\lambda q\left[\left(\ln\frac{2R}{b_1} + 0{,}407\right) + \ln\frac{2z}{b}\right];$$

$$b_1^2 = 4\lambda qR, \quad b^2 = 2q\lambda R.$$

На рис. 5 расчетные значения W_3 с учетом контактной деформации при $z/b = 7{,}5$ показаны линией *1*, а без учета контактных деформаций — линией *2*.

Сопоставление расчета с экспериментом показало следующее. Экспериментальные данные находятся между линиями *1* и *2*, т. е. они ниже расчетных, учитывающих контактную деформацию, и выше расчетных, не учитывающих контактную деформацию. Можно сделать выводы: во-первых, полученные данные подтверждают необходимость учета контактной деформации; во-вторых, экспериментальные данные занижены относительно расчетных данных, учитывающих контактную деформацию, что могло произойти по разным причинам, обусловленным сложностью эксперимента. Необходимо тщательно центрировать диски по расположению их осей в вертикальной плоскости (плоскости нагружения), обеспечивать первоначальное касание дисков по линии, не допускать перекосов дисков по их длине при нагружении.

Осталось неясным, почему максимальная нагрузка сжатия дисков была ограничена одной тонной при возможностях данного стенда.

Таким образом, при первоначальном линейном касании цилиндров в результате их сжатия возникают контактная деформация и деформация сжатия тел цилиндров. В расчетах и экспериментах по определению упругих перемещений цилиндров следует учитывать суммарную деформацию, т. е. контактную деформацию и деформацию сжатия цилиндров, а также расположение мест нагружения, мест измерений, число сжимаемых тел, их формы и т. д.

Известная формула (7) сближения осей цилиндров не точна, так как не учитывает контактную деформацию цилиндров. Предложенные расчетные модели и методики расчета проверены и подтверждены экспериментальными данными, полученными А. В. Орловым [10].

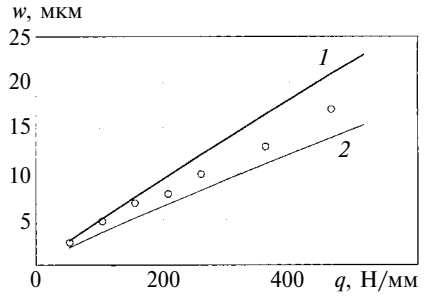


Рис. 5

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Матлин М. М., Бабаков А. В.** Механика контактного взаимодействия твердых тел при начальном касании по линии // Mechanika, 2000. № 3 (23). С. 5—10.
2. **Айрапетов Э. Л.** Контактная деформация цилиндров с параллельными осями // Вестник машиностроения.1988. № 6. С. 6—10.
3. **Динник А. Н.** Удар и сжатие упругих тел: Избранные труды. Т. 1. Киев: Изд-во АН УССР, 1952, С. 13—114.
4. **Петрусевич А. И.** Контактные напряжения, деформации и контактно-гидродинамическая теория смазки: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: ИМАШ, 1950.
5. **Ковальский Б. С.** Проблемы грузоподъемности крановых ходовых колес: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: ИМАШ, 1943.
6. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия, М.: Мир, 1989. С. 150—156.
7. **Хоприх М., Цантопулос Г.** Контактные деформации вдоль прямой линии: цилиндр между двумя плоскими плитами // Тр. Американского общества инженеров механиков. Проблемы трения и смазки. М.: Мир, 1974. № 3. С. 193—198.
8. **Прочность.** Устойчивость. Колебания: Справочник / Под. ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. Т. 2. М.: Машиностроение, 1968. С. 381—395.
9. **Беляев Н. М.** Труды по теории упругости и пластичности. М.: Гостехиздат, 1957. 632 с.
10. **Орлов А. В.** Упругие деформации и напряжения на линейном контакте // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2000. № 6. С. 31—36.

УДК 621.733

Е. С. КОРЧАК, канд. техн. наук (Донбасская ГМА, Украина, г. Краматорск), e-mail: helen_korchak@ukr.net

Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления

Предложена методика определения показателей гидравлических прессов для возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления. Приведены результаты расчетов для ковочных прессов усилием 60 и 100 МН.

Ключевые слова: гидравлический пресс, регулирующий клапан, давление, торможение, разгрузка.

In the paper an identification technique of indicators of hydraulic presses for the return stroke and the unloading process of working cylinders from the pressure is proposed. Calculation results for forging presses by 60 and 100 MN are presented.

Keywords: hydraulic press, control valve, pressure, braking, unloading.

При проектировании гидравлических прессов для объективной оценки закладываемых показателей используют математические модели основных этапов машинного цикла. Это дает возможность еще до создания машины детально смоделировать ее работу, выявить достоинства и недостатки принятых решений и внести коррективы в проект.

Для построения математических моделей возвратного хода и разгрузки рабочих цилиндров от давления определяют показатели, некоторые из которых входят в уравнение Рикатти [1], представляющее собой жесткую модель гидропривода:

$$a\frac{\mathrm{d}V_{\text{п}}}{\mathrm{d}t} + bV_{\text{п}}^2 - c = 0, \qquad (1)$$

где $a\frac{\mathrm{d}V_{\text{п}}}{\mathrm{d}t}$ — сила инерции Даламбера; $bV_{\text{п}}^2$ — сила вязкого гидравлического сопротивления; c — активная сила пресса.

Коэффициент a в уравнении (1) — приведенные к подвижной поперечине движущиеся массы металла и жидкости. Несмотря на конструктивное разнообразие гидросистем прессов, можно выделить составляющие этого коэффициента (рис. 1): $m_{\text{м}}$ — масса металлических подвижных частей, включающая в себя массу поперечины, плунжеров, бойка и др.; $m_{\text{в}1}$ — приведенная масса жидкости в напорной магистрали "аккумулятор — впускной клапан возвратных цилиндров"; $m_{\text{в}2}$ — приведенная масса жидкости в магистрали "впускной клапан возвратных цилиндров — возвратные цилиндры"; $m_{\text{ур}}$ — приведенная масса жидкости в магистрали "аккумулятор — уравновешивающие цилиндры"; $m_{\text{р}1}$ — приведенная масса жидкости в сливной магистрали "рабочий цилиндр — сливной клапан рабочих цилиндров"; $m_{\text{р}2}$ — приведенная масса жидкости в сливной магистрали "рабочий цилиндр — наполнительно-сливной клапан — бак".

Коэффициент a можно представить в виде суммы: $a = a_1 + a_2$, где $a_1 = m_{\text{в}1}$; $a_2 = m_{\text{м}} + m_{\text{в}2} + m_{\text{ур}} + m_{\text{р}1}$ — приведенные массы на участке "впускной клапан возвратных цилиндров — возвратные цилиндры" при разгрузке рабочих цилиндров от давления или $a_2 = m_{\text{м}} + m_{\text{в}2} + m_{\text{ур}} + m_{\text{р}2}$ — приведенные массы на участке "впускной клапан возвратных цилиндров — возвратные цилиндры" при разгоне и установившемся движении поперечины вверх.

Приведенные массы жидкости в соответствующих магистралях гидросистемы пресса находим по формуле

$$m = F^2\rho \sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{f_{\text{тр}i}}, \qquad (2)$$

где F — суммарная площадь плунжеров (возвратных — $F_{\text{в}}$, уравновешивающих — $F_{\text{ур}}$, рабочих — $F_{\text{р}}$) цилиндров; ρ — плотность рабочей жидкости; l_i — реальная длина магистрали i-го участка трубопровода; $f_{\text{тр}i}$ — площадь проходного сечения трубопровода на i-м участке гидролинии.

Коэффициент a целесообразно определять теоретико-экспериментальным методом.

Значения l_i и соответствующие им $f_{\text{тр}i}$ определяют по заводским схемам разводок трубопроводов (рис. 2, 3). По формуле (2) находят движущиеся массы,

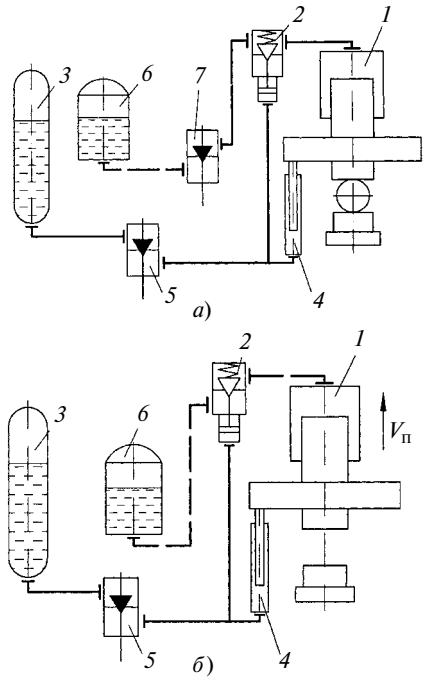


Рис. 1. Схемы магистралей пресса при разгрузке рабочих цилиндров от давления (*а*) и торможении подвижной поперечины на возвратном ходе (*б*):
1 — рабочий цилиндр; *2* — наполнительно-сливной клапан; *3* — аккумулятор; *4* — возвратный цилиндр; *5* — впускной клапан возвратных цилиндров; *6* — бак; *7* — сливной клапан рабочих цилиндров

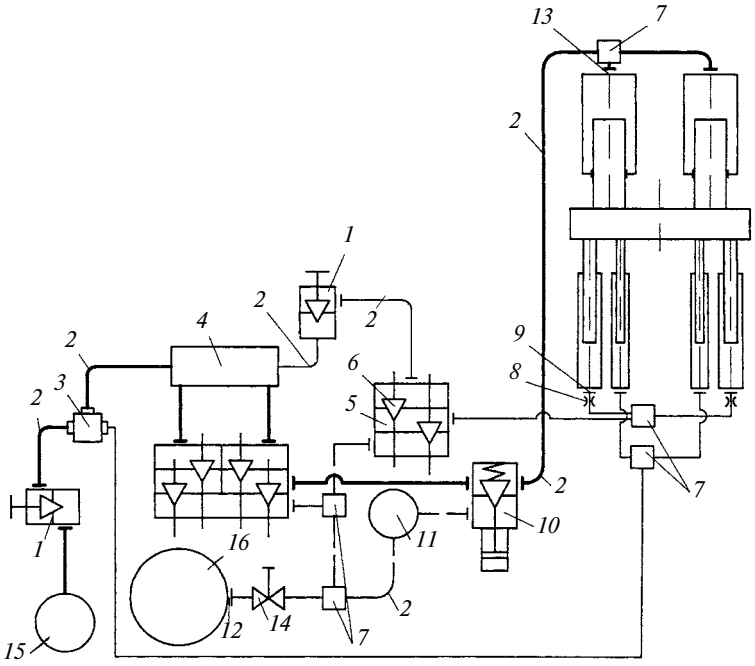


Рис. 2. Схема разводки трубопроводов и гидросопротивлений магистралей ковочного гидравлического пресса усилием 60 МН:
1 — запорный вентиль; *2* — поворот; *3* — клапан-автомат; *4* — коллектор; *5* — клапанный распределитель; *6* — впускной клапан; *7* — тройник; *8* — дроссель; *9* — вход в цилиндр; *10* — наполнительно-сливной клапан; *11* — компенсатор гидроударов; *12* — вход в бак; *13* — вход в трубу; *14* — задвижка; *15* — аккумулятор; *16* — бак

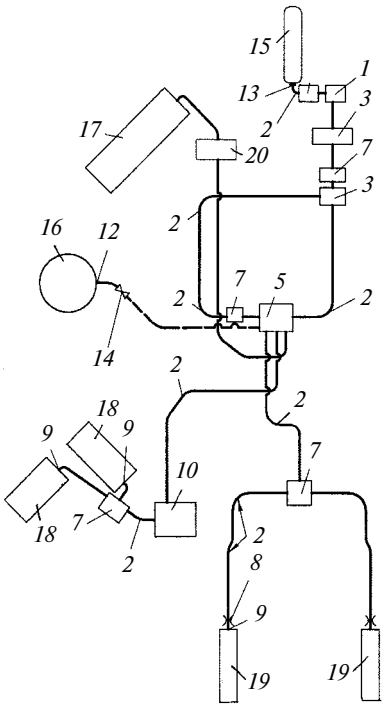


Рис. 3. Схема разводки трубопроводов и гидросопротивлений магистралей ковочного гидравлического пресса усилием 100 МН:
1÷16 — см. рис. 2; *17* — центральный рабочий цилиндр; *18* — боковой рабочий цилиндр; *19* — возвратный цилиндр; *20* — наполнительно-сливной клапан первой ступени

приведенные к подвижной поперечине.

Параметр $m_м$ определяют опытным путем, исходя из статического давления $p_{ст}$, необходимого для удержания поперечины на весу в крайнем верхнем положении [2]:

$$m_м = \frac{F_в p_{ст} + F_{ур} p_а - F_{р\Sigma} p_б}{g}, \quad (3)$$

где $p_а$ — давление в аккумуляторе; $p_б$ — давление в баке; $F_{р\Sigma}$ — суммарная площадь плунжеров рабочих цилиндров пресса; g — ускорение свободного падения.

Параметр c в уравнении (1) представляет собой сумму активных сил и сил сопротивления, действующих на поперечину, который при возвратном ходе определяется формулой

$$c = p_в F_в + p_в F_{ур} - Mg - p_б F_{р\Sigma} - R_{тр}, \quad (4)$$

где $R_{тр} = \mu(p_в F_в + p_а F_{ур})$ — сила трения в манжетах и направляющих втулках поперечины (μ — коэффициент трения).

Коэффициент b в уравнении (1) определяет потери активной силы пресса на преодоление гидравлических сопротивлений магистралей при полностью открытом регулирующем клапане.

Наибольшую установившуюся скорость поперечины при возвратном ходе в конце хода разгона, а также в конце разгрузки рабочих цилиндров от давления [3] определяют по формуле

$$V_п = \sqrt{c/b}. \quad (5)$$

Из зависимости (5) определяется значение коэффициента b:

$$b = c/V_п^2. \quad (6)$$

Наибольшая установившаяся скорость поперечины находится экспериментально [2].

Важным параметром гидросистемы пресса является коэффициент α качества гидросистемы — отношение коэффициента $\zeta_{кл}$ сопротивления клапана к сопротивлению соответствующей магистрали [1]:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_р &= \zeta_{кл}/\xi_р; \\ \alpha_в &= \zeta_{кл}/\xi_в. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Здесь $\zeta_{кл}$ определяется по формуле Вейсбаха [4]: $\zeta_{кл} = \Delta p_{кл}/(0{,}5\rho V_п^2)$ ($\Delta p_{кл}$ — падение давления в соответствующей магистрали); $\xi_р$ и $\xi_в$ — приведенные к поперечине коэффициенты гидравлического сопротивления магистралей соответственно рабочих и возвратных цилиндров.

Гидросопротивления $\xi_р$ и $\xi_в$ можно определить теоретически из схем разводок трубопроводов гидросистем прессов (см. рис. 2 и 3) по формуле

$$\xi = F^2\left(\lambda \sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{d_{тр\,i} f_{тр\,i}^2} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\zeta_{i\Sigma}}{f_{тр\,i}^2}\right), \quad (8)$$

где λ — коэффициент шероховатости поверхности труб; n — число участков трубопроводов; l_i, $d_{тр\,i}$, $f_{тр\,i}$ — соответственно длина,

диаметр и площадь сечения трубопровода i-го участка магистрали; $\zeta_{i\Sigma}$ — сумма местных гидравлических сопротивлений трубопровода i-го участка.

Исследования показали, что при построении математических моделей машинного цикла пресса крайне важен учет упругих свойств рабочей жидкости, трубопроводов и металлоконструкции, которые влияют на динамику переходных процессов в гидросистемах [5].

На процесс разгрузки рабочих цилиндров от давления оказывают влияние упругость рабочей жидкости, упругость трубопроводов магистрали "рабочий цилиндр — сливной клапан рабочих цилиндров" и упругость металлоконструкции. Что касается торможения поперечины на возвратном ходе, то на ее динамику и выбег оказывают влияние упругость рабочей жидкости и трубопроводов магистралей "впускной клапан возвратных цилиндров — возвратные цилиндры" и "рабочий цилиндр — наполнительно-сливной клапан — бак" [2]. Коэффициент приведенной линейной жесткости последней при торможении поперечины на возвратном ходе определяет выражение

$$k_{\text{т}} = \Delta p_{\text{в}} F_{\text{в}} / \Delta S_{\text{п}}, \qquad (9)$$

где $\Delta p_{\text{в}}$ — падение давления в замкнутом объеме возвратных цилиндров; $\Delta S_{\text{п}}$ — перемещение поперечины под действием сил упругости.

Значения $\Delta p_{\text{в}}$ и $\Delta S_{\text{п}}$ определяют экспериментально [2]. После закрытия впускного клапана возвратных цилиндров поперечина под действием инерционных сил и сил упругости продолжает движение вверх, в результате замкнутый объем возвратных цилиндров увеличивается, давление падает. При этом $\Delta S_{\text{п}}$ соответствует инерционному выбегу поперечины после закрытия впускного клапана возвратных цилиндров, а $\Delta p_{\text{в}}$ — падению давления в этих цилиндрах во время выбега $\Delta S_{\text{п}}$.

Коэффициент приведенной линейной жесткости сливной магистрали "рабочие цилиндры — сливной клапан — бак" при разгрузке рабочих цилиндров от давления находим через приведенный модуль объемной упругости по формуле $k_{\text{р}} = E_{\text{пр}} f_{\text{тр}}^2 / W$, где $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль объемной упругости системы; W — общий объем жидкости в сливной системе.

Данные для ковочных прессов усилием 60 и 100 МН приведены в таблице.

Значения показателей ковочных прессов усилием 60 и 100 МН

Показатель	Пресс на 60 МН (II ступень усилий)	Пресс на 100 МН (II ступень усилий)
$F_{\text{р}}$, м^2	0,363	1,093
$F_{\text{в}}$, м^2	0,123	0,161
$F_{\text{ур}}$, м^2	0,051	0,132
$F_{\text{р}\Sigma}$, м^2	1,9076	3,2791
$p_{\text{а}}$, МПа	32	32
$p_{\text{б}}$, МПа	0,4	0,4
$p_{\text{ст}}$, МПа	16,7	13,2
$m_{\text{м}}$, 10^3 кг	225	500
$a_1 = m_{\text{в}1}$, кг	101 480	17 187,2
$m_{\text{в}2}$, кг	148 804	21 331,7
$m_{\text{ур}}$, кг	80 230	79 685,7
$m_{\text{р}1}$, кг	4 380 210	4 723 642,2
$m_{\text{р}2}$, кг	1 899 078	1 180 910,5
a_2*, кг	4 834 244/2 353 109	5 324 659,6/1 781 927,9
a*, кг	4 935 724/2 454 589	5 341 846,8/1 799 115,1
$V_{\text{п}}$*, м/с	0,0065/0,2000	0,05/0,25
b*, 10^5 кг/м	61 947/6440	2 011 600/804,64
c, Н	2 575 000	5 029 000
$\alpha_{\text{р}}$*	0,8/0,4	0,8/0,4
$\alpha_{\text{в}}$	0,2	0,18
$\xi_{\text{р}}$*	194 801 900/202 516	368 087 830/147 235
$\xi_{\text{в}}$	340 595	420 785
$k_{\text{т}}$, 10^6 Н/м	84	92,575
$K_{\text{р}}$, 10^4 Н/м	966	234

* В числителе приведены значения при загрузке, в знаменателе — при разгоне и движении вверх.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ковка** слитков на прессах / Л. Н. Соколов, В. Н. Золотухин, В. Н. Ефимов и др. Киев: Техника, 1984. С. 108—124.
2. **Корчак Е. С.** Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 67—70.
3. **Белов А. Ф., Розанов Б. В., Линц В. П.** Объемная штамповка на гидравлических прессах. М.: Машиностроение, 1986. 256 с.
4. **Арзуманов Э. С.** Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
5. **Попов Н. И.** Метод оценки влияния сжимаемости жидкости на динамику переходных процессов в гидросистемах прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1981. № 10. С. 25—26.

УДК 62-82/-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. П. КУЗНЕЦОВ, кандидаты технических наук (Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vladggu.ru

Энергетическая обеспеченность многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров

На основе параметрического уравнения механической характеристики многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров получен алгоритм оценки по допустимой величине взаимонагружения составляющих привода и вероятности выполнения заданных требований к нему.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, оценка вероятности выполнения требований к ним.

On the basis of a parametric equation of mechanical characteristics of multi-motor electro-hydraulic drive with random variations of the parameters an algorithm has been obtained to estimate the permissible mutual loading value of drive components and probability of execution of specified requirements to it.

Keywords: electro-hydraulic drives, estimation the probability of execution of the requirements.

В реальных условиях эксплуатации энергетические характеристики многодвигательного соединения могут ухудшаться, что отрицательно отражается на качестве многодвигательного электрогидравлического привода (МДЭГП), поэтому при оценке энергетической обеспеченности привода необходимо учитывать взаимонагружение его составляющих [1—6].

Рассмотрим установившийся режим работы МДЭГП, содержащего n объединенных звеньев. Для каждого звена многодвигательного соединения можно записать следующее уравнение механической характеристики (в линейной области):

$$M_i = M_{i\,\max} - \alpha_i \Omega_i, \qquad (1)$$

где M_i, Ω_i — соответственно момент и частота вращения i-го гидродвигателя (ГД) ($i = 1, 2, ..., n$); $M_{i\max}$ — максимальный (пусковой) момент i-го ГД; $\alpha_i = \partial M_i/\partial\Omega_i$ — жесткость механической характеристики.

С учетом обозначений, принятых в работе [7], и некоторых преобразований формулу (1) запишем в виде:

$$M_i = F_i \Delta p_{\text{п}i}(1 - C_i)\varpi_i - \frac{\mu_i}{C_{\text{у}i}}(1 - C_i + C_{\text{в}i}C_{\text{у}i})\Omega_i,$$

где $-1 \leqslant F \leqslant 1$ — параметр регулирования; $\Delta p_{\text{п}i}$ — перепад давления на i-м ГД; ϖ_i — характерный объем i-го ГД; C_i — коэффициент потерь; μ_i — динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости; $C_{\text{в}i}$ — коэффициент вязкого трения; $C_{\text{у}i}$ — коэффициент утечек.

Для многодвигательного жесткого соединения ГД ($i = 1, 2,..., n$) с нагрузкой (передаточные отношения редукторов считаем равными единице) имеем:

$$\Omega_i = \Omega; \quad M_i = \sum_{i=1}^{n} M_i. \qquad (2)$$

Допуская, что $F_i = F$; $\Delta p_{\text{п}i} = \Delta p_{\text{п}}$; $\varpi_i = \varpi$ и учитывая равенства (2), получим параметрическое уравнение $M = f(\Omega, p_{\text{п}}, C_i, \mu_i, C_{\text{в}i}, C_{\text{у}i})$ механической характеристики МДЭГП в виде:

$$M_i = F_i \Delta p_{\text{п}} \varpi \sum_{i=1}^{n} (1 - C_i) - \Omega \sum_{i=1}^{n} (1 - C_i + C_{\text{в}i}C_{\text{у}i}) \frac{\mu_i}{C_{\text{у}i}}. \qquad (3)$$

Обозначим полную совокупность параметров (C_i, μ_i, $C_{\text{в}i}$, $C_{\text{у}i}$), определяющую механическую характеристику привода, через вектор $\gamma = \gamma_1, \gamma_2, ..., \gamma_m$. Пусть $\gamma_j = \bar{\gamma}_j + \Delta\gamma_j$, где $\bar{\gamma}_j$ — номинальное значение j-го параметра, $\Delta\gamma_j$ — его случайные вариации, в основном из-за технологического разброса ($j = 1, 2,...., m$). Тогда для идеального случая, когда для всех параметров выполняется равенство $\gamma_j = \bar{\gamma}_j$, получим уравнение механической характеристики при отсутствии взаимонагружения в виде:

$$\overline{M} = f(\Omega, C_i, \mu_i, C_{\text{в}i}, C_{\text{у}i}) = F_i \Delta p_{\text{п}} \varpi \sum_{i=1}^{n} (1 - \overline{C}_i) - \Omega \sum_{i=1}^{n} \frac{\overline{\mu}_i}{\overline{C}_{\text{у}i}} (1 - \overline{C}_i + \overline{C}_{\text{в}i}\,\overline{C}_{\text{у}i}). \qquad (4)$$

Результирующий момент взаимонагружения $M_{\text{вз}}$, появляющийся из-за разброса значений параметров, определится вычитанием из уравнения (3) выражения (4): $M_{\text{вз}} = M - \overline{M} \approx \sum_{i=1}^{m} u_j \Delta\gamma_j$, где u_j — функция чувствительности по j-му параметру [8].

Определим функции чувствительности по основным определяющим параметрам:

$$u_{\Omega}^{C_i} = \left.\frac{\partial M}{\partial C_i}\right|_{\gamma = \bar{\gamma}} = -F\Delta p_{\text{п}}\varpi + \Omega \frac{\overline{\mu}_i}{\overline{C}_{\text{у}i}};$$

$$u_{\Omega}^{\mu_i} = \left.\frac{\partial M}{\partial \mu_i}\right|_{\gamma = \bar{\gamma}} =$$

$$= -\Omega \frac{1}{\bar{C}_{\text{у}i}} (1 - \bar{C}_i + \bar{C}_{\text{в}i}\, \bar{C}_{\text{у}i});$$

$$u_{\Omega}^{C_{\text{в}i}} = \left.\frac{\partial M}{\partial C_{\text{в}i}}\right|_{\gamma = \bar{\gamma}} = -\Omega \bar{\mu}_i;$$

$$u_{\Omega}^{C_{\text{у}i}} = \left.\frac{\partial M}{\partial C_{\text{у}i}}\right|_{\gamma = \bar{\gamma}} =$$

$$= \Omega \frac{\mu_i}{C_{\text{у}i}} (1 - \bar{C}_i + 2\bar{C}_{\text{в}i}\, \bar{C}_{\text{у}i}).$$

Пусть составляющие вектора γ — зависимые случайные величины с математическими ожиданиями $\gamma_1, \gamma_2, ..., \gamma_m$ и корреляционной матрицей $k = \|k_{ij}\|$, $i, j = 1, 2, ..., m$, где $k_{ij} = D_j$ — дисперсии соответствующих параметров. Тогда математическое ожидание $\bar{M}_{\text{вз}}$ и дисперсия $\sigma^2[M_{\text{вз}}]$ момента взаимонагружения будут соответственно равны:

$$\bar{M}_{\text{вз}} = \sum_{i=1}^{m} u_j \Delta\gamma_j;$$

$$\sigma^2[M_{\text{вз}}] = \sum_{i=1}^{m} u_j^2 \sigma_i^2 + 2\sum_{i<j} u_i u_j k_{ij}.$$

Часто $\Delta\gamma_1, \Delta\gamma_2, ..., \Delta\gamma_m$ являются центрированными некоррелированными случайными величинами, тогда $M_{\text{вз}} = 0$; $\sigma^2[M_{\text{вз}}] = \sum_{i=1}^{m} u_j^2 \sigma_i^2$.

При проектировании МДЭГП возникает задача назначения допусков на вариации основных параметров элементов объединяемых звеньев из условия обеспечения неравенства $M_{\text{вз}} \leqslant M_{\text{вз.доп}}$, где $M_{\text{вз.доп}}$ — максимальное допустимое значение момента взаимонагружения с учетом ограничений по энергетике.

Однозначно задача решается только для одного варьируемого параметра. В случае нескольких параметров расчет допусков можно вести методом последовательных приближений, подбирая параметры так, чтобы значения $M_{\text{вз}}$

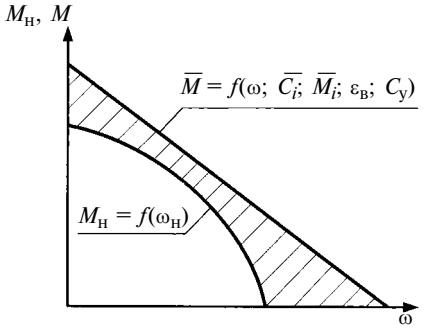


Рис. 1. Нагрузочная диаграмма и идеальная механическая характеристика МДЭГП

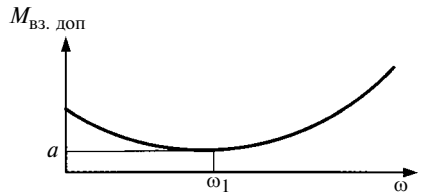


Рис. 2. Зависимость допустимого момента взаимонагружения $M_{\text{вз.доп}}$ от угловой частоты ω

находились в заданном поле допуска. При большом числе варьируемых параметров такой подход оказывается громоздким в вычислительном отношении. В этом случае целесообразно применять принцип равных влияний [9]. При таком подходе для случая нормального распределения параметров γ получаем выражение для оценки допусков вариаций параметров

$$\Delta\gamma_{j\text{доп}} \leqslant M_{\text{вз.доп}}/(\sqrt{m}\, u_j). \qquad (5)$$

Если распределение $M_{\text{вз}}$ нормально или близко к полученному значению $\Delta\gamma_{j\text{доп}}$, то $\Delta p(|M_{\text{вз}} - \bar{M}_{\text{вз}}|) < 3\sigma[M_{\text{вз}}] = 0{,}997$, где $\sigma[M_{\text{вз}}]$ — среднеквадратическое отклонение.

Тогда поле допуска для момента взаимонагружения можно принять [9] $\Delta M_{\text{вз}} = 6\sigma[M_{\text{вз}}]$.

Откуда поле допуска для варьируемых параметров

$$\Delta\gamma_i \leqslant 6\sigma_{\text{тр}}[M_{\text{вз}}]/(\sqrt{m}\, u_i), \qquad (6)$$

где $\sigma_{\text{тр}}[M_{\text{вз}}]$ — необходимое значение среднеквадратического отклонения $M_{\text{вз}}$.

Для оценки $M_{\text{вз.доп}}$ можно поступить следующим образом. Пусть известна диаграмма нагрузки МДЭГП (без учета взаимонагружения) $M_{\text{н}} = f(\omega_{\text{н}})$ (рис. 1). Наносим на диаграмму механическую характеристику идеального МДЭГП $\bar{M} = f(\omega, \bar{C}_i, \bar{\mu}_i, \bar{C}_{\text{в}i}, \bar{C}_{\text{у}i})$.

После вычитания из располагаемых моментов $\bar{M}$ необходимых моментов $M_{\text{н}}$ получим (рис. 2) зависимость $M_{\text{вз.доп}}(\omega)$. Далее находим $M_{\text{вз.доп}}(\omega)|_{\omega = \omega_i} = a$ и определяем допуски для вариаций параметров по формулам (5), (6) при условиях, что $u_j(\omega) = u_j(\omega_i)$, а $M_{\text{вз.доп}} = a$.

Если требуется оценить вероятность выполнения в МДЭГП условия $M_{\text{вз}} \leqslant M_{\text{вз.доп}}$, то, используя найденные допуски для вариаций параметров, сначала находим $\Delta p_j(\Delta\gamma_j \leqslant \Delta\gamma_{\text{доп}})$ — вероятность того, что вариации каждого j-го параметра находятся в пределах допуска. Для нормального закона распределения и симметричного поля рассеяния $\Delta\gamma_j$ относительно номинального значения параметра $\bar{\gamma}_j$ вероятность $\Delta p_i = 2\Phi(\Delta\gamma_{\text{доп}}/\sigma_j)$, где Φ — функция Лапласа; σ_j — среднеквадратическое отклонение j-го параметра.

После этого оценивается вероятность выполнения заданных требований к многодвигательному гидроприводу:

$$\Delta p\{M_{\text{вз}} \leqslant M_{\text{вз.доп}}\} = \min \Delta p_{j\min}.$$

Таким образом, на основе параметрического уравнения механической характеристики МДЭГП со случайными вариациями параметров можно оценить вероятность выполнения заданных требований к многодвигательному электрогидравлическому приводу по допустимой величине взаимонагружения составляющих его приводов.

УДК 621.01.192

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (ВоГТУ, г. Вологда), e-mail: pgs@mh.vstu.edu.ru

Расчет надежности вала по прочности при ограниченной информации с использованием распределений на основе неравенства Чебышева

Предложен расчет надежности вала по прочности при ограниченной информации о параметрах математических моделей предельных состояний в виде статистических математических ожиданий и дисперсий, но при отсутствии функций их распределения. Для описания нечетких переменных использованы функции распределения на основе неравенства Чебышева.

Ключевые слова: вал, надежность, прочность, функции распределения, неравенство Чебышева, интервал надежности.

A calculation of the shaft reliability for strength with limited information regarding the parameters of mathematical models of limiting states in the form of statistical expectations and variances, but in the absence of their distribution functions, has been proposed. To describe the fuzzy variables the distribution functions based on the Chebyshev's inequality have been used.

Keywords: shaft, reliability, strength, distribution functions, Chebyshev's inequality, confidence interval.

В работах [1—3] рассмотрены различные методы расчетов надежности валов. Расчет надежности механической системы зависит от объема, полноты и точности статистических данных по базовым параметрам математической модели предельных состояний. Информация считается полной, если известна функция распределения, параметры функции, зависимость/независимость от других параметров. При полной информации о параметрах в математической модели в m-мерном пространстве базовых переменных каждой точке x соответствует плотность распределения $f_X(x_1, x_2, ..., x_m)$, где x_i — случайная величина. Данное исходное пространство делится уравнением предельного состояния $g(x)$ на безопасную область $S = \{x|g(x) \geqslant 0\}$ и область отказа $V = \{x|g(x) < 0\}$.

По данным работы [4] вероятность отказа $P_f = P[g(x) < 0]$ в развернутом имеет вид: $P_f = \underbrace{\int_{\{x|g(x)<0\}} \dots \int}_{m} f_X(x_1, x_2, ..., x_m)\mathrm{d}x_1\mathrm{d}x_2...\mathrm{d}x_m$.

Для стохастически независимых случайных величин $P_f = \int_V \dots \int \prod_{i=1}^{m} f_{X_i}(x_i)\mathrm{d}x_i$, где V — область отказа; m — число параметров.

Вероятность безотказной работы определяется формулой $P_S = \int_S \dots \int \prod_{i=1}^{m} f_{X_i}(x_i)\mathrm{d}x_i$, где S — область безотказной работы.

При полной статистической информации расчеты на надежность в машиностроении принято проводить вероятностно-статистическими методами с однозначным значением надежности [5]. При ограниченной информации о базовых параметрах в математической модели нашли применение возможностные и комбинированные методы расчетов надежности деталей машин и, в частности, валов [1—3].

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Прокофьев В. Н., Борисов Б. П.** О влиянии эффекта дробления на частотные характеристики объемного гидропривода // Изв. вузов. Машиностроение. 1966. № 2. С. 125—131.

2. **Прокофьев В. Н., Сенько Н. А., Середкин В. П.** О синхронизации распределения нагрузок в многодвигательном приводе при стационарном режиме работы // Изв. вузов. Машиностроение. 1967. № 5. С. 94—99.

3. **Прокофьев В. Н., Казмиренко В. Ф.** Проектирование и расчет автономных приводов. М.: Машиностроение, 1978. 376 с.

4. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Графоаналитический метод анализа и синтеза гидроприводов со случайными параметрами // Сб. докл. 10-й Междунар. науч. конф. по гидравлическим приводам. Брно: 1982. С. 27—35.

5. **Кузнецов В. П., Медведев Ю. А.** Вероятностный подход к расчету многодвигательного гидропривода // Пневматика и гидравлика. Вып. 9. Приводы и системы управления. М.: Машиностроение, 1982. С. 65—72.

6. **Medvedev Ju. A., Kuznecov V. P.** Pravdepodobnostna metoda vypotu vlacmotorovno hydraulickeho pohonu // Strojienska Vuroba. 1981. N 9. S. 47—54.

7. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Энергетическая обеспеченность многодвигательного электрогидропривода со случайными вариациями параметров // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 117-В2010). 2010. № 4. Б/о 41. 9 с.

8. **Томович Р., Вукобратович М.** Общая теория чувствительности. М.: Сов. радио, 1972. 386 с.

9. **Розенвассер Е. Н., Юсупов Р. М.** Чувствительность систем автоматического управления. М.: Энергия, 1969. 352 с.

Рассмотрим новый метод расчета надежности валов, который отличается тем, что для случайных величин известны статистические математические ожидания m_X, средние квадратические отклонения S_X и стохастическая независимость параметров X, но неизвестны функции распределения этих параметров. Данную задачу можно решать вероятностно-статистическими методами, если априорно задаваться функциями распределения. Однако такой путь неприемлем, так как может привести к неверным результатам. Если даже случайно результат и окажется верным, к нему не будет доверия.

Поэтому предлагается новый подход к расчету надежности деталей машин, в котором случайную величину X (в дальнейшем "нечеткая переменная" в терминах теории возможностей) будем описывать функциями распределения возможностей (ФРВоз), построенными на неравенстве Чебышева [6]: $P(f(x) \geqslant k) \leqslant M\{f(x)\}/k$, или в других видах [7]: $P(|x - m_X| \geqslant k) \leqslant S_X^2 \leqslant 1/k^2$; $P(|x - m_X| \geqslant k) \leqslant S_X^2/k^2$. Последнее выражение можно прочитать так: какое бы не взяли положительное, наперед заданное число "k", вероятность того, что значение x (случайной величины) отклонится от своего среднего значения $\bar{x} \approx m_x$ больше чем на "k", всегда не больше отношения S^2/k^2. Например, при $k = 3S_X$ (по закону трех сигм) имеем: $P \leqslant S^2/k^2 = 1/9$.

Можно доказать, что наличие значений m_x и S_x о нечеткой переменной на основании неравенства Чебышева можно описать функциями распределения вида:

$$\left.\begin{aligned}
\bar{P}_X(x) &= \begin{cases} S_X^2/[(m_X - x)^2 + S_X^2] \text{ при } x < m_X; \\ 1 \text{ при } x \geq m_X; \end{cases} \\
\underline{P}_X(x) &= \begin{cases} 0 \text{ при } x < m_X; \\ 1 - m_x/x \text{ при } m_X \leq x \leq m_X + S_X^2/m_X; \\ (m_X - x)^2/[(m_X - x)^2 + S_X^2] \\ \quad \text{при } x > m_X + S_X^2/m_X, \end{cases}
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

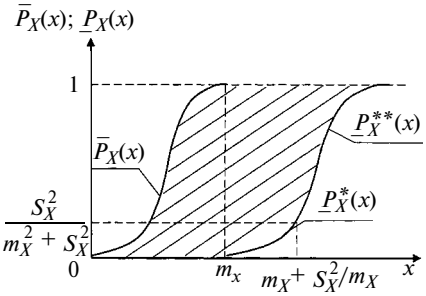


Рис. 1. Функции распределения $\bar{P}_X(x)$ и $\underline{P}_X(x)$

где $\bar{P}_X(x)$, $\underline{P}_X(x)$ — соответственно верхняя и нижняя функции распределения нечеткой переменной X.

На рис. 1 показаны эти граничные функции. Функции $\underline{P}_X(x)$ и $\bar{P}_X(x)$ — границы истинной функции или функций распределения $\underline{P}_X(x) \leqslant P_X \leqslant \underline{P}_X(x)$.

По формулам (1), дифференцируя по x, найдем условные функции плотностей распределения, обозначенные $\underline{\rho}_X(x)$ и $\bar{\rho}_X(x)$ для отличия от вероятностных методов расчета надежности, которые после преобразования примут вид:

$$\left.\begin{aligned}
\underline{\rho}_X(x) &= \begin{cases} 0 \text{ при } x < m_X; \\ m_x/x^2 \text{ при } m_X \leq x \leq m_X + S_X^2/m_X; \\ 2(x - m_X)S_X^2/[(m_X - x)^2 + S_X^2] \\ \quad \text{при } x > m_X + S_X^2/m_X; \end{cases} \\
\bar{\rho}_X(x) &= \begin{cases} 2(m_X - x)S^2/[(m_X - x)^2 + S_X^2] \\ \quad \text{при } x < m_X; \\ 0 \text{ при } x \geq m_X. \end{cases}
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Аналогичные формулы можно записать для Y в задаче с математической моделью, например $X < Y$.

Рассмотрим расчет надежности вала по критерию прочности для простейшей ситуации — работа только на кручение (без изгиба), например, конца выходного вала редуктора. Математическая модель предельного состояния с учетом изменчивости параметров имеет вид:

$$\tilde{\tau}_{\text{кр}} \leqslant \tilde{\tau}_{\text{пр}}. \quad (3)$$

Известно, что в условиях эксплуатации вала с круглым поперечным сечением значения $\tilde{\tau}_{\text{кр}}$ можно определить экспериментально с помощью измерения деформации ε тензорезисторами или другими средствами на поверхности вала под углом 45° к оси вала контактным или бесконтактным методами [8]. Тогда $\tilde{\tau}_{\text{кр}} = \tilde{\sigma}_1 = \tilde{\varepsilon}_1 E$, где E — модуль упругости стали, который примем как детерминированную величину.

Возможны и другие способы определения наибольших напряжений $\tau_{\text{кр}}$ в поперечном сечении вала. Например, хотя и менее точно, по формуле $\tau_{\text{кр}} = M_{\text{кр}}/W_r = 9554N/(nW_r)$, где N — мощность, измеряемая ваттметром на электродвигателе; n — частота вращения вала, измеряемая тахометром.

В условиях эксплуатации может оказаться, что число измерений ε_1 окажется недостаточным для выявления закона распределения, но достаточным для вычисления среднего значения m_i и дисперсии S_i^2. При такой информации о $\tilde{\varepsilon}_1$ или $\tilde{\tau}_{\text{кр}} = \tilde{\sigma}_1 = \tilde{\varepsilon}_1 E$

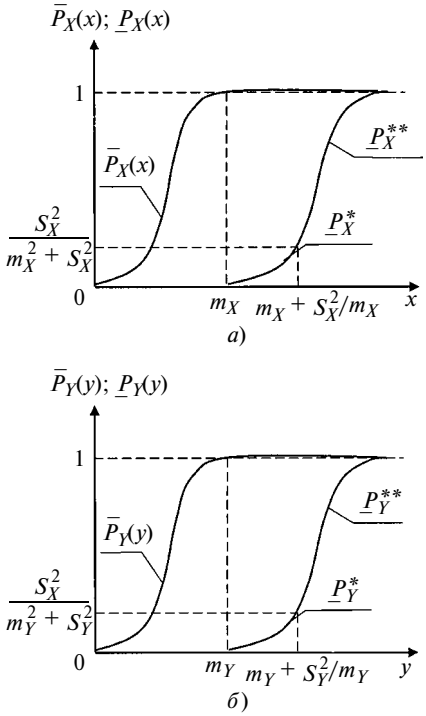


Рис. 2. Функции распределения $\bar{P}_X(x)$, $\underline{P}_X(x)$, $\bar{P}_Y(y)$, $\underline{P}_Y(y)$

при детерминированной величине модуля упругости E для описания поведения $\tilde{\tau}_{кр}$ можно использовать функции (2).

В формуле (3) $\tau_{пр}$ — предельное касательное напряжение для стали, характеристики которого в виде m_2 и S_2 можно найти в проектной, нормативной или другой документациях или определить испытаниями стали, например методом царапания [9]. Следовательно, и $\tilde{\tau}_{пр}$ можно описать функциями (2).

Для краткости обозначим $\tilde{\tau}_{кр} = X$, $\tilde{\tau}_{пр} = Y$ и найдем из общих формул P_f (вероятностей отказа) формулы для вероятностей $\underline{Q}$ и $\bar{Q}$ отказа из модели $X > Y$ с учетом описания X и Y граничными функциями распределения (см. рис. 1).

На рис. 2 представлены функции распределений $\underline{P}_X(x)$, $\bar{P}_X(x)$, $\underline{P}_Y(y)$ и $\bar{P}_Y(y)$ для X и Y.

Общие формулы вероятностей отказа, представленные через кратные интегралы от плотностей распределений независимых случайных величин X и Y, выраженные ранее вероятностно-статическим методом расчетов надежности, будут представлены двумя формулами с граничными функциями плотностей соответственно выражениям (2):

$$\underline{Q} = \int_V \int \underline{\rho}_Y(y)\bar{\rho}_X(x)\mathrm{d}y\mathrm{d}x;$$

$$\bar{Q} = \int_V \int \bar{\rho}_Y(y)\underline{\rho}_X(x)\mathrm{d}y\mathrm{d}x,$$

где V — область отказа.

Для $\underline{Q}$ принимают $\bar{\rho}_X$, так как по выражению (3) с увеличением X область отказа возрастает, а так как с увеличением Y область отказа убывает, то для него берут $\underline{\rho}_Y$. Для $\bar{Q}$ — все наоборот.

С учетом выражений (2) и рис. 2 имеем:

$$\underline{Q} = \int_V \int \underline{\rho}_Y^{*}(y)\bar{\rho}_X(x)\mathrm{d}y\mathrm{d}x + \int_V \int \underline{\rho}_Y^{**}(y)\bar{\rho}_X(x)\mathrm{d}y\mathrm{d}x;$$

$$\bar{Q} = \int_V \int \bar{\rho}_Y(y)\underline{\rho}_X^{*}(x)\mathrm{d}y\mathrm{d}x + \int_V \int \bar{\rho}_Y(y)\underline{\rho}_X^{**}(x)\mathrm{d}y\mathrm{d}x,$$

где $\underline{\rho}_X^{**}(x)$, $\underline{\rho}_X^{*}(x)$, $\underline{\rho}_Y^{*}(y)$, $\underline{\rho}_Y^{**}(y)$ — производные по x и y соответственно от функций $F_X^{*}(x)$, $F_X^{**}(x)$, $F_Y^{*}(y)$, $F_Y^{**}(y)$ (см. рис. 2).

Рассмотрим наиболее часто встречаемую на практике ситуацию, в которой $m_X + S_X < m_Y$ (нагрузка меньше прочности).

В этом случае расчетные формулы при условии отказа $X > Y$ примут вид:

$$\underline{Q} = \int_{m_y}^{m_y + S_Y^2/m_Y} \frac{m_y}{y^2} \int_y^{\infty} \frac{2(m_X - x)S_x^2}{[(m_X - x)^2 + S_X^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x +$$

$$+ \int_{m_y + S_Y^2/2}^{\infty} \frac{2(m_Y - y)S_y^2}{[(m_Y - y)^2 + S_Y^2]^2} \int_y^{\infty} \frac{2(m_X - x)S_X^2}{[(m_X - x)^2 + S_X^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x;$$

$$\bar{Q} = \int_{m_X}^{m_X + S_X^2/m_X} \frac{m_X}{y^2} \int_0^{x} \frac{2(y - m_Y)S_Y^2}{[(y - m_Y)^2 + S_y^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x +$$

$$+ \int_0^{m_Y} \frac{2(m_Y - y)S_Y^2}{[(m_Y - y)^2 + S_Y^2]^2} \int_y^{\infty} \frac{2(m_X - x)S_X^2}{[(m_X - x)^2 + S_X^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x.$$

Рассмотрим по предлагаемой методике расчет надежности вала по критерию прочности.

Известны: $m_X = 20$ МПа, $S_X = 4$ МПа, $m_Y = 30$ МПа, $S_Y = 5$ МПа. Тогда

$$\underline{Q} = \int_{30}^{30,8} \frac{30}{y^2} \int_y^{\infty} \frac{2(x - 20)4^2}{[(20 - x)^2 + 4^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x +$$

$$+ \int_{30,8}^{\infty} \frac{2(30 - y)5^2}{[(30 - y)^2 + 5^2]^2} \int_y^{\infty} \frac{2(x - 20)4^2}{[(20 - x)^2 + 4^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x = 0{,}066;$$

$$\bar{Q} = \int_{20}^{20,8} \frac{20}{x^2} \int_0^{x} \frac{2(30 - y)5^2}{[(30 - y)^2 + 5^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x +$$

$$+ \int_0^{30} \frac{2(30 - y)5^2}{[(30 - y)^2 + 5^2]^2} \int_y^{\infty} \frac{2(20 - x)4^2}{[(20 - x)^2 + 4^2]^2}\mathrm{d}y\mathrm{d}x = 0{,}418.$$

Вероятности безотказной работы вала: $\underline{P} = 1 - 0{,}418 = 0{,}582$; $\overline{P} = 1 - 0{,}066 = 0{,}934$; интервал надежности [0,582; 0,934]. Информация о надежности вала малоинформативная и надежность низкая. Такой вал ненадежен. Поэтому, если надежность вала определяется на стадии эксплуатации, то очевидное решение — заменить данный редуктор. Если надежность вала определяется на стадии проектирования, то можно подобрать редуктор с большей надежностью. Например, при исходных данных: $m_X = 20$ МПа, $S_X = 2$ МПа, $m_Y = 30$ МПа, $S_Y = 3$ МПа, в которых изменение X и Y меньше, расчетами получим: $\underline{P} = 0{,}833$; $\overline{P} = 0{,}978$, надежность вала характеризуется интервалом [0,833; 0,978]. В этом случае очевидно влияние значений S_X и S_Y (изменчивости нагрузки и прочности материала вала) на расчетную надежность вала по критерию прочности и один из путей повышения надежности деталей машин на стадии проектирования и изготовления.

Таким образом, предложен новый расчет надежности вала при ограниченной информации о параметрах в математической модели предельного состояния по критерию прочности. Использованы распределения для нечетких переменных на основании неравенства Чебышева. Данную методику можно использовать для расчетов надежности других деталей машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уткин В. С.** Определение надежности консольного вала зубчатой передачи при ограниченной статистической информации о базовых параметрах // Вестник машиностроения. 2009. № 6. С. 14, 15.
2. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Расчет надежности валов по критерию прочности при вероятностных и возможностных переменных в математической модели предельного состояния // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 31—34.
3. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Расчет надежности механических систем при ограниченной статистической информации. Вологда: ВоГТУ, 2008. 188 с.
4. **Шпете Г.** Надежность несущих строительных конструкций: Пер. с нем. М.: Стройиздат, 1994. 288 с.
5. **Надежность** машин / Под ред. Д. Н. Решетова, А. С. Иванова, В. З. Фадеева. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
6. **Надежность** технических систем: Справочник / Под ред. И. А. Ушакова. М.: Радио и связь, 1985. 608 с.
7. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Расчет надежности строительных конструкций при различных способах описания неполноты информации. Вологда: ВоГТУ, 2009. 127 с.
8. **Сопротивление** материалов / Под ред. А. Ф. Смирнова. М.: Высшая школа, 1975. 480 с.
9. **Пат. 2308018 ФГУ ФИПСР.** Устройство для определения твердости материалов методом царапания.

УДК 621.643:62-192:539.376

З. А. МЕХРАН (МЭИ—ТУ), Г. Х. МУРЗАХАНОВ, д-р техн. наук (ГУП "Мосгаз"), e-mail: zarkesh1385@yahoo.com

Оценка влияния первоначальной глубины трещины на ресурс трубопроводов и резервуаров при ползучести

Представлены модель роста трещины в стенке трубопровода на основе наследственной и континуальной механик накопления, параметрический анализ и оценка влияния начального размера трещины на ресурс трубопровода.

Ключевые слова: трубопровод, трещина, ресурс, ползучесть, наследственная механика.

On the basis of hereditary and continuous mechanics of the damages accumulation a model of crack growth in the wall of the pipe is considered, and also a parametric analysis and assessment of influence of the initial crack size upon the pipeline resource is presented.

Keywords: pipeline, crack, resource, creep, hereditary mechanics.

Современные тенденции в машиностроении, энергетике, авиационной и нефтедобывающей промышленностях характеризуются увеличением ресурса и снижением материалоемкости конструкций при росте мощностей и обеспечении их высокого качества и надежности. Все это требует совершенствования методов расчета в области механики разрушения, позволяющих максимально использовать прочностные свойства материалов. Поэтому круг решений краевых задач для ответственных элементов конструкций с учетом деформации ползучести и критериев длительной прочности постоянно расширяется.

Практика эксплуатации техники и оборудования при экстремальных условиях работы — высокие температуры и большие напряжения, свидетельствует о наличии ярко выраженной временнóй зависимости процесса разрушения. Во многих случаях полному разрушению элемента предшествует устойчивое развитие трещины, которое может составлять значительную часть долговечности данного элемента конструкции. Такое длительное разрушение, происходящее нередко при постоянных внешних

нагрузках, характерно для полимеров, композитных материалов и металлов при высоких температурах. Причиной медленного увеличения трещины, как правило, являются ползучесть материала и накопление рассеянных повреждений.

Трещины в твердых телах могут расти не только при циклических, но и при постоянных или медленно изменяющихся во времени напряжениях. Это явление называется статической усталостью [2].

Будем рассматривать тело с трещинами под внешней нагрузкой как механическую систему с односторонними связями, что учитывает необратимость трещин в обычных конструкционных материалах. Используем введенное в работе [3] понятие "варьирование по Гриффитсу" — изохорный переход к смежным состояниям равновесия, при котором варьированию подлежат только параметры трещин с выполнением всех уравнений равновесия и совместности деформаций, а также при фиксированных граничных условиях. Параметры трещин (l_1, l_2, ..., l_m) приобретают при этом смысл обобщенных координат. Их вариации по определению удовлетворяют условию: $\delta l_j \geqslant 0$, $j = 1, 2, ..., m$.

Система называется субравновесной, если вычисленная при варьировании по Гриффитсу виртуальная работа A всех внешних сил и внутренних сил удовлетворяет условию $\delta A < 0$; равновесной, если существуют такие вариации, при которых $\delta A = 0$, а для остальных вариаций $\delta A > 0$; неравновесной, если существуют такие вариации, при которых $\delta A > 0$.

Субравновесные состояния по определению устойчивы, неравновесные — неустойчивы. Устойчивость равновесных состояний зависит от знака следующих вариаций, в первую очередь от знака $\delta(\delta A)$, вторая вариация которой также вычисляется по Гриффитсу. Равновесное состояние системы "тело с трещинами — нагрузка" устойчиво, если при всех вариациях $\delta(\delta A) < 0$, и неустойчиво, если существуют такие вариации, для которых $\delta(\delta A) > 0$. Случай, когда для некоторых вариаций $\delta(\delta A) = 0$, а для остальных $\delta(\delta A) < 0$, отвечает нейтральному (критическому) равновесию системы или является сомнительным [2].

Условия равновесности (субравновесность, неравновесность) системы "тело с трещинами — нагрузка" нетрудно выразить в терминах обобщенных сил. Представим виртуальную работу в виде: $\delta A = \delta A_e + \delta A_i + \delta A_j$, где δA_e и δA_i — работы соответственно внешних и внутренних сил; δA_j — работа, затрачиваемая на продвижение фронтов трещин.

Если трещина однопараметрическая, заданная с точностью до одной обобщенной координаты l, то можно записать: $\delta A_e + \delta A_i = G\delta l$; $\delta A_j = -\Gamma\delta l$. Здесь G — активная обобщенная сила (аналог скорости высвобождения энергии по Ирвину); Γ — обобщенная сила сопротивления.

Система находится в субравновесном состоянии при $G < \Gamma$, в равновесном при $G = \Gamma$, в неравновесном при $G > \Gamma$. Равновесное состояние системы устойчиво, если $\frac{\delta G}{\delta l} < \frac{\delta \Gamma}{\delta l}$ и неустойчиво при $\frac{\delta G}{\delta l} > \frac{\delta \Gamma}{\delta l}$. Равенство $\frac{\delta G}{\delta l} = \frac{\delta \Gamma}{\delta l}$ отвечает нейтральному равновесию [2, 4].

Ядро и функция ползучести

Теория наследственной упругости Вольтерра описывает существенно обратимые процессы и предполагает линейную зависимость между напряжениями и деформациями. Поэтому она совершенно неприменима для описания ползучести металлов даже в первом, самом грубом приближении. Однако возможны различные обобщения теории наследственности, которые делают ее пригодной для изучения процессов такого рода [5].

Теория наследственности качественно предсказывает некоторые явления, которые не укладываются, например, в рамки теории упрочнения. В частности эта теория объясняет эффект восстановления ползучести, заключающийся в том, что после снятия нагрузки часть деформации восстанавливается.

Чтобы описать рост трещины во времени следует определить ядро ползучести и функцию ползучести. Ядро ползучести может быть достаточно произвольной функцией, которую всегда можно выбрать так, чтобы наилучшим образом приблизиться к опытным данным.

Предложим ядро ползучести, имеющее слабо выраженную особенность в виде:

$$K(t-\tau) = A(t-\tau)^{-\alpha} e^{-B(t-\tau)}, \quad 0 < \alpha < 1. \qquad (1)$$

Подставив выражение (1) в уравнение теории наследственности и допустив, что $\sigma(t) = \sigma_\infty$, получим:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_\infty}{E_0}\left[1 + \frac{A}{B^{1-\alpha}} \times \int_0^t (B(t-\tau))^{-\alpha} e^{-B(t-\tau)} d(B\tau)\right]. \qquad (2)$$

Тогда $\varepsilon(t) = \frac{\sigma_\infty}{E_0}\left[1 + \frac{E_0 - E_\infty}{E_\infty} \times \frac{\gamma(\alpha, t/\theta_r)}{\Gamma(\alpha)}\right]$. Здесь E_∞ — длительный модуль упругости; E_0 — мгновенный модуль упругости; θ_r — время запаздывания, $\Gamma(\alpha)$ — гамма-функция.

Следовательно, функция ползучести имеет вид:

$$D(t) = \frac{1}{E_0} + \frac{E_0 - E_\infty}{E_0 E_\infty}\frac{\gamma(\alpha, t/\theta_r)}{\Gamma(\alpha)}.$$

В результате получим ядро ползучести: $K(t) = \frac{(E_0 - E_\infty)}{E_\infty \Gamma(\alpha)} \frac{t^{\alpha-1}}{\theta_r^\alpha} \times$ $\times\, e^{\left(-\frac{t}{\theta_r}\right)}$.

Параметры E_0, E_∞, α, θ_r принимаются как механические константы материала, их определяют экспериментально, например, экспериментом на ползучесть [6].

Сила сопротивления и активная обобщенная сила

Для одиночной трещины условие роста зависит от соотношения активной обобщенной силы $G(t)$ и соответствующей ей силы сопротивления $\Gamma(t)$. Трещина не растет, если $G(t) < \Gamma(t)$, что отвечает инкубационной стадии [7].

Рассмотрим участок поверхности трубопровода с краевой трещиной (рис. 1). Глубина трещины a. Причем тело работает в условиях плоской деформации с номинальным окружным напряжением отрыва $\sigma_\infty = PR/h$.

Для того чтобы получить ограниченные микроповреждения на фронте трещины, необходимо отказаться от представления о трещине как о математическом разрезе, введя некоторый конечный радиус ρ кривизны у фронта трещины [2, 4]:

$$\rho = \rho_i + \rho_s \psi_s,$$

где ρ_i — минимальное значение радиуса кривизны; ρ_s — степень затупления фронта трещины при высоком уровне микроповреждений.

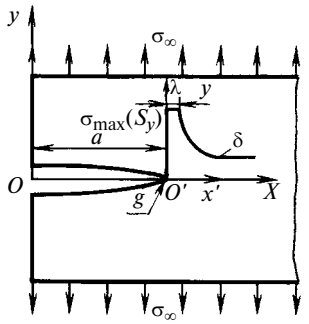


Рис. 1. Схема участка поверхности трубопровода с краевой трещиной

Процесс роста трещин управляется накоплением микроповреждений на их фронтах. Введем феноменологическую меру ψ_s микроповреждения, которая описывает чисто механическое повреждение и принимает значения из отрезка [0, 1], причем нижние значения соответствуют неповрежденному материалу, верхние — полностью поврежденному материалу. Примем, что от микроповреждений зависит обобщенная сила сопротивления [7]: $\Gamma(t) = \Gamma_0(1 - \psi_s^\beta)$, где Γ_0 — удельная работа разрушения; $\beta > 0$.

Обозначим меру микроповреждения на продолжении фронта трещины ($x > a$) через $\phi_s(x, a)$. Процесс накопления микроповреждений описывается дифференциальным уравнением [7]:

$$\frac{\partial \phi_s}{\partial t} = \frac{1}{t_s} f_s; \qquad (2)$$

$$f_s = \left(\frac{\sigma - \sigma_{th}}{\sigma_d}\right)^{m_s}, \quad m_s > 0; \qquad (3)$$

где t_s — постоянное время; σ — напряжение отрыва при $x > a$; σ_{th} — постоянная материала, характеризующая его сопротивление накоплению микроповреждений; σ_d — пороговая характеристика этого напряжения.

Уравнение (3) применимо при $\sigma \geqslant \sigma_{th}$. Если $\sigma < \sigma_{th}$, то $\partial\phi_s/\partial t = 0$.

Выделим концевую зону длиной λ на продолжении фронта ($x > a$, $y = 0$) (см. рис. 1) и используем модель Дагдейла, тогда $\lambda = a(\sec[\pi\sigma_\infty/(2S_Y)] - 1)$, где S_Y — предел текучести.

Можно принять и другие предположения, что, впрочем, мало влияет на окончательный результат [7].

Предположим, что $\Delta a \geqslant 0$, т. е. трещина "незаживающая". Рассмотрим начальную стадию, для которой $a = \text{const}$. Поскольку по условию при $t = 0$ в ближайшей окрестности трещина не растет, то $G(0) < \Gamma(0)$. Вместо уравнения (2) имеем:

$$\frac{d\psi_s}{dt} = \frac{f_s}{t_s}. \qquad (8)$$

Для определения активной обобщенной силы используем формулу, предложенную В. В. Болотиным [2]:

$$G(t) = k(t) \int_0^t D(t - \tau) d(k(\tau)). \qquad (4)$$

Здесь $k(t)$ — коэффициент интенсивности напряжений в момент времени t.

При инкубационной стадии величина t/θ_r не имеет большого значения, поэтому можно допустить, что $t/\theta_r \approx 0$, тогда:

$$D(t) \approx 1/E_0 \Rightarrow G(t) \approx k(t)^2/E_0.$$

Момент окончания инкубационной стадии t_h найдем как первый корень уравнения $G(t) = \Gamma(t)$.

При $t = t_h$ происходит первое продвижение фронта на Δa, т. е. скачок. Рассмотрим рост трещины в непрерывном квазистационарном приближении. Для описания этого роста перейдем к подвижной системе координат $xO'y$ (см. рис. 1), полагая, что $\phi_s = \phi_s(x_1, t)$. При этом $x_1 = x - a(t)$.

В уравнениях (2) частные производные заменим на субстанциональные.

Используя квазистационарное приближение [2, 7, 8], получим приближенное выражение для меры микроповреждения на фронте:

$$\psi_s(t) = \psi_{rs}(t) + \frac{\lambda_s}{t_s}\left(\frac{da}{dt}\right)^{-1} f_s, \qquad (5)$$

где $\psi_{rs}(t)$ — мера микроповреждений в дальнем поле ($x > \lambda$); da/dt — скорость роста трещины.

С учетом уравнений (4) и (5), получим интегродифференциальное уравнение роста трещи-

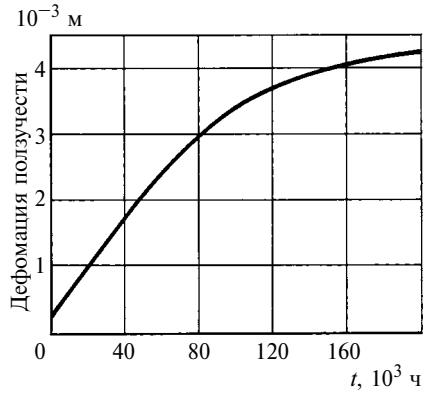


Рис. 2. Кривая ползучести

ны в квазистационарном приближении:

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}t} = \frac{\lambda_s}{t_s}\left(\frac{\sigma-\sigma_{th}}{\sigma_d}\right)^{m_s} \times$$

$$\times\left\{\left(1-\frac{k(t)}{\Gamma_0}\left[[D(t-\tau)k(\tau)]_0^t + \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.+\int_0^t k(\tau)\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\tau}D(t-\tau)\mathrm{d}\tau\right]\right)^{\frac{1}{\beta}} - \psi_{rs}(t)\right\}^{-1}.$$

Экспериментальная кривая ползучести для стали 12Х1МФ при температуре 555 °С приведена на рис. 2.

Результаты расчета и их анализ

Для решения полученных уравнений с помощью пакета Matlab была создана программа. Используя экспериментальные данные по ползучести, методом наименьших квадратов определим параметры аналитической кривой ползучести: $E_0 = 220$ ГПа; $E_\infty = 8{,}84$ ГПа; $\alpha = 0{,}993$; $\theta_r = 98\,000$ ч.

Полученные результаты для трещины отрыва приведены на рис. 3—5. Для расчета были приняты следующие значения: $P = 3{,}7$ МПа; $h = 11$ мм; $R = 136$ мм; $K_{1c} = 35$ МПа$\sqrt{\text{м}}$; $a = 1$ мм; $\rho_s = 60$ мкм; $\rho_i = 10$ мкм; $\sigma_{th} = 130$ МПа; $\sigma_d = 2{,}4$ ГПа.

На рис. 3 показан рост глубины трещины до критического значения в функции от времени. Общее время составило ≈14 лет. На рис. 4 представлена диаграмма скорости роста трещины в двойных логарифмических координатах.

На рис. 5 показано изменение во времени меры микроповреждений, которая возрастает на инкубационном этапе и начинает уменьшаться после момента "страгивания". К моменту финального разрушения мера микроповреждений близка к нулю.

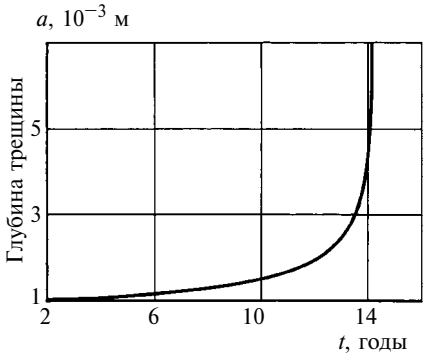


Рис. 3. Диаграмма роста глубины трещины

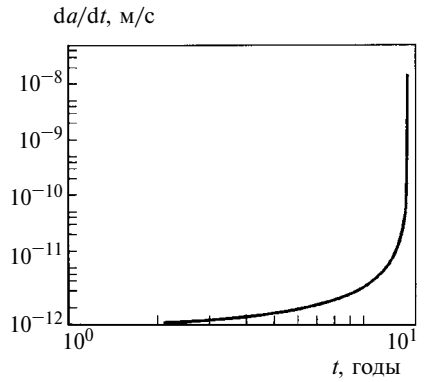


Рис. 4. Диаграмма скорости роста трещины

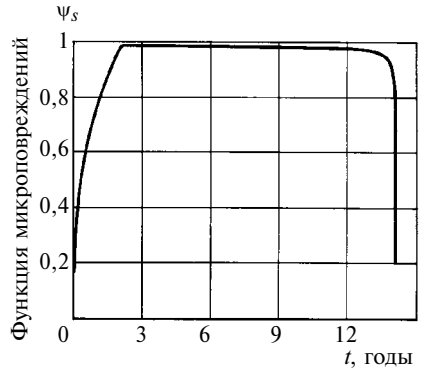


Рис. 5. Диаграмма накопления микроповреждений

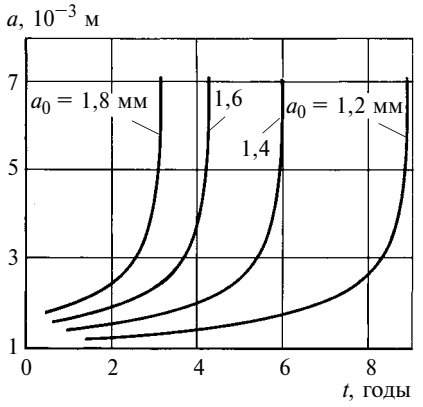


Рис. 6. Зависимости изменения глубины *a* трещины во времени от ее начального значения a_0

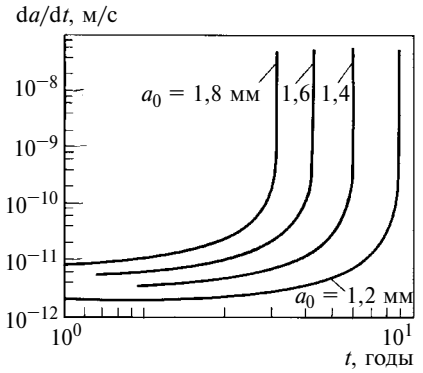


Рис. 7. Зависимости изменения скорости d*a*/d*t* роста трещины от ее начальной глубины a_0

Рассмотрим влияние начальной глубины a_0 трещины на ее рост. В качестве примеров численного моделирования приведем несколько результатов расчета. На рис. 6 представлены зависимости изменения глубины a трещины от ее начального значения a_0. Видно, что продолжительность инкубационного этапа и общее время роста трещины при увеличении ее начальной глубины a_0 уменьшаются немонотонно. Во всех случаях трещина начинает распространяться при $\psi_s > 1$ и дальнейший ее рост сопровождается уменьшением микроповреждений.

На рис. 7 представлены зависимости изменения скорости da/dt роста трещины от ее начальной глубины a_0. С увеличением на-

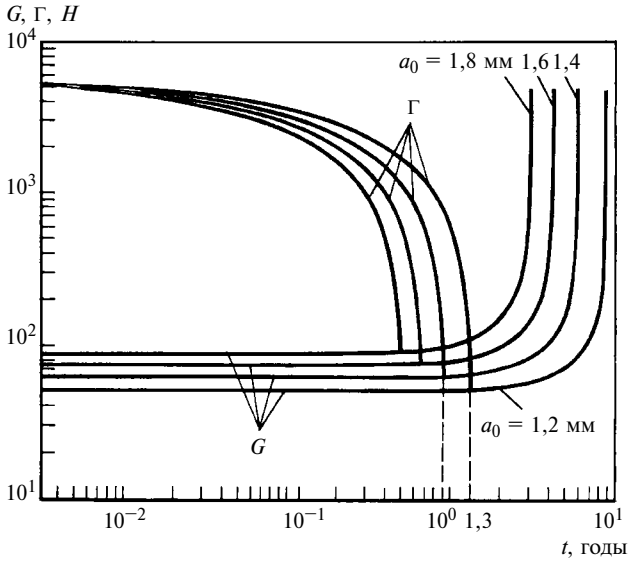


Рис. 8. Зависимости изменения активной обобщенной силы *G* и силы Г сопротивления от начальной глубины a_0 трещины

чальной глубины a_0 обобщенная сила *G* возрастает, а сила сопротивления Г стали убывает (рис. 8).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Морозов Е. М., Партон В. З.** Механика упругопластического разрушения. М.: URSS, 2009. 352 с.
2. **Болотин В. В., Минокин С. Г.** Рост трещин статической усталости в вязкоупругих средах // Механика твердого тела. 1991. № 1. С. 128—138.
3. **Болотин В. В.** Уравнения роста усталостных трещин // Механика твердого тела. 1983. № 4. С. 153—160.
4. **Болотин В. В., Минаков Б. В.** Рост трещин и разрушение в условиях ползучести // Механика твердого тела. 1992. № 3. С. 147—156.
5. **Работнов Ю. Н.** Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. 752 с.
6. **Работнов Ю. Н.** Элементы наследственной механики твердых тел. М.: Наука, 1977. 384 с.
7. **Болотин В. В.** Объединенные модели в механике разрушения // Механика твердого тела. 1992. № 3. С. 127—137.
8. **Мурзаханов Г. Х., Шипков А. А.** Математические модели коррозионно-механического разрушения материалов. М.: МЭИ, 2003. 72 с.

УДК 539.371:621.793

Н. А. МАХУТОВ, Б. Н. УШАКОВ, доктора технических наук,
И. Е. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: vie01@rambler.ru

Применение хрупких тензочувствительных покрытий для оценки прочности и выявления дефектов в сварных швах трубопроводов

Рассмотрено применение хрупких канифольных тензочувствительных покрытий для выявления дефектов и оценки прочности сварного шва в зоне приварки патрубка тройника магистрального нефтепровода при его стендовых испытаниях. На основании картин трещин в хрупком покрытии получена реальная картина напряженно-деформированного состояния на поверхности тройника по периметру сварного шва патрубка, выявлены зоны его вероятного разрушения, оценены уровни максимальных деформаций от действия рабочих нагрузок в наиболее нагруженных зонах исследуемой конструкции.

Ключевые слова: напряжение, деформация, тензочувствительное покрытие, трещина.

The application of brittle rosin strain-sensitive coatings for detection of defects and assessing the strength of the weld in the welding pipe tee zone of oil-trunk pipeline at its bench tests is considered. On the basis of the patterns of cracks in the brittle coating a realistic deflected mode pattern on the surface of the tee along perimeter of the weld pipe has been obtained, the areas of its probably destruction have been identified, and the levels of maximal strains under action of the workloads in the most loaded areas of the design under study have been revealed.

Keywords: stress, strain, strain-sensitive coating, crack.

Из экспериментальных исследований [1, 2] хорошо известно, что в сварных конструкциях в процессе изготовления и эксплуатации возникают и развиваются скрытые дефекты (непровары, поры, включения, трещины, расслоения), наблюдается резко выраженная анизотропия свойств металла в области сварного шва, имеют место значительные остаточные напряжения, существенно снижающие прочность изделий. При этом качество сварного шва зависит от многих факторов: квалификации сварщика, свойств свариваемых материалов, предварительной подготовки поверхности, сварочных материалов (электродов, сварочной проволоки, защитной среды), выбранного режима сварки (силы тока, напряжения, длительности процесса).

Простейшими методами проверки сварных швов трубопроводов на прочность и герметичность являются гидравлические и пневматические испытания, а также метод керосиновой пробы. К наиболее часто применяемым методам неразрушающего контроля относятся рентгеновское и гамма-лучевое просвечивания, ультразвуковой контроль, магнитные и акустические методы, люминесцентная и цветная дефектоскопия [3].

Приведенными методами неразрушающего контроля достаточно хорошо выявляются как поверхностные, так и внутренние дефекты в сварных швах трубопроводов, но в целом они дают весьма приближенное представ-

ление о прочности исследуемого соединения. Для оценки уровня деформаций (напряжений) в зонах сварного шва могут быть использованы розетки тензорезисторов, однако их применение позволяет судить об уровне деформаций (напряжений) только в местах их установки.

Наиболее эффективным методом неразрушающего контроля для выявления дефектов и оценки прочности сварных швов трубопроводов может быть использование хрупких тензочувствительных покрытий. Разработанные в Институте машиноведения им. А. А. Благонравова РАН (ИМАШ) канифольные тензочувствительные покрытия достаточно легко наносятся на поверхность любой формы (с применением установок газопламенного напыления) и позволяют получить интегральную картину распределения наибольших главных напряжений (деформаций) вдоль всего сварного шва.

В работах [1, 4] наиболее полно отражено современное состояние метода хрупких покрытий, представлены разработанные в ИМАШе типы тензопокрытий и показано их применение в различных отраслях промышленности. Поэтому, не останавливаясь на описании метода, свойствах и характеристиках тензочувствительных покрытий, рассмотрим эксперимент, приведенный с применением хрупких канифольных покрытий по выявлению дефектов и оценке уровня максимальных деформаций в зоне приварки патрубка тройника магистрального нефтепровода.

Исследуемое изделие представляет собой сварной герметичный сосуд высокого давления диаметром 530 мм и длиной около 7 м, изготовленный из низколегированной стали 17Г1С с пределом текучести $\sigma_{0,2}$ = 435 МПа, временным сопротивлением $\sigma_в$ = = 590 МПа и модулем упругости $E = 2{,}05 \cdot 10^5$ МПа. На рис. 1, *а* показаны конструкция и схема нагружения изделия при испытаниях внутренним давлением и изгибающей нагрузкой. В центральной части тройника находится патрубок диаметром 325 мм, высотой 450 мм и толщиной 16 мм, изготовленный из стали 20. Наибольший интерес при исследовании данной конструкции на прочность представляет область приварки патрубка, где при эксплуатации нефтепроводов имели место случаи образования трещин и разрушения тройников.

Цель данного эксперимента — определение действительного распределения наибольших главных напряжений (деформаций) на поверхности тройника по периметру приварки патрубка, выявление зон наиболее вероятного разрушения конструкции, оценка уровня наибольших главных на-

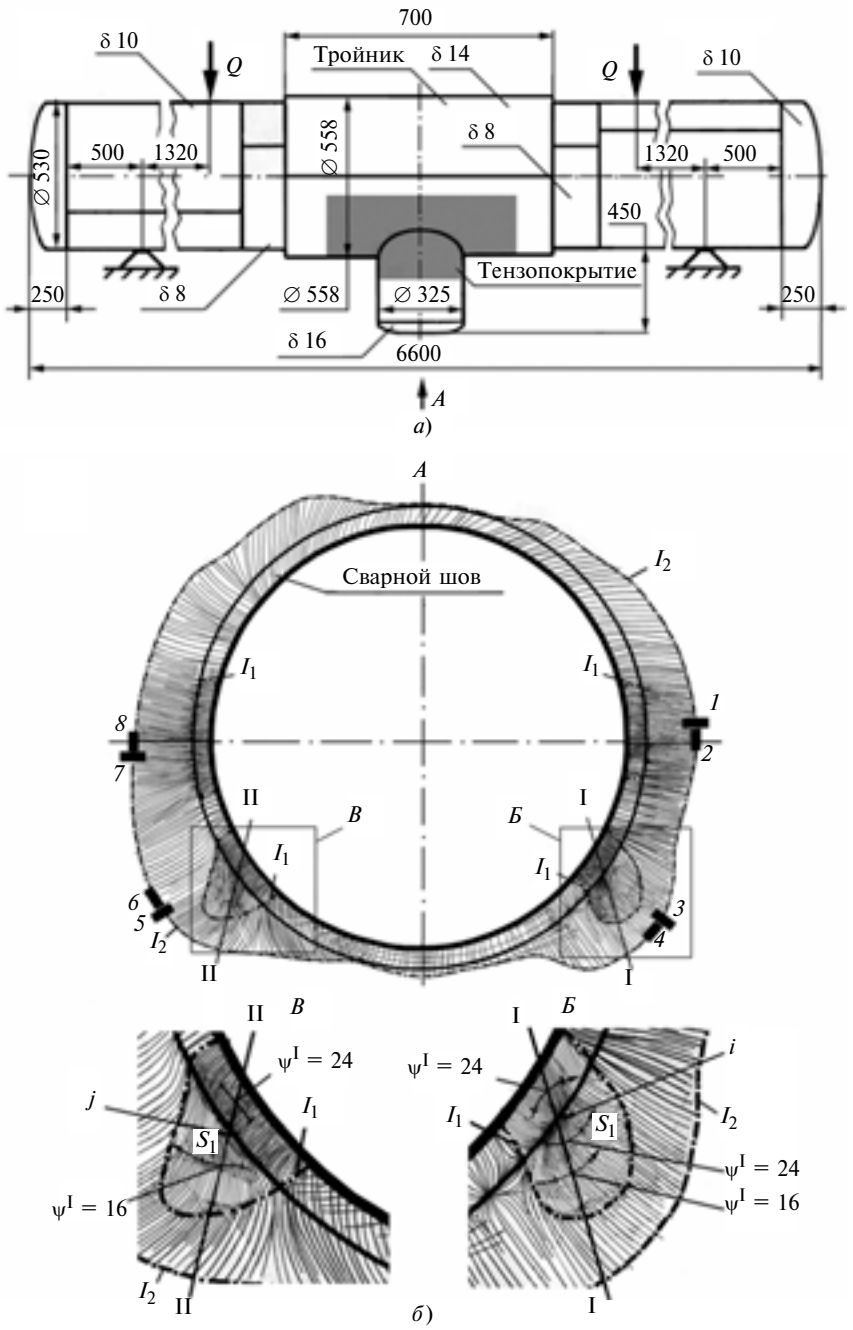


Рис. 1. Конструкция исследуемого изделия и схема его нагружения (*а*); картина трещин в хрупком тензопокрытии по периметру приварки патрубка (*б*):

I_1, I_2 — изоэнтаты напряжений σ_1; Ψ^I — численность трещин вдоль изостат S_1 после первого этапа испытания в направлениях I—I и II—II; *i* и *j* — центры трещинообразования; ▬ — места установки тензорезисторов

пряжений (деформаций), возникающих от действия рабочих нагрузок.

Для получения тензопокрытия на поверхности исследуемой конструкции был использован состав, содержавший 30 % резината бария, 67 % пентаэритритового эфира канифоли, 3 % резината марганца [5]. Перед нанесением тензопокрытия с целью улучшения видимости трещин в хрупком покрытии на зачищенную и обезжиренную поверхность изделия напыляли раствор алюминиевой пудры в этилацетате. Порошок охрупченной канифоли наносили с помощью установки газопламенного напыления УПН6-63. После охлаждения изделие заполняли водопроводной водой.

Эксперимент проводили в два этапа. На первом этапе наибольшая нагрузка составляла примерно половину от нагрузки, создаваемой на втором этапе испытания: $p = 9{,}7$ МПа, $2Q = 545$ кН. Температура T и влажность Δ в камере стенда на первом этапе испытания достигали соответственно 30 °С и 95 %, а на втором — 32 °С и 100 %. Если на первом этапе эксперимента трещинообразование тензопокрытия наблюдалось лишь в отдельных зонах сварного шва, то на втором этапе этот процесс происходил уже по всему шву. На рис. 1, *б* приведена картина трещин в хрупком тензочувствительном покрытии после второго этапа испытания. Наиболее интенсивное трещинообразование наблюдалось в зонах, отмеченных изоэнтатами I_1 (рис. 2), особенно в направлениях I—I и II—II (см. рис. 1, *б*), где уже на первом этапе испытания число трещин в тензопокрытии у корня сварного шва в области точек *i* и *j* достигало 30 шт./см. В этих зонах, специально выделенных и увеличенных на рис. 1, *б*, указанные точки являются центрами трещинообразования тензопокрытия, т. е. наиболее вероятными местами разрушения тройника в области приварки патрубка.

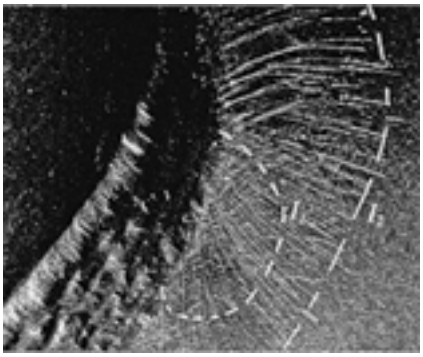


Рис. 2. Картина трещин в тензопокрытии на поверхности тройника в области точки *i* сварного шва патрубка (см. рис. 1, *б*) после второго этапа испытания

Так как условия испытаний исследуемой конструкции на стенде существенно отличались от условий тестовых испытаний тензопокрытий, то для оценки порогового напряжения и деформации применяемого тензопокрытия были использованы розетки тензорезисторов с базой измерения 10 мм. На рис. 1, *б* показаны места установки розеток тензорезисторов в точках изоэнтаты I_2, проведенной по границам распространения трещин, зафиксированным в хрупком покрытии после второго этапа испытания. Наибольшие главные напряжения σ_1, определенные в местах установки розеток тензорезисторов при максимальной нагрузке:

Розетки тензорезисторов	1, 2	3, 4	5, 6	7, 8
Напряжения σ_1, МПа	272	250	256	245

Обработка полученных данных показала, что среднее значение порогового напряжения тензопокрытия в условиях эксперимента составляет $\sigma_0 = 255$ МПа, а разброс с доверительной вероятностью $P = 95$ % для данной выборки не превышает 6 %. Поэтому в ИМАШе для уточнения всех характеристик тензочувствительности канифольного покрытия применительно к условиям проведения эксперимента ($T = 30 \div 32$ °С, $\Delta = 95 \div 100$ %), были выполнены тестовые испытания и построен график изменения числа трещин в покрытии в зависимости от уровня напряжения σ_1 в подложке относительно величины σ_0 (рис. 3). При этом средние значения тензочувствительности и порогового напряжения соответственно составляли: $\varepsilon_0 = 1250$ мкм/м, $\sigma_0 = 2550$ МПа, а их разброс в полученных выборках замеров с доверительной вероятностью 95 % не превышал 12 %.

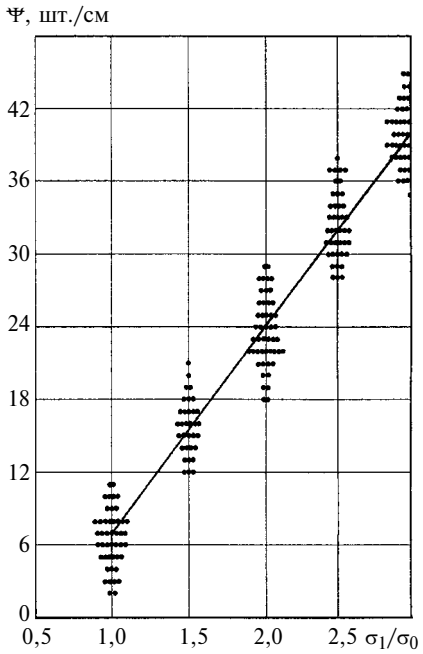


Рис. 3. График изменения числа Ψ трещин в хрупком канифольном тензопокрытии в зависимости от уровня напряжения σ_1 в подложке относительно величины σ_0

Как правило, с применением характеристик тензочувствительности хрупкого покрытия наибольшие главные напряжения в характерных точках зон трещинообразования можно оценить с погрешностью, не большей 20÷25 %. Однако в зонах концентрации напряжений, а также в местах резкого изменения геометрии конструкции (края, углы, выступы, переходы) погрешность при оценке напряжений может значительно превышать указанный уровень. Поэтому для определения максимальных деформаций, возникающих в области точки *i* (см. рис. 1, *б*), использовали малобазные тензорезисторы

1-LY41-0,6/120 фирмы HBM GmbH (Германия), которые устанавливали перпендикулярно и по направлению распространения трещин. Тензометрирование конструкции проводилось в ходе циклических испытаний образца трубы на усталость. Уже в первом цикле нагружения показания датчика, установленного в направлении действия напряжения σ_1, резко возрастали, достигая при нагрузке, равной 42 % от максимальной, предельного значения передаваемой деформации — 0,7 %. Дальнейшее повышение нагрузки вызвало разрушение тензочувствительной базы датчика. Такое поведение тензорезистора в процессе нагружения конструкции, возможно, связано с наличием дефекта (например микротрещины) в месте его установки.

Для оценки уровня наибольших главных напряжений (деформаций) в области точек *i* и *j* (см. рис. 1, *б*) по картинам трещин, образовавшихся в тензопокрытии при испытании, были определены места локализации напряжений σ_1 на линиях I—I и II—II.

На рис. 4 показаны места локализации напряжений в зоне трещинообразования тензопокрытия на линии I—I, обозначенные точками *a*, *b*, *c*, *d*, *e*. Уровень наибольших главных напряжений в области этих точек оценивали с использованием уточненных характеристик тензочувствительности применяемого покрытия. Так, в точках *d* и *e* пересечения линией I—I границ распространения трещин, зафиксированных при испытании, напряжение σ_1 может быть принято равным пороговому значению σ_0 = 255 МПа при соответствующей нагрузке ($p_{1,2}$ = 5; 9,7 МПа). В области точек *a*, *b*, *c* число трещин, зафиксированных после первого этапа испытания (см. рис. 1, *б*), соответственно составляло: Ψ = 24, 24 и 16 шт./см. Следовательно, согласно графику на рис. 3 уровень наибольших главных напряжений мог достигать в точках *a* и *b* — $\sigma_1 = 2\sigma_0$ = 510 МПа, в точке *c* — $\sigma_1 = 1{,}5\sigma_0$ = 380 МПа. С учетом того, что предел текучести материала тройника (сталь 17Г1С) составляет около 435 МПа, уже на первом этапе испытания при *p* = 5 МПа в области точки *i* сварного шва наблюдались значительные упругопластические деформации. Допуская в первом приближении, что рост деформаций в области упругопластического деформирования происходит пропорционально прилагаемой нагрузке, оценим уровень наибольших деформаций ε_1 в точках *a*÷*e* при максимальной нагрузке. Значения деформаций ε_1 в местах локализации напряжений σ_1 на линии I—I при *p* = 9,7 МПа и 2*Q* = 545 кН были таковы:

Место локализации напряжения σ_1	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*
Деформация ε_1, мкм/м	4810	4810	3610	2410	1240

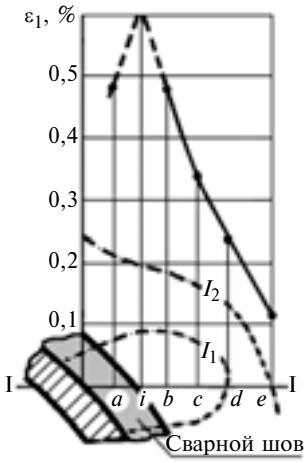


Рис. 4. Эпюра распределения деформаций ε_1 по линии I—I в области точки *i* сварного шва патрубка при максимальной нагрузке:
p = 9,7 МПа, 2*Q* = 545 кН; *a*, *b*, *c*, *d*, *e* — места локализации напряжений σ_1; I_1, I_2 — изоэнтаты напряжений σ_1; штриховые линии — приближенная оценка

По этим данным на рис. 4 построена эпюра распределения наибольших главных деформаций на поверхности тройника в зоне сварного шва вдоль линии I—I. Как следует из эпюры, в области точки *i* при максимальной нагрузке пластическая деформация составляет не менее 0,6 %, т. е. эта зона может быть потенциальным местом разрушения конструкции в условиях циклического нагружения.

Проведенный по картинам трещин, полученным на этапах эксперимента (см. рис. 1, *б*), анализ распределения наибольших главных напряжений вдоль линии II—II позволил установить, что в области корня шва (точка) пластические деформации при максимальной рабочей нагрузке также достигают 0,6 %.

Несмотря на крайне сложные для канифольных тензопокрытий условия испытаний (температура более 30 °С, влажность воздуха 100 %, высокое содержание паров масла в камере стенда), в ходе эксперимента была получена полноценная информация о реальном напряженно-деформированном состоянии на поверхности тройника по периметру сварного шва патрубка. Выявлением наиболее вероятных мест разрушения конструкции в области приварки патрубка (точки *i* и *j* см. рис. 1, *б*), была подтверждена эффективность использования хрупких тензочувствительных покрытий в качестве средства неразрушающего контроля. На основании полученных картин трещин и уточненных характеристик тензочувствительности хрупкого покрытия вдоль линий I—I и II—II было оценено распределение наибольших главных напряжений (деформаций), построены эпюры и определен примерный уровень наибольших пластических деформаций (не менее 0,6 %), возникающих в области точек *i* и *j* у корня сварного шва при максимальной рабочей нагрузке.

В реальных сварных конструкциях в процессе изготовления и эксплуатации возникают и развиваются скрытые дефекты (непровары, поры, включения, трещины, расслоения), наблюдается резко выраженная анизотропия свойств металла в области сварного шва, имеют место значительные остаточные напряжения,

УДК 539.372

А. А. ОСТСЕМИН, д-р техн. наук (Южно-Уральский НПЦ, г. Челябинск), e-mail: ostsemin@math.susu.ac.ru

Предельное состояние материала по критерию развития слоев текучести и расчет пластической зоны в вершине трещины

Приведено уравнение критерия потери устойчивости при упруго-пластическом деформировании материала в случае сложного напряженного состояния и влияния коэффициента поперечной деформации. Определено влияние коэффициента поперечной деформации на радиус пластической зоны в вершине трещины при плосконапряженном состоянии и плоской деформации.

Ключевые слова: тонкостенные трубы, устойчивость, трещиностойкость, плосконапряженное состояние, коэффициент поперечной деформации, радиус пластичной зоны.

Equation of the stability loss criterion at elastic-plastic deformation of the material in the case of a complex stress and of influence of the transverse deformation coefficient has been presented. Effect of the transverse deformation coefficient upon the plastic zone radius in the crack's top under the plane-stressed state and plane strain has been determined.

Keywords: thin-walled tubes, stability, fracture toughness, plane-stressed state, the transverse deformation coefficient, the plastic zone radius.

Теория предельного состояния материала

В современной черной металлургии, нефтегазовом комплексе при расчетах труб на прочность и деформируемость нельзя обойтись без условий прочности и пластичности (критериев предельного напряженного состояния) материала. Такие критерии, основанные на некоторых допущениях о механизме пластического деформирования или разрушения, устанавливают определенные соотношения между главными напряжениями при различных видах напряженного состояния трубы или элемента конструкции.

В настоящее время при расчетах конструкций из изотропных пластичных материалов наиболее распространенными являются критерии Губера—Мизеса и Треска—Сен-Венана [1, 2]. Результаты экспериментов, полученные другими исследователями, проанализированы в работе [1]. Испытания трубок дают информацию не о прочности материала, а о прочности конструкции образца в виде тонкостенной цилиндрической оболочки. Однако, как показывают многочисленные эксперименты, расчетные данные, полученные по этим критериям, несколько отличаются от опытных, особенно в зоне развитых пластических деформаций при плоско напряженном состоянии тонкостенных труб [3—9].

Некоторые исследователи сопоставляют полученные экспериментальные данные о потере устойчивости пластического деформирования тонкостенных труб с теоретическими данными, определяемыми по критериям Губера—Мизеса или Треска—Сен-Венана. Однако такое сравнение неправомерно, так как указанные критерии определяют наступление текучести материала в зоне равномерных упругопластических деформаций и ни в коей мере не учитывают локализацию пластического течения и влияния коэффициента μ поперечной деформации.

Обзоры исследований формы и размеров пластической зоны в вершине трещины приведены в работах [10—14].

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 44)

существенно снижающие прочность изделий. Поэтому для своевременного выявления указанных факторов целесообразно использовать хрупкие тензочувствительные покрытия, картины трещин в которых отражают реальное распределение наибольших главных напряжений не только в зонах их конструктивно-технологической концентрации на поверхности анализируемого элемента изделия, но и в зонах локальных дефектов. Тензопокрытия позволяют количественно оценить коэффициенты концентрации напряжений, определить места наиболее вероятного разрушения и скорости роста трещин. Эти процессы локального деформирования и разрушения лежат в основе определения безопасности сварных конструкций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Прочность,** ресурс, живучесть и безопасность машин / Под ред. Н. А. Махутова. М.: КД "Либроком", 2008. 574 с.

2. **Handbook** on experimental mechanics / Edited by A. S. Kobayashi, Prentice-Haal: Society for Experimental Mechanics, Inc. 1987. 1002 p.

3. **Неразрушающий** контроль и диагностика: Справочник / В. В. Клюев, Ф. Р. Соснин, А. В. Ковалев и др.; Под ред. В. В. Клюева. 2-е изд., испр. и доп. — М.: Машиностроение, 2003. 656 с.

4. **Ушаков Б. Н., Васильев И. Е., Салин А. Н.** Анализ напряжений в сложных натурных конструкциях методом хрупких покрытий // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 1. С. 96—104.

5. **Пат. 2058016 Рос. Федерации:** МПК^6 G 01 B 11/16. Состав хрупкого тензочувствительного покрытия.

Несмотря на большое число работ, посвященных расчетному анализу форм и размеров пластических зон, их действительные значения с учетом всех имеющих место факторов не установлены. Хан и Розенфельд, используя метод травления, сравнили расчетные и экспериментально определенные формы и размеры зон пластичности и пришли к заключению, что ни одна из теоретических формул не описывает форму зоны пластичности достаточно точно в направлении трещины [14]. Большое экспериментальное исследование и анализ кинетики пластической зоны в вершине трещины с учетом скорости деформации, температуры и описания с позиции представлений о термически активируемом пластическом течении металла рассмотрены в работе [13].

Цель данной работы — получение критериальных соотношений для оценки предельного состояния трубопроводов из материалов, описывающихся диаграммой реального деформируемого твердого тела в условиях сложного напряженного состояния, и определение радиуса пластической зоны в вершине трещины.

С учетом возможности развития слоев текучести под различными углами к направлению главных напряжений интерес представляет исследование влияния этого геометрического фактора на возникновение предельного напряженного состояния, связанного с началом локальных пластических деформаций в виде слоев текучести. Ранее были предложены критериальные уравнения [3, 4], учитывающие вид напряженного состояния конструкций, полученные для материалов, описывающихся диаграммой жестко пластического тела ($\mu = 0{,}5$). Работы [3—7] послужили основой для разработки новых теоретических подходов и алгоритмов решения практических задач, базирующихся на методах теории пластичности.

Согласно критерию текучесть материала при его деформировании наступает, если максимальная работа напряжений формоизменения (напряжений девиаторной части тензора) при сложном напряженном состоянии достигает значения, равного максимальной работе при одноосном растяжении. При этом угол α наклона площадок, на которых имеет место максимум работы указанных напряжений, можно найти по формуле [3]

$$\cos 2\alpha = \frac{2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3}{3(\sigma_1 - \sigma_3)}, \qquad (1)$$

которая показывает, что угол α определяется соотношением главных напряжений и зависит от вида девиатора напряжений. На основе проведенного теоретического анализа ранее был предложен критерий наступления предельного напряженного состояния (условие пластичности), т. е. критерий максимальной работы напряжений формоизменения [4]:

$$\sigma_1^2 - 0{,}5\sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2{,}5\sigma_1\sigma_3 + 0{,}5\sigma_1\sigma_2 + \\ + 0{,}5\sigma_2\sigma_3 = \sigma_{\text{пр}}^2. \qquad (2)$$

Представляют интерес физическая сущность механизма пластического деформирования и обобщение данного критерия. Формулировка условия пластичности как предельного состояния следующая: предельное состояние материала наступает, если работа напряжений формоизменения на наклонной плоскости текучести равна работе $A_{\text{ф}}$ напряжения формоизменения на наклонной плоскости текучести при одноосном растяжении. Угол α, определяемый формулой (1), соответствует максимуму функции $A_{\text{ф}}$.

Формула (1) получена для идеально пластичного материала при $\mu = 0{,}5$ (μ — коэффициент поперечной деформации) из условия равенства нулю линейной деформации ε_y в направлении скольжения. Использование формулы (1) для определения угла α наклона локальных полос текучести в зоне предразрушения ограничено случаем неупрочняемых материалов.

Исходим из того, что в случае упрочняемого материала ($\mu < 0{,}5$) линейная деформация ε_y в направлении скольжения равна объемной деформации ε_0, что соответствует минимуму работы пластической деформации [5]:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_0 = 3\left(\frac{1 - 2\mu}{E'}\right)\sigma_0, \qquad (3)$$

где $\sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$ — гидростатическое давление, действующее на линии скольжения; E' — модуль пластичности материала.

На основании уравнений связи между деформациями и напряжениями в пластической области [1] линейную деформацию в направлении локальных полос текучести можно определить из выражения

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E'}[\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_y)], \qquad (4)$$

где $\mu = \left[0{,}5 - \left(\frac{1 - 2\mu^*}{3E}\right)\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}\right] \Big/ \left[0{,}5 + \left(\frac{1 - 2\mu^*}{3E}\right)\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}\right]$; σ_i, ε_i — интенсивности соответственно напряжений и деформаций.

При этом компоненты напряженного состояния σ_y и σ_x, действующие в направлении скольжения, связаны с главными компонентами напряженного состояния выражениями:

$$\sigma_y = \sigma_1 \sin^2\alpha + \sigma_3 \cos^2\alpha;$$

$$\sigma_x = \sigma_1 \cos^2\alpha + \sigma_3 \sin^2\alpha. \qquad (5)$$

С учетом выражений (4) и (5) из условия (3) было получено выражение для определения наклона полос текучести относительно σ_1 [5]:

$$\cos 2\alpha = \frac{(3\mu - 1)(\sigma_1 + \sigma_3) - 2(1 - \mu)\sigma_2}{(1 + \mu)(\sigma_1 - \sigma_3)}, \qquad (6)$$

где $\mu^* \leqslant \mu \leqslant 0{,}5$; $\mu^* = 0{,}125 \div 0{,}5$ — коэффициент поперечной деформации в упругой области (коэффициент Пуассона). Влияние деформационного упрочнения на наклон локальных полос текучести проявляется через коэффициент μ поперечной деформации. Отметим, что зависимость (1) в работе [3] является частным случаем полученной зависимости (6) при $\mu = 0{,}5$.

Касательные напряжения, действующие по наклонным плоскостям, параллельным направлению среднего напряжения σ_2, в общем случае составят [4]:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha. \qquad (7)$$

При образовании первого локального слоя текучесть τ приобретает предельное значение: $\tau_т = \sigma_т/\sqrt{4{,}5}$ [4].

В настоящей работе разработан критерий потери устойчивости процесса деформирования в случае упрочняемого материала, обусловленной появлением локальных слоев текучести. Этот критерий базируется на учете касательного напряжения τ_α, действующего на плоскости слоя текучести.

Физический смысл потери устойчивости тонкостенного образца заключается в возможности соскальзывания одного слоя деформированного материала относительно другого по промежуточному слою текучести. Локальные пластические деформации, обусловленные появлением первых слоев текучести, начнут развиваться в материале при достижении значений касательных напряжений τ_α, равных $\tau_т$. Значение $\tau_т$, найденное по испытаниям на растяжение, является характеристикой материала. Соответственно, главные напряжения σ_1, σ_2, σ_3 приобретают предельные значения.

Подставив формулы (6) и (7) в выражение $\sin^2 2\alpha + \cos^2 2\alpha = 1$ с учетом $\tau_т = \sigma_т/\sqrt{4{,}5}$, получим новое критериальное выражение

$$\mu(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + 0{,}5(3\mu - 1)[\sigma_2(\sigma_1 + \sigma_3)] - \\ - 0{,}5(1 - \mu)\sigma_2^2 = \frac{(1 + \mu)^2}{9(1 - \mu)} \sigma_{пр}^2, \qquad (8)$$

где $\sigma_{пр}$ — предельное (эквивалентное) напряжение, определяемое при одноосном растяжении материала.

Для плосконапряженного состояния при $\sigma_3 = 0$ из выражения (8) для двухосного растяжения получим:

$$\mu\sigma_1^2 + 0{,}5(3\mu - 1)\sigma_1\sigma_2 - 0{,}5(1 - \mu)\sigma_2^2 = \\ = \frac{(1 + \mu)^2}{9(1 - \mu)} \sigma_{пр}^2. \qquad (9)$$

Для плосконапряженного состояния при $\mu = 0{,}5$ для тонкостенных труб сосудов давления получим из выражения (9), которое можно получить из уравнения (2) при $\sigma_3 = 0$ — решение А. А. Островского [4] при $\sigma_{пр} = \sigma_т$:

$$\sigma_1^2 + 0{,}5\sigma_1\sigma_2 - 0{,}5\sigma_2^2 = \sigma_т^2. \qquad (10)$$

Заметим, что зависимость (2) является частным случаем выражения (8) при $\mu = 0{,}5$.

Предложенный критерий несколько лучше, чем критерий Губера—Мизеса и Треска—Сен-Венана, согласуется со статистически обработанными опытными данными Роша и Эйхингера [1], которые были получены при испытании партии стальных образцов в области развитых пластических деформаций. Сопоставление критерия (8) с экспериментальными данными о потере несущей способности тонкостенных трубчатых образцов из меди и латуни [6] показало возможность его использования (в отличие от критерия Губера—Мизеса $\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_т^2$) как критерия потери устойчивости тонкостенных оболочковых конструкций.

В случае плоского напряженного состояния, реализуемого в тонкостенных трубопроводах, вторичные локальные слои текучести являются причиной образования местных утоньшений, утолщений или гофров, вызывающих потери устойчивости и несущей способности тонкостенной трубы или цилиндрического сосуда.

Условие (8) является некоторой предельной комбинаций напряжений в точке. Изучение новых критериев потери устойчивости представляет определенный интерес, так как способствует объяснению причин имеющихся расхождений теоретических и экспериментальных данных о разрушающих давлениях.

Известно [3], что многочисленные экспериментальные проверки трубок при условии возникновения пластических деформаций, проводимые при плоском напряженном состоянии, несколько отличаются от условия Губера—Мизеса и Треска—Сен-Венана.

Как известно [7], сравнение различных теорий предельных состояний между собой прежде всего проводится по пределу текучести (прочности) при чистом сдвиге. Согласно теории Треска—Сен-Венана $\tau_к = 0{,}5\tau_т$, а теории Губера—Мизеса —

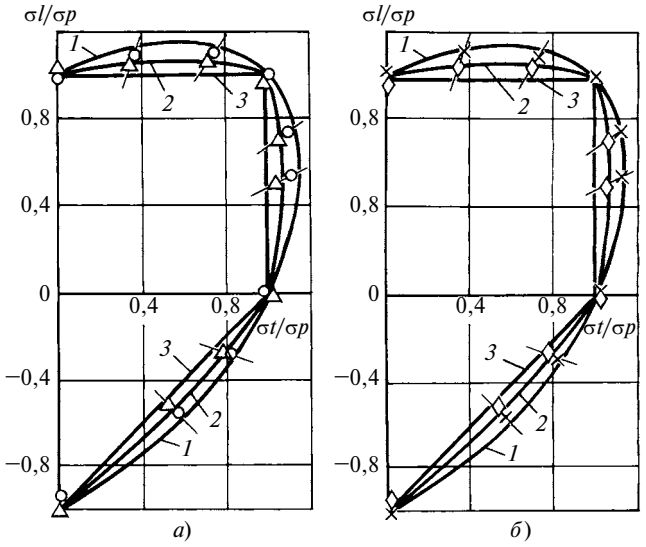
$\tau_к = 0{,}577\sigma_т$. Предложенное новое условие при $\mu = 0{,}5$ дает $\tau_к = 0{,}526\sigma_т$, т. е. значение $\tau_к$ на 5 % больше, чем по теории Треска—Сен-Венана, и на 9 % меньше, чем по теории Губера—Мизеса.

Интересно сопоставление указанных величин с данными Роша и Эйхингера, полученными при испытании стальных образцов на растяжение и кручение. В результате усреднения данных 16 опытов было получено в пластической области соотношение касательных напряжений кручения и растяжения: $\tau_к/\tau_р = 1{,}04$ [1], которое показывает, что при развитых пластических деформациях в лучшем соответствии с экспериментом находится предложенное выражение (8) при $\mu = 0{,}5$, которое дает $\tau_к/\tau_р = 1{,}05$, чем условие Сен-Венана $\tau_к/\tau_р = 1{,}0$ или условие Губер—Мизеса $\tau_к/\tau_р = 1{,}154$ [6].

С точки зрения лучшего соответствия известным опытным данным [3, 4, 6, 7] новый критерий пластичности является близким к среднему и находится между критерием Губера—Мизеса и Треска—Сен-Венана. Выражение (8) имеет четкий физический смысл, формируется с минимальным числом констант материала (коэффициент поперечной деформации), удобно для практического применения. Критерий предельного состояния геометрически интерпретируется поверхностью цилиндра гиперболического типа, поперечным сечением которого является эллипс. Предельная поверхность текучести по уравнению (8) является плавной и в то же время, в соответствии с известным постулатом Друккера, выпуклой [7]. Особенности подобного явления отмечал В. А. Ильюшин при анализе следствий постулата Друккера [8].

Экспериментальные данные, полученные А. А. Островским [8] для тонкостенных трубчатых образцов с наружным диаметром 28 мм, толщиной стенки 0,75 мм из отожженной стали 45 и латуни Л63, нагруженных внутренним давлением и осевой силой в условиях пропорционального нагружения, свидетельствуют об уменьшении выпуклости предельной кривой по мере повышения уровня деформированного состояния материала. Наступление состояния локальной текучести материала (как предельного состояния) определяется не только октаэдрическим касательным напряжением, критическое значение которого зависит от уровня октаэдрического нормального напряжения (шарового тензора), но и ориентацией направлений $\tau_{окт}$ относительно направлений главных напряжений [8].

Анализ полученных результатов [8] показал следующее. В начале текучести материала экспериментальные данные для стали 45 и латуни Л63 (рисунок, *а*, *б*) могут быть удовлетворительно описаны критерием Губера—Мизеса (кривая *1*). Экспериментальная предельная кривая *3*, соответствующая



Предельные кривые для стали 45 (*а*) и латуни Л63 (*б*) по критериям:
1 — Губера—Мизеса; *2* — уравнению (10); *3* — Треска—Сен-Венана; ○ и × — начало текучести при $\varepsilon_i = 0{,}173$ %; Δ и ◊ — развитые пластические деформации при $\varepsilon_i = 8$ %

моменту потери устойчивости тонкостенных трубчатых образцов (Δ — сталь 45, ◊ — латунь Л63), имеет вогнутую форму, расположена снаружи шестиугольника Треска—Сен-Венана (кривая *2*) и удовлетворительно описывается теоретической кривой по критерию (9). В зоне развитых пластических деформаций реальная (опытная) предельная кривая *3* лучше соответствует критерию максимальной работы напряжений формоизменения с учетом деформационного упрочнения ($\mu < 0{,}5$), что является экспериментальным обоснованием. Экспериментальные данные, полученные А. А. Островским [6, 8], позволяют сделать вывод о работоспособности нового критерия для расчета тонкостенных трубопроводов и сосудов давления.

Удовлетворительное соответствие известных экспериментальных данных [9] об исчерпании несущей способности тонкостенных трубчатых образцов из технически чистого отожженного никеля при пропорциональном нагружении критерия (9) наблюдается также в девиаторной плоскости. Полученные экспериментальные данные свидетельствуют об уменьшении выпуклости предельной кривой по мере увеличения уровня деформированного состояния материала [8]. Что позволяет сделать вывод о пригодности предложенного критерия для расчета тонкостенных конструкций (трубопроводов, оболочек, сосудов давления и т. д.), работающих при плосконапряженном состоянии.

Преимуществом предложенного критерия по сравнению с другими "энергетическими" условиями является учет направления формоизменения и упрочняемости материала.

Размер пластической зоны в вершине трещины

Изучение размеров и формы пластически деформированных зон в вершине трещин необходимо для решения задач механики разрушения, связанных с разработкой и использованием критериев трещиностойкости для оценки работоспособности трубопроводов и тонкостенных цилиндрических оболочек.

В соответствии с решением Д. Ирвина задачи о напряженном состоянии упругой пластины со сквозной трещиной длиной $2l$ под действием нормальных номинальных напряжений $\sigma_н$, перпендикулярных трещине, для случая плоского напряженного состояния с учетом главных напряжений [14]:

$$\sigma_1 = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left(1+\sin\frac{\theta}{2}\right); \quad (11)$$

$$\sigma_2 = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left(1-\sin\frac{\theta}{2}\right) \quad (12)$$

в формуле (9) получим координату линий, равной интенсивности напряжений σ_i:

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left[(3\mu-1)+(\mu+1)\sin\frac{\theta}{2}\right]\times \times\frac{9(1-\mu)}{(1+\mu)^2}, \quad (13)$$

где r, θ – полярные координаты.

Из условия максимума радиуса $\partial r/\partial\theta = 0$ пластической зоны по выражению (13) получим формулу, из которой следует, что максимальный радиус r_{max} при $\mu = 0{,}3$ достигается при $\theta = 66°$. Из уравнения (13) получим выражения при различных μ:

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left(4{,}53\sin\frac{\theta}{2}\right) \text{ при } \mu = 0{,}33; \quad (14)$$

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left(0{,}55+3{,}85\sin\frac{\theta}{2}\right) \text{ при } \mu = 0{,}4; \quad (15)$$

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left(1+3\sin\frac{\theta}{2}\right) \text{ при } \mu = 0{,}5. \quad (16)$$

При условии пластичности Губера—Мизеса радиус пластической зоны [10]

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left(1+3\sin^2\frac{\theta}{2}\right). \quad (17)$$

Выражения (16) и (17) отличаются показателями степени у $\sin\frac{\theta}{2}$. По формуле (16) получим более узкую клиновидную зону, чем по выражению (17). Распределение пластической зоны r по формуле (16) по углу θ оказалось отличным от выражения (17), предсказывая конфигурации пластических зон, более вытянутые в направлении распространения трещины.

По выражениям (14)—(16) при увеличении коэффициента поперечной деформации $\mu = 0{,}33$; 0,4; 0,5 в направлении распространения трещины $\theta = 0$ относительный радиус пластической зоны $r\Big/\left[\frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_т}\right)^2\right]$ равен 0; 0,5 и 1. В работах [11 и 12] А. М. Витвицкий рассмотрел условия образования полос скольжения при растяжении тонких полос толщиной 1÷1,25 мм для сталей 0,8 и Ст3. Удалось показать возможность образования на поздних стадиях нагружения узких полос скольжения под углом 59÷60° к линии продолжения трещины. Для этого случая при $\theta = 60°$ по выражениям (14)—(16) для $r\Big/\left[\frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_т}\right)^2\right]$ получены значения 1,69; 1,85; 1,88 соответственно для $\mu = 0{,}3$; 0,4; 0,5. С увеличением μ пластическая зона заметно увеличилась при $\theta = 0$ и для $\theta = 60°$ радиус r стал незначительно больше. Более высокое значение критического коэффициента K_I интенсивности напряжений обусловлено большим размером пластически деформированной зоны у вершины трещины в момент наступления нестабильного разрушения.

Для случая плоской деформации, используя выражение (2) и нормальные напряжения [10, 141, учитывающие только главный (сингулярный) член разложения, получена формула для радиуса пластической зоны:

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left[(1-2\mu)^2+3(1-2\mu)\sin\frac{\theta}{2}\right]. \quad (18)$$

Более точное представление о форме зоны пластичности $r(\theta)$ можно получить, рассматривая новое критериальное выражение (8) условия текучести и уравнения для главных напряжений σ_1 и σ_2 [14], описывающие поле напряжений при вершине трещины для плоской деформации:

$$r_p(\theta) = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\frac{9(1-\mu)}{(1+\mu)^2}\cos^2\frac{\theta}{2}\left[(1+2\mu-7\mu^2)\times \times\sin\frac{\theta}{2}+(1-\mu)^2-4\mu^3\right]. \quad (19)$$

При $\mu = 0{,}5$ выражение (19) для радиуса $r(\theta)$ пластической зоны можно записать в виде:

$$r_p(\theta) = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2\cos^2\frac{\theta}{2}\left(1+\sin\frac{\theta}{2}\right). \quad (20)$$

При $\theta = 0$ и $\sigma_i = \sigma_т$ из формулы (20) получим размер пластической области для условий плоской деформации: $r_{п.д} = \frac{1}{4\pi}\left(\frac{K_{1c}}{\sigma_т}\right)^2$ [13].

Выражение (18) отличается от формулы, приведенной в работе [10], полученной при условии пластичности Губера—Мизеса:

$$r = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_i}\right)^2 \cos^2\frac{\theta}{2}\left[(1-2\mu)^2 + 3\sin^2\frac{\theta}{2}\right]. \qquad (21)$$

В направлении распространения трещины при $\theta = 0$ значения по формуле (18) и (21) одинаковы, а при $\theta = 60°$ значения радиуса r пластической зоны по формуле (21) больше, чем по выражению (18). При $\theta = 60°$ для $\mu = 0{,}5$ формулы (20) и (21) дают одинаковое значение r. Экспериментальные данные, полученные при испытании на растяжение малоуглеродистой стали толщиной 3,2 мм в диапазоне температур от −150 до 20 °С [13], показали, что формула (19) приемлема для оценки пластической зоны для условий плоской деформации.

Зоны пластичности при условии Треска—Сен-Венана имеют несколько бóльшие размеры и другую форму по сравнению с границей зоны пластичности при условии Губера—Мизеса.

В однородном и изотропном теле линии скольжения вблизи вершины трещины развиваются под углом $\theta = 72°$ к продолжению трещины, при этом длина пластических отрезков $r = 0{,}046(K_I/\tau_т)^2$ [15]. При $\mu = 0{,}3$ для угла $\theta = 72°$ по выражению (19) получим $r = 0{,}042(K_I/\tau_т)^2$.

Отметим, что результаты весьма близки к численным результатам, полученным МКЭ по теории течения для идеального упругопластического материала с условием пластичности Губера—Мизеса $r \approx 0{,}044(K_I/\tau_т)^2$ [16], причем отклонение соответствующего максимального радиус-вектора от направления трещины составляет $\approx 70°$.

Решение задач для тел с трещинами, полученное методами классических теорий пластичности, не всегда согласуется с экспериментальными данными [11]. Зона пластичности постепенно уменьшается от размера, определяемого плоским напряженным состоянием, до размера, соответствующего плоской деформации.

Из таблицы работы [10] видно, что в зависимости от напряженного состояния в вершине трещины и выбранного условия текучести различные методы решения задачи могут предсказывать неодинаковые размеры и конфигурации пластической зоны. Установленное влияние деформационного упрочнения на наклон локальных полос текучести [5] в зоне предразрушения объясняет эффект расширения пластических упрочнений в процессе нагружения, наблюдаемый при эксперименте [12].

Таким образом, предложенный критерий потери устойчивости при упругопластическом деформировании при сложном напряженном состоянии с учетом влияния коэффициента поперечной деформации лучше согласуется с опытными данными при развитых пластических деформациях, чем широко применяемые классические критерии, а по простоте формы не уступает им. Новый критерий следует использовать при расчетах тонкостенных конструкций (трубопроводов, отводов, тройников), работающих в условиях плосконапряженного состояния.

Сопоставление экспериментальных данных о потере несущей способности тонкостенных трубчатых образцов из различных изотропных материалов с теоретическими, определяемыми по предложенному выражению (8), свидетельствуют о том, что предлагаемый критерий появления локальных слоев текучести с учетом коэффициента поперечной деформации удовлетворительно характеризует наступление потери устойчивости тонкостенных труб и конструкций оболочкового типа.

Проведен анализ и получено уравнение влияния коэффициента поперечной деформации на радиус пластической зоны в вершине трещины при плосконапряженном состоянии и плоской деформации. С возрастанием μ пластическая зона r заметно увеличивается в направлении распространения трещины при $\theta = 0$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
2. **Гольденблат И. И., Копнов В. А.** Критерии прочности и пластичности конструкционных материалов. М.: Машиностроение, 1968. 192 с.
3. **Островский А. А.** Предельное состояние материала по критерию максимальной работы напряжений формоизменения // Изв. вузов. Машиностроение. 1982. № 7. С. 156—158.
4. **Островский А. А.** О предельном состоянии материала по критерию появления локальных слоев текучести // Проблемы прочности. 1975. № 1. С. 61—64.
5. **Шахматов М. В., Ерофеев В. В., Остсемин А. А.** О влиянии деформационного упрочнения на направление локальных слоев текучести в зоне предразрушения // Проблемы прочности. 1985. № 3. С. 46—49.
6. **Островский А. А.** К экспериментальному обоснованию критерия потери устойчивости пластическому деформированию тонкостенных оболочек // Проблемы прочности. 1981. № 8. С. 57—58.
7. **Островский А. А.** О предельном состоянии материала, обусловленном развитием слоев текучести // Прочность материалов и элементов конструкций при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1978. С. 67—75.
8. **Островский А. А.** К экспериментальному обоснованию критерия потери устойчивости процесса упругопластического деформирования // Изв. вузов. Машиностроение. 1988. № 12. С. 10—13.

УДК 621.357

В. В. ЗЯБЛИЦЕВ, канд. техн. наук, О. В. ЗЯБЛИЦЕВА (Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева), тел. (49232) 5-66-67

Условия устойчивости частиц дисперсной фазы металлической матрицы при контакте в условиях трения скольжения

Приведена модель силового взаимодействия частицы, расположенной в металлической матрице, с контртелом в условиях трения скольжения. Сформулированы условия устойчивости частиц дисперсной фазы в металлической матрице при эксплуатации деталей с композиционными электрохимическими покрытиями.

Ключевые слова: композиционные электрохимические покрытия, трение скольжения, металлическая матрица, дисперсная фаза.

A model of force interaction of a particle, located in a metal matrix, with a counterbody in the sliding friction conditions is presented. The stability conditions of the dispersed phase in the metal matrix at use of the details with composite electrochemical coatings have been formulated.

Keywords: composite electrochemical coatings, sliding friction, metal matrix, dispersed phase.

В процессе эксплуатации деталей, имеющих поверхности с композиционными электрохимическими покрытиями, работающими в условиях трения скольжения, важным является вопрос устойчивости частиц дисперсной фазы в основном металле покрытия (металлической матрице). Если под действием сил в процессе трения частицы дисперсной фазы будут разрушаться или отрываться от матрицы, характер трения и износа изменится, так как в процессе трения и изнашивания будут участвовать свободные абразивные частицы.

Положим, что частицы дисперсной фазы, равномерно распределенные в металлической матрице в заданном количестве, имеют шарообразную форму, а диаметр частиц сравним с диаметром фактического пятна контакта [1]. В процессе трения имеет место дискретный контакт частицы с шероховатой поверхностью контртела, при котором место приложения равнодействующей сил давления на частицу изменяется (рис. 1).

В условиях трения скольжения частицы, контактирующие с контртелом, получают вид шарового сегмента с радиусом R_f и высотой h_f (рис. 2). Сила давления на частицу в этом случае $P = P_r A_к$, где P_r — фактическое давление в процессе трения; $A_к$ — площадь контакта частицы с контртелом.

Фактическое давление может быть определено [2] из соотношений:

$$P_c = 0{,}2E^{0,8}(H_w/R_w)^{0,4}P_a^{0,2};$$

$$P_r = 0{,}5E^{2\nu/(2\nu+1)}\Delta^{\nu/(2\nu+1)}P_c^{1/(2\nu+1)},$$

где P_a, P_c и P_r — номинальное, контурное и фактическое давления; E — модуль упругости; H_w, R_w — параметры волнистости поверхности; Δ, ν — характеристики, зависящие от параметров шероховатости контактирующих поверхностей.

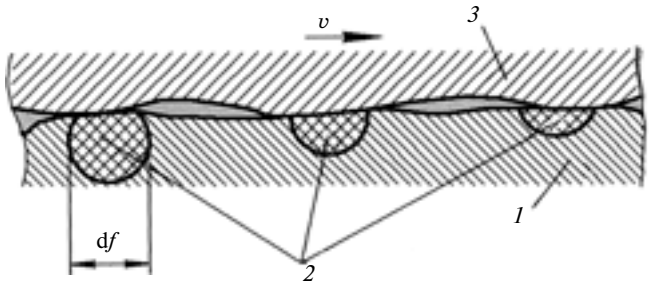


Рис. 1. Схема контакта частиц ДФ с поверхностью контртела:
1 — металл матрицы покрытия; *2* — частицы дисперсной фазы; *3* — контртело

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 48)

9. **Михайлов Н. Я., Ягн Ю. Н.** Экспериментальное исследование предельной несущей способности тонкостенных никелевых трубок при различных путях нагружения растягивающей силой, крутящим моментом и внутренним давлением // Докл. АН СССР. 1960. № 3. С. 545—548.

10. **Красовский А. Я.** Хрупкость металлов при низких температурах. Киев: Наукова думка, 1980. 340 с.

11. **Витвицкий П. М., Панасюк В. В., Ярема С. Я.** Пластические деформации в окрестности трещин и критерии разрушения (обзор) / Проблемы прочности. 1973. № 2. С. 3—9.

12. **Леонов М. Я., Витвицкий П. М., Ярема С. Я.** Полосы пластичности при растяжении пластин с трещиновидными концентраторами // Докл. АН СССР. 1963. № 3 (148). С. 541—544.

13. **Писаренко Г. С., Красовский А. Я., Йокобори Т.** Экспериментальное изучение и анализ кинетики пластической зоны в вершине трещины с учетом физических свойств материала и условий нагружения. Киев: Наукова думка. 1980. 76 с.

14. **Броек Д.** Основы механики разрушения. М.: Высшая школа, 1980. 368 с.

15. **Черепанов Г. П.** Пластические линии разрыва в конце трещины // Прикладная математика и механика. Т. 40. Вып. 4. 1976. С. 720—728.

16. **Small** scale gielding near a crack in plane strain: a finite element analysis / N. Levy, P. V. Marcal, W. J. Ostergen, J. R. Rice // J. Fracture. Mech. 1971. Vol. 7. N 2. P. 143—156.

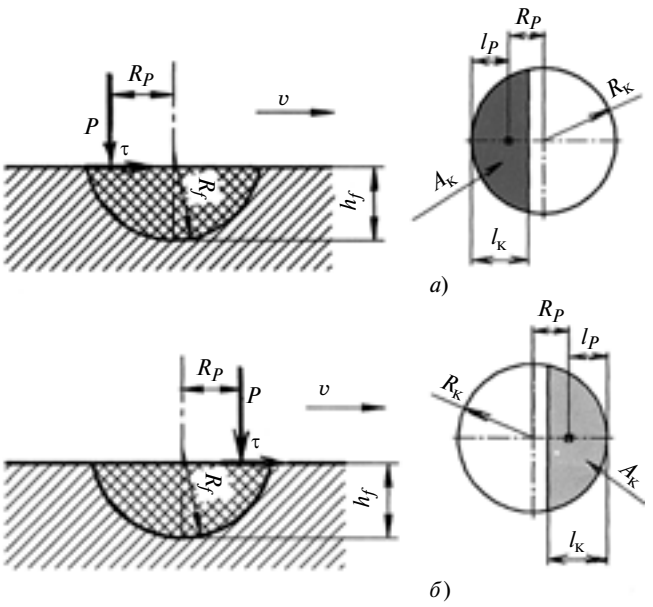


Рис. 2. Схема сил, действующих на частицу в процессе трения:
а — неровность контртела надвигается на частицу; *б* — неровность контртела сдвигается с частицы; P — сила давления; τ — сила трения; $R_к$ — радиус круга контакта; h_f, R_f — высота и радиус частицы; $L_к$ — высота сегмента контакта; $A_к$ — площадь контакта частицы с контртелом; v — направление движения контртела

Площадь контакта определяется из выражения

$$A_к = R_к^2 \arccos\,[(R_к - L_к)/R_к] - \\ - R_к(R_к - L_к)\sin[\arccos((R_к - L_к)/R_к)],$$

где $R_к$ — радиус круга контакта; $L_к$ — высота сегмента контакта, изменяющаяся в пределах от 0 до $2R_к$ при надвигании неровности контртела на частицу и от $2R_к$ до 0, когда неровность сдвигается с частицы.

Радиус $R_к$ определяется из соотношения $R_к = \sqrt{R_f^2 - (R_f - h_f)^2}$.

Допустим, что точка приложения силы P находится в центре тяжести площади $A_к$. Тогда расстояние от оси симметрии частицы до точки приложения силы P определяется зависимостью $R_P = R_к - L_P$, в которой величина L_P, определяющая положение центра тяжести площади контакта, вычисляется из уравнения

$$R_к^2 \arccos\,[(R_к - L_к)/R_к] - \\ - R_к(R_к - L_к)\sin[\arccos((R_к - L_к)/R_к)] - \\ - 2\{R_к^2 \arccos((R_к - L_P)/R_к) - \\ - R_к(R_к - L_P)\sin[\arccos((R_к - L_P)/R_к)]\} = 0.$$

При действии контртела создается крутящий момент $M_P = PR_P$, стремящийся повернуть частицу относительно центра вращения, за который можно условно принять центр сферы радиусом R_f. Сила $\tau = fP$ (здесь f — коэффициент трения), действующая на поверхности контакта, стремится сдвинуть частицу относительно матрицы и повернуть ее относительно центра вращения, создавая крутящий момент $M_\tau = \tau(R_f - h_f)$.

Соответственно, система уравнений, определяющих неподвижность частицы в матрице, может быть представлена в виде:

$$P_к = \sqrt{P^2 + \tau^2};$$

$$F_R R_f = PR_P + \tau(R_f - h_f); \quad (1)$$

$$F_R R_f = -PR_P + \tau(R_f - h_f), \quad (2)$$

где P_R — равнодействующая реакций матрицы на действие нормальной и тангенциальной сил; F_R — равнодействующая сил сопротивления сдвигу на поверхности контакта частицы и матрицы.

Уравнение (1) определяет равнодействующую сопротивления сдвигу в период, когда неровность контртела надвигается на частицу (см. рис. 2, *а*), а уравнение (2), когда эта неровность сдвигается с частицы (см. рис. 2, *б*).

Если принять, что P и τ воспринимаются поверхностью контакта частицы и матрицы, равной проекции на плоскость, перпендикулярную направлению действия соответствующей силы, а суммарный крутящий момент вызывает сдвиговые напряжения на всей поверхности контакта частицы и матрицы, то можно записать:

$$\sigma_R = \sqrt{P_r^2 + [\tau/(B - C)]^2};$$

$$B = R_f^2 \arccos\,[(R_f - h_f)/R_f];$$

$$C = R_f(R_f - h_f)\sin[\arccos((R_f - h_f)/R_f)];$$

$$\tau_к = [PR_P + fP(R_f - h_f)]/A_м;$$

$$\tau_к = (-PR_P + fP(R_f - h_f))/A_м,$$

где σ_R — напряжения сжатия; $\tau_к$ — напряжения сдвига в зоне контакта частицы и матрицы от действия нормальной и тангенциальной сил; $A_м = 2\pi R_f h_f$ — площадь поверхности контакта частицы с металлом матрицы; f — коэффициент трения.

Устойчивость частицы в матрице будет сохраняться при следующих условиях:

$$\sigma_R < \sigma_{-1ч}; \quad (3)$$

$$\tau_к < \tau_{-1ч}; \quad (4)$$

$$\sigma_R < \sigma_{-1м}; \quad (5)$$

$$\tau_к < \tau_{-1м}; \quad (6)$$

$$\sigma_R < \sigma_{-1к}; \quad (7)$$

$$\tau_к < \tau_{-1к}, \quad (8)$$

где $\sigma_{-1ч}$, $\sigma_{-1м}$, $\sigma_{-1к}$ — предел прочности при циклической нагрузке материала частиц, металла мат-

рицы и зоны контакта частицы и матрицы соответственно; $\tau_{-1ч}$, $\tau_{-1м}$, $\tau_{-1к}$ — предел устойчивости при циклических сдвиговых напряжениях материала частиц, металла матрицы и зоны контакта частицы и матрицы соответственно.

Предел прочности при циклической нагрузке определяется [3] выражением

$$\sigma_{-1} = (0{,}5 - 0{,}0001\sigma_0)\sigma_0, \qquad (9)$$

где σ_0 — предел прочности при статической нагрузке.

Предел устойчивости при циклических сдвиговых напряжениях определяется [3] выражением $\tau_{-1} = (0{,}5 \div 0{,}6)\sigma_{-1}$.

Критическое напряжение, вызывающее разрушение частицы при скольжении, определяется [3] выражением

$$\sigma_{кр} = \frac{\sigma_0}{\sqrt[3]{1 + \frac{3\pi(4+\mu)}{8(1-2\mu)}}},$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Величину $\sigma_{кр}$ следует подставлять в выражение (9) вместо σ_0 при определении устойчивости частицы по условию (3). Принимая в зависимости (9) $\sigma_0 = \sigma_к$, получим условие (8) в виде $\tau_к < (0{,}5 \div 0{,}6) \times \times (0{,}5 - 0{,}0001\sigma_к)\sigma_к$, где $\sigma_к$ — предел прочности зоны контакта металла матрицы и частицы. При несоблюдении условий (3) и (4) частица может разрушиться, при несоблюдении условий (6) и (8) возможен отрыв частицы от металла матрицы и превращение ее в свободную абразивную частицу, при несоблюдении условий (5) и (7) абразивная частица будет вдавливаться в металл матрицы. Условия (3)—(6) достаточно легко выполняются при выборе материалов матрицы и дисперсной фазы, так как пределы прочности известных материалов определены достаточно точно. Выполнение условий (7) и (8) может быть сопряжено со значительными трудностями, так как предел прочности зоны контакта металла матрицы и частицы обычно определяется экспериментально [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зяблицев В. В., Зяблицева О. В.** Обоснование количества и размеров частиц дисперсной фазы в упрочняющем композиционном электрохимическом покрытии // Вестник машиностроения. 2004. № 7. С. 54—56.
2. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
3. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
4. **Зимон А. Д.** Адгезия пыли и порошков. М.: Химия, 1967. 372 с.

УДК 621.181.001

В. С. БЕДНАРЖЕВСКИЙ, д-р техн. наук (Алтайский ГТУ, г. Барнаул), Н. М. ОСКОРБИН, д-р техн. наук (Алтайский ГУ, г. Барнаул), e-mail: osk46@mail.ru

Компьютерное моделирование в теплоэнергетике

Представлена схема компьютерного моделирования энергетических паровых котлов как совокупность статических, параметрических и динамических моделей.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, паровой котел, прочность, аэродинамика, теплоносители.

A computer simulation scheme of power steam boilers as a combination of static, parametric, and dynamic models has been presented.

Keywords: computer simulation, steam boiler, durability, aerodynamics, heat carriers.

Компьютерное моделирование является одним из наиболее быстро развивающихся направлений в технологии проектирования, что обусловлено необходимостью сокращения времени создания и повышения качества новой продукции.

Конструирование энергетических котлов относится к сложным задачам ввиду единичного производства. Поэтому для разработки алгоритмов при решении конструкторских задач целесообразно использовать компьютерные технологии, в частности компьютерное моделирование. Таким образом, вследствие применения быстродействующей вычислительной техники и отладки проектных решений сокращаются сроки разработки и постановки на производство изделия, что позволяет исключить изготовление дорогостоящего прототипа. Кроме того, повышается качество, а следовательно, и конкурентоспособность изделия вследствие применения математических методов анализа и оптимизации конструкции.

Компьютерные программы для моделирования котлоагрегатов

В ОАО "Сибэнергомаш" [1] для компьютерного моделирования паровых котлов разработан комплекс программ, включающий в себя семь пакетов прикладных программ (ППП), функционирующих в режиме диалога.

ППП "Тепловой расчет котлоагрегата" предназначен для расчета: объемов газообразных продуктов сгорания; объемных долей трехатомных газов;

концентрации золы; энтальпии теоретического расхода воздуха и газообразных продуктов сгорания; теплового баланса котлоагрегата; топки; ширмовых пароперегревателей; конвективных пароперегревателей; хвостовых поверхностей нагрева. Он функционирует совместно с интегрированной базой данных (БД) "Котлоагрегат", позволяющей по известному значению ключевого признака определить адреса всех записей, которые его содержат.

Расчетная схема формируется в режиме диалога, результаты выводятся на экран монитора в виде двух схем — водопарового и газовоздушного трактов котлоагрегатов. На схеме водопарового тракта указываются значения температуры среды по поверхностям нагрева, а на схеме газовоздушного тракта — значения температуры продуктов сгорания до и после расчетного участка.

ППП "Расчет температуры металла стенки трубы" предназначен для определения средней температуры металла стенок неравномерно нагреваемых труб ширмового и конвективного пароперегревателей.

ППП "Расчет на прочность цельносварных газоплотных конструкций" предназначен для определения теплонапряжений в цельносварных газоплотных экранах котла в зоне максимальных тепловых потоков с учетом дополнительных нагрузок. Рассчитываются напряжения от внутреннего давления с учетом весовых нагрузок, момента хлопка в топке, неравномерного распределения тепловых потоков по ширине экранов, разности температур экрана и балки жесткости, а также определяются суммарные напряжения и прочность.

ППП "Аэродинамический расчет котлоагрегата" используется для расчета аэродинамических сопротивлений газового и воздушного трактов котельного агрегата. Он позволяет для газового тракта котлоагрегата рассчитывать поверхности пароперегревателя, фестона, водяного экономайзера, воздухоподогревателя. При этом потоки газов могут омывать шахматные, коридорные и продольные пучки. Предусмотрен расчет участков от воздухоподогревателя до дымовой трубы и в самой дымовой трубе. Для всех участков рассчитываются повороты в канале, изменения сечений, раздающие и собирающие короба, диффузоры. В расчете воздушного тракта котельной установки учитываются: измерительная шайба, угол поворота, карман Рихтера, трение, диффузор, изменение сечения, калорифер, воздухонагреватель, конфузор, сопротивление на входе трубы, шибер, сопла, горелки, собирающий тройник.

ППП "Расчет теплофизических свойств теплоносителей" предназначен для расчета термодинамических и теплофизических свойств воды, водяного пара и дымовых газов. В состав данного пакета входят 17 программ. Расчеты энтальпии газов по температуре, критерия Прандтля для дымовых газов, теплопроводности дымовых газов, кинематической вязкости дымовых газов применимы для температур 0÷3000 °С, а для расчета температуры пара по энтальпии и давлению, энтальпии пара по давлению и температуре — для температур 330÷560 °С и давлений 10÷20 МПа. Расчеты энтальпии воды по температуре и давлению, температуры воды по энтальпии и давлению, удельного объема воды выполняются для температур 215÷320 °С и давлений 10÷20 МПа. Удельный объем воды рассчитывается для всего диапазона докритического давления, а удельный объем пара на кривой насыщения, энтальпии воды и пара — на линии насыщения, температуры воды и водяного пара — на линии насыщения, а удельный объем воды на линии насыщения — при температуре насыщения. Расчеты динамической вязкости воды и водяного пара, теплопроводности воды и водяного пара приводятся для температур 0÷800 °С и давления до 100 МПа.

ППП "Гидравлический расчет пароперегревателя" предназначен для расчета перепада давления по паровому тракту пароперегревателя котлоагрегата. Это — основные расчеты удельного объема пара, внутреннего сечения труб, перепада давления, скорости пара, гидравлических сопротивлений на входе и выходе, поворота, трения по длине труб.

Кроме теплового, гидравлического и прочностного расчетов необходима оценка надежности для каждого варианта конструкции.

Для этого используют ППП "Расчет надежности работы котлоагрегата", который предназначен для расчета надежности рабочих поверхностей котлоагрегата. Поток отказов по каждой поверхности рассчитывается как сумма произведений числа элементов на интенсивность отказов. Элементы складываются из прямых участков, бесштуцерной приварки змеевиков к камерам, изгибов труб, контактных сварных стыков. Также определяются вынужденные остановы за 10^5 ч работы.

Исходная информация в режиме диалога вводится с помощью клавиатуры в последовательности, определяемой запросами ЭВМ. Режим диалога обеспечивают программы бесформатного ввода. В ходе расчетов на монитор выводятся промежуточные результаты, анализ которых позволяет пользователю выбрать дальнейшее действие: продолжить расчет, или, изменив исходные данные, вернуться к началу программы.

Основой математического моделирования котлов является тепловой расчет. В работах [2, 3] реализован расчет поверхностей, несущих основную тепловую нагрузку. К ним относятся: циркуляционный контур, ширмы (вторая—четвертая ступени), пароперегреватель (вторая—пятая ступени), ступени воздухоподогревателя и водяного экономайзера. При компьютерном моделировании для упрощения и быстрого анализа громоздкие цепочки теплообменников можно заменить несколькими теплонесущими поверхностями нагрева.

Таким образом, при математическом моделировании парового котла последовательно прорабатываются следующие этапы [4]: расчет конструкции, изготовление чертежей, расчет динамики работы котла. Каждому этапу соответствует определенная математическая модель; статическая, параметрическая, динамическая.

Статические модели

Статические модели представляют собой алгоритмы расчетов: конструктивного теплового, поверочного теплового, аэродинамического, гидравлического, перепада давления по паровому тракту, отдельных элементов на прочность, системы пылеприготовления, трубопроводов на самокомпенсацию, цельносварных газоплотных потолков на прочность, каркаса котла, надежности рабочих поверхностей. Каждый расчет представлен соответствующей функцией:

конструктивный тепловой — $HH = f(P)$;

поверочный тепловой — $GD = f(HH)$;

аэродинамический — $Z = f(G)$;

гидравлический — $G = f(HH, TT)$;

температуры стенки трубы — $TS = f(TP, K)$;

перепада давления по паровому тракту — $ZP = f(K, W)$;

прочности элементов котла — $SM = f(K, TT, SI)$;

прочности цельносварных экранов — $SIG = f(K, TT)$;

системы пылеприготовления — $TN = f(NT)$;

прочности цельносварных газоплотных потоков — $DL = f(K, Q)$;

каркаса котла — $UP = f(PR)$;

самокомпенсации трубопроводов — $L = f(K, TT)$;

надежности рабочих поверхностей — $WW = f(NS)$.

Приняты следующие условные обозначения: HH — конструктивная характеристика поверхностей нагрева; P — исходные данные для проекта котла (паропроизводительность, вид топлива, температура и давление перегретого пара, температура питательной воды, отработавших газов); GD — характеристика потока газов и диаметр трубы; Z — сопротивление газовоздушного тракта; G — характеристика потока пароводяной смеси (истинный расход, действительная скорость, кратность циркуляции); TT — теплотехнические данные теплового расчета; TS — температура стенки трубы; TP — температура пара; K — конструктивная характеристика трубы (диаметр, толщина стенки); ZP — сопротивление тракта и давление среды; W — скорость пара; SM — минимальная толщина стенки трубы; SI — допустимые напряжения; SIG — суммарные напряжения; T — температура горячего воздуха; N — производительность мельниц, сепараторов и т. д.; NT — вид и количество топлива; DL — прогибы потолков и эпюры напряжений; Q — нагрузка; UP — устойчивость и прочность балок каркаса; PR — прочностные характеристики элементов (площадь, момент сопротивления поперечного сечения, момент инерции, нагрузка); WW — поток вынужденных остановов; NS — число стыков, прямых участков сварных труб; L — удлинение трубопровода.

Параметрические модели

Качество математического моделирования обеспечивается специализацией на определенный тип изделия, например, трубы, коллекторы, цельносварные панели и т. п. Моделирование осуществляется с помощью AutoLISP-программ в среде AutoCAD, что предполагает предварительную параметризацию объекта проектирования, т. е. его геометрическое представление, позволяющее автоматически определить вид объекта по заданным значениям параметров. На выходе получаем конструкторскую и технологическую документации, необходимые для подготовки производства котлоагрегата.

Поддержка типового конструирования — пример параметризации. Данная технология предполагает следующее. Конструирование детали выполняется путем ее сопоставления с типовой деталью, определения размеров и задания дополнительных элементов, так называемых элементов обогащения, которые и отличают конструируемую деталь от типовой [5]. Для этого необходимо представить в параметризованной форме и элементы обогащения, и типовые детали. Использование параметризованных объектов изменяет стиль работы пользователя в AutoCAD-системах с применением AutoLISP-программ.

Параметризация основывается на том, что правильный чертеж с полной расстановкой размеров может служить описанием объекта. Поэтому достаточно построить эталонный образец, в котором определен состав геометрических элементов и соотношение размеров. Их совокупность составляет систему ограничений, достаточную для расчета чертежа.

Модель включает в себя составляющие — параметрическую и топологическую. Первая (MP) состоит из трех множеств: E — геометрические элементы; G — геометрические параметры; R — размерные параметры, т. е. $MP = \{E, G, R\}$. Так, множество E содержит координаты точек, прямых и окружностей. Включим в множество E трубы и коллекторы, составляющие основу чертежа цельносварных панелей топки, блоков пароперегревателя, ширм, водяного экономайзера, водоопускной системы. Выражение определяется типом и набором участвующих в нем элементов.

В таблице приведены примеры обозначений геометрических и размерных параметров.

Топологическая модель задает соотношение элементов объекта и элементов параметрической модели. По топологической модели, используя по-

Знак	Обозначение	Расшифровка
$\parallel$	$\parallel (T_1, T_2)$	Трубы T_1 и T_2 параллельны
$\perp$	$\perp (T_1, T_2)$	Трубы T_1 и T_2 перпендикулярны
$\ni$	$\ni (T, K)$	Торец трубы T принадлежит коллектору K
	$\ni (T_1, T_2)$	Торец трубы T_1 принадлежит трубе T_2
φ	$\varphi (T_1, T_1)$	Угол φ изгиба трубы T_1
ρ	$\rho(T_1, T_2)$	Расстояние между трубами T_1 и T_2
	$\rho(K_1, K_2)$	Расстояние между коллекторами K_1 и K_2

лученные расчетные геометрические параметры, строится чертеж.

Для одной совокупности значений может быть найдено множество вариантов моделей. Поэтому необходим критерий, по которому из этого множества выбирается единственное решение. Выбор делается только на основе чертежа образца без дополнительной информации от пользователя.

Рассмотрим аспекты этого выбора. По чертежу E^0, используя значения параметров (размеры) $\bar{r}^0 = (r_1^0, ..., r_n^0)$, построена модель $MP = \{E^0, G, R\}$. Для любого набора значений $\bar{r}^1$ выбор осуществляется по конечному множеству вариантов, удовлетворяющих модели MP. Выбирается единственный вариант E^1, который соответствует образцу E^0, и выясняется, что такого варианта нет. Соответствие "похож" обозначается знаком "$\approx$".

Для выбора в параметрической системе используются следующие свойства:

рефлективность — $E \approx E$, т. е. выбор размеров, соответствующих размерам образца E, определяет сам образец;

симметричность — $E^0 \approx E^1 \Rightarrow E^1 \approx E^0$, т. е. если при использовании образца E^0 с размерами $\bar{r}^0$ из вариантов с размерами $\bar{r}^1$ выбран вариант E^1, то при использовании образца E^1 из варианта с размерами $\bar{r}^0$ должен быть выбран вариант E^0;

транзитивность — $E^0 \approx E^1$, $E^1 \approx E^2 \Rightarrow E^0 \approx E^2$;

однозначность — $E^1 \approx E^2$, $\bar{r}(E^1) = \bar{r}(E^2) \Rightarrow E^1 \equiv E^2$. Здесь $\bar{r}(E)$ — вектор значений размеров для варианта E (данное свойство однозначно определяет выбор при одинаковых значениях размеров, т. е., начиная с двух разных, но похожих образцов при любых одинаковых значениях размеров мы получим один и тот же вариант);

непрерывность — образец и выбранный вариант должны незначительно отличаться друг от друга при близких значениях размеров.

Данный аппарат параметризации использовался для построения рабочих чертежей коллекторов [6]. Предварительно была проведена классификация всех коллекторов. На полученном рабочем чертеже показаны виды и разрезы торцов, сечения, а также элементы обогащения — штуцеры, транспортировочные ушки, торцы, отверстия. При программной реализации на ЭВМ на укрупненную параметрическую модель коллектора $MP = \{E, G, R\}$ накладываются геометрические и размерные ограничения: пять рядов отверстий, три ряда штуцеров, длина коллектора не больше 4500 мм, 36 комбинаций левый—правый торцы. В зависимости от числа сечений и их видов выбирается формат чертежа, проставляются размеры, допуски, составляется текст условий изготовления коллектора.

Динамическая модель

Динамическая модель используется для настройки автоматических систем регулирования и выявления опасных отклонений параметров на стадии проектирования котла. Путем математического моделирования получают систему алгебраических уравнений с постоянными коэффициентами, которые связывают входные и выходные координаты расчетных участков и динамические характеристики системы.

Математическая модель котельного агрегата создается в предположении, что объект является линейной детерминированной системой в условиях малых возмущений (сосредоточенные параметры) [7].

Основные упрощающие допущения

При составлении уравнений динамики системы применяют метод линеаризации, позволяющий при исследованиях использовать малые отклонения от стационарного режима.

Барабанный котел делим на несколько расчетных участков. Необогреваемые трубопроводы и коллекторы входят в соответствующие расчетные участки, т. е. учитываются их объемы и массы. По теплообмену участки делятся на конвективные и радиационные. Для радиационных участков принято, что тепловой поток не зависит от температуры рабочей среды. Радиационный участок — циркуляционный контур котла. Все остальные поверхности нагрева котла считаются конвективными. Изменение коэффициента теплоотдачи лучеиспусканием описывается соответствующими зависимостями.

При определении аккумулированной теплоты в циркуляционном контуре учитывается объем активного металла барабанов и коллекторов, температура которого зависит от температуры насыщенного пара. Температура стенок труб и барабанов циркуляционного контура изменяется в зависимости от температуры насыщенного пара при данном давлении.

Объемы пара в самом барабане под зеркалом испарения и в опускных трубах не учитываются, так как они малы по сравнению с объемами барабана и пара в трубной системе циркуляционного контура. Температура и энтальпия воды в циркуляцион-

ном контуре котла принимается равной температуре и энтальпии воды при давлении насыщенного пара в барабане.

На всех расчетных участках (кроме циркуляционного контура) аккумулирование теплоты определяется по плотности и энтальпии рабочей среды на выходе каждого участка.

В газовоздушном тракте массовая и тепловая аккумуляция не учитываются. Давление дымовых газов принято постоянным. Коэффициенты теплоотдачи от газов к стенкам труб и от стенок труб к рабочей среде пропорциональны изменению скоростей соответствующих сред. Коэффициенты теплопроводности рабочей среды, критерий Прандтля и коэффициенты температуропроводности приняты постоянными.

Топка рассматривается как одно звено, процессы горения в топке не моделируются, рассматривается только теплообмен. Принято, что теплообмен в топке не оказывает влияния на рабочую среду внутри экранирующих труб, т. е. все поверхности в топке считаются радиационными. Температура воздуха, поступающего в топку, принята постоянной. В случае учета влияния изменений этой температуры на динамические характеристики котла, данное изменение рассматривают как внешнее возмущение.

Математические модели участков барабанного котла

Линеаризация переменных проводится относительно значений переменных величин в исходном стационарном состоянии. Показатели, характеризующие исходное состояние, а также конструктивные параметры для каждого режима принимаются постоянными.

При моделировании барабанный котел представляется динамической системой, разделенной на отдельные звенья — нагреваемые и не нагреваемые участки. Барабанный котел разбивается на две группы участков. К первой группе относится циркуляционный контур котла как участок с двухфазной средой. Этот контур является многомерной динамической системой, входными координатами которой являются давления, температуры и расход рабочей среды, а выходными — давление пара, расход пара, температура газов на выходе из топки. Ко второй группе относятся все участки котла с однофазной средой (пароперегреватель),

Теплообмен между средами и стенкой определяется коэффициентами теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки труб к рабочей среде не зависит от расхода, температуры и давления рабочей среды. Коэффициент теплоотдачи от газов к наружной поверхности, разделяющей стенки, имеет конвективную и радиационную составляющие. Первая зависит от расходов топлива и воздуха, средней температуры газов и коэффициента рециркуляции. Радиационная составляющая зависит от температуры газов и температуры загрязнений стенки трубы.

Рассмотрим моделирование на примере котлоагрегата БКЗ 420-140-9 (ОАО "Сибэнергомаш") [8]. Объект разделим на девять расчетных участков: *1* — циркуляционный контур; *2* — радиационный пароперегреватель в топке; *3* — конвективный пароперегреватель, потолок, фестон; *4*, *5* — ширмовые пароперегреватели в топке; *6* — конвективный пароперегреватель, шахматные пучки; *7* — конвективный пароперегреватель, коридорные пучки; *8* — конвективный пароперегреватель, шахматные пучки; *9* — конвективный пароперегреватель, коридорные пучки.

Нестационарные процессы в циркуляционном контуре описываются системой дифференциальных уравнений, включающих дифференциальные уравнения материального баланса (уравнение сплошности), уравнение теплового баланса (уравнение энергии), уравнение расхода рабочей среды (уравнение движения) и уравнение теплового баланса газовоздушного тракта.

Двухфазный участок. Уравнение материального баланса пароводяной смеси:

$$\lambda_{\text{эк}} - \lambda_1 = T_1\varphi_{p1} + T_2\frac{\mathrm{d}\varphi_h}{\mathrm{d}t} - T_3\frac{\mathrm{d}\lambda_1}{\mathrm{d}t}, \qquad (1)$$

где $\lambda_{\text{эк}} = \Delta D_{\text{эк}}/D_{\text{эк}0}$ — расход воды на выходе из экономайзера; $\lambda_1 = \Delta D_1/D_{10}$ — расход рабочей среды на выходе из циркуляционного контура; $\varphi_{p1} = \Delta p_1/p_{10}$ — давление в конце циркуляционного контура; $\varphi_h = \Delta h/h_0$ — уровень воды в барабане; $T_1 \div T_3$ — коэффициенты.

Уравнение теплового баланса:

$$T_4\frac{\mathrm{d}\varphi_{p1}}{\mathrm{d}t} + T_5\frac{\mathrm{d}\varphi_h}{\mathrm{d}t} - T_6\frac{\mathrm{d}\lambda_1}{\mathrm{d}t} = \\ = a_1\lambda_{\text{эк}} - \lambda_1 + a_2\varphi_{p1} + a_3\varphi_{\theta 1} + a_4\psi_1. \qquad (2)$$

Здесь $\varphi_{\theta 1} = \Delta\theta_1/\theta_{10}$ — температура рабочей среды циркуляционного контура; $\psi_1 = \Delta\theta_1/\theta_{10}$ — тепловосприятие циркуляционного контура;

уравнение расхода:

$$\lambda_1 = b_1\varphi_{p1} + b_2\varphi_{p2} + b_3\varphi_{\theta 2}, \qquad (3)$$

где $\varphi_{p2} = \Delta p_2/p_{20}$ — давление в конце второго участка; $\varphi_{\theta 2} = \Delta\theta_2/\theta_{20}$ — температура рабочей среды в конце второго участка.

Уравнение газовоздушного тракта:

$$\psi_1 = \text{Б}_1^0\mu_{\text{в}} + \text{Б}_1\mu_L + \text{Б}_1^3\varphi_{\theta L}, \qquad (4)$$

где $\mu_{\text{в}} = \Delta B/B_0$ — расход топлива в топке котла; $\mu_L = \Delta L/L_0$ — расход воздуха в топке котла; $\varphi_{\theta L} = \Delta\theta_b/\theta_{b0}$ — температура горячего воздуха, поступающего в топку.

Уравнение изменения температуры газов на выходе из топки:

$$\varphi_{\vartheta T} = C_1\mu_{\text{в}} + C_2\mu_L + C_3\varphi_{\theta L}. \qquad (5)$$

К однофазным участкам относятся участки со второго по девятый. Для каждого расчетного участка составляются уравнения материального и теплового балансов рабочей среды, теплопередачи, теплового баланса газовоздушного тракта и расходов рабочей среды.

Уравнение теплового баланса:

$$a_7\lambda_{i-1} - a_8\lambda_i + a_9\psi_i + a_{10}\varphi_{p_{i-1}} + a_{11}\varphi_{\theta_{i-1}} - $$
$$- a_{12}\varphi_{p_i} - a_{13}\varphi_{\theta_i} = T_9\frac{d\varphi_{p_i}}{dt} + T_{10}\frac{d\varphi_{\theta_i}}{dt}. \quad (6)$$

Здесь относительные величины: $\lambda_i = \Delta D_i/D_{i0}$ — расход рабочей среды на выходе из участка; $\psi_i = \Delta\theta_i/\theta_{i0}$ — тепловосприятие на расчетном участке; $\varphi_{p_i} = \Delta p_i/p_{i0}$ — давление в конце расчетного участка; $\varphi_{\theta_i} = \Delta\theta_i/\theta_{i0}$ — температура рабочей среды расчетного участка.

Уравнение расхода:

$$\lambda_{i-1} = b_4\varphi_{p_{i-1}} + b_5\varphi_{p_i} + b_6\varphi_{i-1} + b_7\varphi_{\theta_i}. \quad (7)$$

Уравнение теплообмена:

$$\psi_i = A_1\varphi_{\vartheta_{i-1}} + A_2\varphi_{\vartheta_i} + A_3\mu_в + A_5\lambda_{i-1} + A_6\lambda_i +$$
$$+ A_7\varphi_{\theta_i} - A_8\varphi_{p_i} + A_9\varphi_{\theta_{i-1}} - A_{10}\varphi_{p_{i-1}} + A_{11}\mu_L, \quad (8)$$

где $\varphi_{\vartheta_i} = \Delta\vartheta_i/\vartheta_{i0}$ — температура газов на участке.

Уравнение теплового баланса воздушного тракта:

$$\psi_i = Б_4\mu_в + Б_6\varphi_{\vartheta_{i-1}} - Б_7\varphi_{\vartheta_i} + Б_8\mu_L. \quad (9)$$

Уравнение смешения теплоты при наличии впрысков:

$$\varphi_{\theta_i} = \beta_1\varphi_{\theta_i} + \beta_2\lambda_i + \beta_3\lambda_{впр} + \beta_4\varphi_{p_i} + \beta_5\varphi_{\theta_{впр}}, \quad (10)$$

где $\lambda_{впр} = \Delta D_{впр}/D_{впр}$ — расход впрыска; $\varphi_{\theta_{впр}}$ — температуры впрыскиваемой среды.

Уравнение смешения расходов при наличии впрысков:

$$\alpha_1\lambda_1 + \alpha_2\lambda_{впр} = \lambda_i. \quad (11)$$

Уравнение материального баланса:

$$\lambda_{i-1} - \lambda_i = T_7\frac{d\varphi_{p_i}}{dt} + T_8\frac{d\varphi_{\theta_i}}{dt}. \quad (12)$$

При работе котла на паровую магистраль отсутствует регулирующий клапан, но имеется трубопровод, соединяющий перегреватель с магистралью. Аккумулированием материи и теплоты в этом трубопроводе можно пренебречь. Тогда расход пара на выходе из пароперегревателя имеет вид:

$$\lambda_9 = b_1\varphi_{p_9} + b_2\varphi_{p_м} + b_3\varphi_{\theta_9} + b_4\varphi_{\theta_м},$$

где φ_{p_9}, $\varphi_{p_м}$, φ_{θ_9}, $\varphi_{\theta_м}$ — относительные давления и температуры пара на выходе из котла и в магистрали.

Влияния экономайзера и воздухоподогревателя учтены в уравнениях (1)—(5). В уравнениях (1)—(12) T_j, α_j, b_j, β_j, a'_j, a_j, A_j, $Б_j$ — коэффициенты.

Величины для исходного стационарного режима имеют индекс "0", на входе и выходе участка — индексы "$i-1$" и "i" соответственно; $\frac{d\varphi_{p_i}}{dt}$ — первая производная по времени.

Для участка *1* использовали уравнения (1)—(5). Для радиационных участков *2*, *4*, *5* — уравнения (6), (7), (12) и (4). Последнее соответствует уравнению теплоты, воспринимаемой циркуляционным контуром, но предварительно следует определить теплоту, воспринимаемую из топки участком. Для участка *4* добавляли уравнения (10) и (11).

Для конвективных участков *3*, *7*, *9* использовали уравнения (6)—(9) и (12). Для участка *7* добавляли уравнения (10) и (11). Участки *6* и *8* расположены непосредственно за топкой, для них используют уравнения (6)—(9) и (12). Причем в уравнении (8) изменяются коэффициенты $A_1 \div A_4$, A_{11}, а в уравнении (9) — коэффициенты $Б_4$, $Б_6$, $Б_7$, $Б_8$.

Коэффициенты в уравнениях (1)—(12) рассчитывали в соответствии с работой [7], исходными данными являются тепловой расчет котла, расчет циркуляции и температуры стенок змеевиков пароперегревателя, конструктивные характеристики, перепад давления по паровому тракту.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Беднаржевский В. С.** Комплекс пакетов прикладных программ для автоматизированного проектирования котлоагрегата на АРМ-М // Тяжелое машиностроение. 1992. № 12. С. 33—35.
2. **Беднаржевский В. С.** Автоматический тепловой расчет котлоагрегата на ЭВМ // Изв. вузов "Энергетика". 1995. № 1, 2. С. 54—57.
3. **Беднаржевский В. С., Оскорбин Н. М.** Основные положения теплового расчета паровых котлов на ЭВМ // Теплоэнергетика. 2002. № 8. С. 10—14.
4. **Беднаржевский В. С., Оскорбин Н. М.** Автоматизированное проектирование энергетических паровых котлов // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2002. № 1, 2. С. 3—9.
5. **Коваленко В. Н., Ревякин Ю. Г., Хухлаев Е. В.** Параметризация машиностроительных чертежей, основанная на поэлементном расчете // Программирование. 1992. № 2. С. 64—77.
6. **Беднаржевский В. С.** Автоматизированное проектирование коллекторов энергетических котлов на ПЭВМ IBM PC // Тяжелое машиностроение. 1994. № 11, 12. С. 13—14, 32.
7. **РТМ 108.031.101—84.** Котлы барабанные: Расчет динамических характеристик. Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 80 с.
8. **Беднаржевский В. С., Оскорбин Н. М.** Динамическая математическая модель парового котла БКЗ 420-140-9 // Изв. Вузов. Проблемы энергетики. 2002. № 3, 4. С. 15—19.

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

УДК 543.87:621.91

А. А. КОЗЛОВ, д-р техн. наук, (ОАО "НПО ИТ", г. Королев Московской обл.),
Н. Г. ДЕМЕНТЬЕВА, канд. техн. наук (МГОУ, г. Москва), О. Ю. СОЛОВЬЕВА (ВолгГТУ, г. Волгоград),
e-mail: dementyeva2@rambler.ru

Оценка интенсивности диффузионного изнашивания контактных поверхностей инструмента при механической обработке металлов

Проведена оценка интенсивности диффузионных потоков компонент быстрорежущего и твердосплавного материалов в обрабатываемый на контактных поверхностях инструмента.

Ключевые слова: трибоокислительные и диффузионные процессы, устойчивость, гетерогенные реакции окисления.

An assessment of the intensity of the diffusion fluxes of the components of fast-cutting and carbide materials into the processed one on the tool's contact surfaces has been given.

Keywords: tribo-oxidative and diffusion processes. steadiness, heterogeneous oxidation reactions.

В работе [1] получена система дифференциальных уравнений, определяющих динамику процессов гетерогенного окисления контактных поверхностей режущего инструмента. Там же методами теории устойчивости получены критерии развития гетерогенных реакций окисления контактных поверхностей инструмента на базе полной системы дифференциальных уравнений, данных в связанной постановке.

Доказано наличие предельного перехода критериев неустойчивости полной системы дифференциальных уравнений при реальных технологических режимах к квазистационарному случаю данной системы. Численное моделирование нелинейных дифференциальных уравнений, определяющих развитие гетерогенного окисления, также подтвердило результаты линейного анализа об устойчивости этих процессов при реальных технологических режимах на контактных поверхностях быстрорежущего и твердосплавного инструментов [1].

Последнее позволяет утверждать, что процессы гетерогенного окисления, иначе говоря, процессы трибоокислительного изнашивания контактных поверхностей быстрорежущего и твердосплавного инструментов при всех реальных технологических режимах механической обработки развиваются устойчиво и стационарно с определенной ограниченной скоростью в отличие от неустойчивого характера развития этих процессов.

В связи с этим значительный интерес представляет проведение сравнительных оценок интенсивности диффузионных потоков инструментального материала в обрабатываемый и трибоокислительных потоков. Это необходимо, чтобы в конечном итоге оценить доминирующую роль того или иного вида изнашивания при механической обработке в зависимости от технологических режимов и прежде всего от скорости резания. С этой целью в данной работе проведена оценка интенсивности диффузионных потоков компонент быстрорежущего и твердосплавного материалов в обрабатываемый на контактных поверхностях инструмента.

Согласно закону Фика [2] диффузионный поток компонент инструментального материала на контактных поверхностях инструмента выражается формулой:

$$\vec{J} = -D\frac{\partial C}{\partial y}\vec{i} + \upsilon C\vec{j}, \qquad (1)$$

где C — концентрация компонент инструментального материала; D — коэффициент диффузии компонент инструментального материала; $\vec{i}$, $\vec{j}$ — единичные векторы вдоль осей y и x (ось y направлена перпендикулярно поверхности инструмента, ось x — параллельно); υ — скорость в контактной зоне на поверхности инструмента.

Скорость в контактной зоне на поверхности инструмента определяется формулой [3]:

$$\upsilon = \upsilon_c\left(\frac{y}{h(x)}\right)^{n(x)}, \qquad (2)$$

где v_c — скорость стружки; $h(x)$ — высота зоны контактных пластических деформаций.

При осреднении по координате x параметры $h(x)$ и $n(x)$ являются константами. В этом случае выражение (1) для диффузионного потока с учетом равенства (2) примет вид:

$$\bar{J} = -D\frac{\partial C}{\partial y}\bar{i} + v_c\left(\frac{J}{h}\right)^n C\bar{j}. \qquad (3)$$

Зависимость (3) не учитывает диффузионные потоки вдоль направления x, так как величина скорости перемещения контактных слоев обрабатываемого материала значительно больше скорости диффузии.

Подставив выражение (3) в уравнение неразрывности $\partial C/\partial t = -\mathrm{d}iv\bar{J}$, получим уравнение диффузии для компонент инструментального материала:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D\frac{\partial^2 C}{\partial y^2} - v_c\left(\frac{y}{h}\right)^n \frac{\partial C}{\partial x}. \qquad (4)$$

При установившемся процессе резания уравнение (4) будет стационарным:

$$D\frac{\partial^2 C}{\partial y^2} = v_c\left(\frac{y}{h}\right)^n \frac{\partial C}{\partial x}. \qquad (5)$$

Граничные условия запишем в виде:

$$C(0, y) = 0; \quad C(x, \infty) = 0; \quad C(x, 0) = C_0. \qquad (6)$$

где C_0 — концентрация диффузионного элемента на границе раздела.

Количество вещества, продиффундировавшего в контактные объемы обрабатываемого материала за время τ резания, для стационарного процесса будет:

$$M = -D\int_0^{C_4} \left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0} \tau \mathrm{d}s, \qquad (7)$$

где M — количество продиффундировавшего вещества; $\mathrm{d}s$ — элемент площади. Для нашего случая $\mathrm{d}s = b\mathrm{d}x$ (где b — ширина среза) соотношение (7) примет вид:

$$M = -Db\tau\int_0^{C_4} \left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0} \mathrm{d}x. \qquad (8)$$

В процессе резания при образовании "лунки" на передней поверхности инструмента изнашивается некоторое количество инструментального материала, масса которого M^*. Массу вещества износа по задней поверхности инструмента обозначим $M_з^*$. Значения M и $M_з^*$ могут быть определены экспериментально для каждого конкретного случая резания. Из предположения о диффузионной природе износа следует, что количество продиффундировавшего вещества

$$M = M^*K \text{ или } M = M_з^*K, \qquad (9)$$

где K — доля содержания вещества в инструментальном материале. С учетом выражений (8) и (9) получим выражение для коэффициентов диффузии компонент инструментального материала по передней и задней контактным поверхностям инструмента соответственно:

$$D = \frac{KM^*}{-b\tau\int_0^{C_4}\left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0}\mathrm{d}x}; \quad D = \frac{KM_з^*}{-b\tau\int_0^{C_4}\left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0}\mathrm{d}x}. \qquad (10)$$

Для оценки коэффициента диффузии необходимо знать градиент концентрации $\partial C/\partial y$. При $y = 0$. Для этого необходимо решить уравнение (4) с граничными условиями (5). Решение уравнения (4) было найдено А. А. Козловым [2] операционным методом при помощи преобразования Лапласа:

$$C(x, y) = C_0\frac{\Gamma(\nu, X)}{\Gamma(\nu)}, \qquad (11)$$

где $\Gamma(\nu, X)$ — неполная гамма-функция; $\Gamma(\nu)$ — полная гамма-функция [4]:

$$\Gamma(\nu, X) = \int y^{-1}\mathrm{e}^{\nu-1}\mathrm{d}t; \quad X = v_c\nu^2 h^{2\nu-1/\nu}y^{1/\nu}(Dx)^{-1},$$
$$\nu = 1/(n+2).$$

Из соотношения (11) следует [3]

$$\left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0} = -v_c^\nu \nu^{2\nu}h^{2\nu-1}\frac{C_0}{D^\nu x^\nu \Gamma(\nu+1)}. \qquad (12)$$

Коэффициенты диффузии компонент инструментального материала по передней и задней поверхностям [2] будут соответственно:

$$D = \left[\frac{KM^*C_4^{\nu-1}(1-\nu)\Gamma(\nu+1)}{C_0 b\tau v_c^{2\nu}h^{2\nu-1}}\right]^{\frac{1}{1-\nu}};$$

$$D = \left[\frac{KM_з^*h_0^{\nu-1}(1-\nu)\Gamma(\nu+1)}{C_0 b\tau v_р^{2\nu}h^{2\nu-1}}\right]^{\frac{1}{1-\nu}}, \qquad (13)$$

где τ — время резания; h — толщина контактной зоны; h_0 — величина фаски износа по главной задней грани; $v_р$ — скорость резания.

Величину M^* можно определить из соотношения [5]:

$$M^* = \frac{\rho b}{2}\left[\left(\frac{l}{2} + \frac{C_4^2}{8l}\right)^2 \alpha_1 - \left(\frac{C_4^2}{8l} - \frac{l}{2}\right)C_4\right],$$

где ρ — плотность инструментального материала; l — глубина лунки; C_4 — длина лунки; $\alpha_1 = 2\arcsin\frac{4C_4 l}{4l^2 + C_4^2}$ [5].

Величину M_3^* по главной задней грани можно определить из соотношения [5]:

$$M_3^* = \frac{\mathrm{tg}\alpha h_0^2}{2(1 - \mathrm{tg}\gamma\mathrm{tg}\alpha)} b\rho,$$

где α и γ — соответственно задний и передний углы инструмента.

Параметры l и C_4 определяли по профилограмме передней поверхности инструмента после конкретного периода резания. Профилограммы записывали на приборе К-201 [2].

Расчеты проводили для двух случаев: при $n = 0$ и $n = 1$. В первом случае принималось, что граничные слои обрабатываемого материала на участке "упругого" контакта движутся со скоростью v_c, т. е. без торможения в контактной зоне, что соответствует теории Т. Н. Лоладзе [5]. Во втором случае скорость в контактной зоне по координате y изменяется по линейному закону, т. е. с учетом торможения.

Диффузионные потоки ($J|_{y=0}$) на границе раздела определяли из соотношений (12) и (13), при этом градиент концентрации осредняли по координате x в виде:

$$\left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0} = -v_c^{\nu}\nu^{2\nu}h^{2\nu-1}\frac{C_0 C_4^{-\nu}}{(1-\nu)D^{\nu}\Gamma(\nu+1)},$$

$$J|_{y=0} = -D\left.\frac{\partial C}{\partial y}\right|_{y=0}.$$

Концентрацию C_0 диффундирующего элемента Fe на границе раздела по передней поверхности инструмента определяли из соотношения: $C_0 \approx \frac{m_{\mathrm{Fe}}}{m_{\mathrm{Ti}}}\rho_{\mathrm{Ti}}C_{0A}$, где m_{Fe} и m_{Ti} — атомные веса железа и титана; ρ_{Ti} — плотность титана; C_{0A} — предельная атомная концентрация растворения Fe в Ti определялась из диаграммы состояния Fe—Ti [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Козлов А. А., Дементьева Н. Г.** Об устойчивости гетерогенных реакций окисления на контактных поверхностях быстрорежущего инструмента при механической обработке металлов // Вестник машиностроения. 2005. № 4. С. 56—61.
2. **Козлов А. А.** Исследование контактных упругопластических деформаций при резании металлов: Дис. ... канд. техн. наук. Тбилиси, 1979. 123 с.
3. **Талантов Н. В.** Исследование контактных процессов, тепловых явлений и износ инструмента: Дис. ... д-ра техн. наук. Казань: 1970. 455 с.
4. **Справочник** по специальным функциям // Под ред. М. Абрамовица и И. Стиган. М.: Наука, 1979. 830 с.
5. **Лоладзе Т. Н.** Износ режущего инструмента. М.: Машгиз, 1958. 355 с.
6. **Эллиот Р. П.** Структуры двойных сплавов. Т. 1. М.: Металлургия, 1970. 455 с.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 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 г., 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.

Предоставляя 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 со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований 4 месяца (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.81.001.24

А. С. ИВАНОВ, д-р. техн. наук., проф. С. В. МУРКИН, М. М. ЕРМОЛАЕВ, М. Н. БОБЛАК, В. В. САМСОНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: svmurkin@mail.ru

Исследование и расчет резьбового соединения мотор-редуктора с рамой

Проведено теоретико-экспериментальное исследование влияния силы затяжки винтов на распределение сил в винтах резьбового соединения "мотор-редуктор—рама" и разработана методика расчета соединения. Сопоставлены диаметры таких винтов, устанавливаемых в соединениях зарубежных мотор-редукторов с рамой, с рассчитанными по данной методике.

Ключевые слова: мотор-редукторы, резьбовые соединения, класс прочности винтов, коэффициент контактной податливости.

A theoretical and experimental study of influence of the screws tightening on the distribution of forces in the screw-threaded connection "motor-reducer — frame" has been carried out, and calculation technique of the connection has been elaborated. A comparison of diameters of such screws, being installed in the connections of foreign motor-reducers with the frame, with those, calculated by this technique, has been performed.

Keywords: motor-reducers, threaded connections, strength class of the screws, the coefficient of contact pliability.

В настоящее время диаметр винтов d, мм, стягивающих мотор-редукторы или редукторы с рамой (обычно в соединении используют четыре винта), рекомендуют [1—3] назначать по эмпирической формуле $d = 1{,}56T^{0{,}33}$, где T — крутящий момент, Н · м, на выходном валу редуктора. При этом предполагается, что класс прочности винта составляет не менее 6.6. Таким расчетом не учитывается расстояние между винтами. Эта методика не предполагает расчета необходимой силы затяжки винта и внешних сил, нагружающих винты.

Нами на модели резьбового соединения "мотор-редуктор — рама" проведено экспериментальное исследование влияния силы затяжки винтов на распределение сил в винтах, возникающих от внешних нагрузок при повторных нагружениях соединения. Модель представляла собой два стальных кронштейна (рис. 1, *а*) с длиной контактной поверхности $l = 110$ мм. шириной $b = 85$ мм и толщиной основания 20 мм, стянутых четырьмя винтами М16 силой $F_{зат}$ затяжки и нагруженных на плече $a = 100$ мм внешней силой F. Два винта *1* и два винта *2* находились на расстояниях $x = 37$ мм от нейтральной оси стыка. Сила $F_{зат} = 5$ и 7,5 кН обеспечивалась затягиванием гайки динамометрическим ключом. Нагружали модель внешней силой $F = 5$ кН, которую контролировали динамометрическим устройством. На винты *1* и *2* были наклеены тензорезисторы, позволявшие измерять приходящиеся на них внешние силы $F_{в1}$ и $F_{в2}$. Контактные поверхности были обработаны фрезерованием. При этом средняя арифметическая высота микронеровностей Ra составила 1 мкм.

Попарную тарировку (градуировку) винтов производили на той же модели (рис. 1, *б*), установив между кронштейнами шарнир и используя для вычисления силы, нагружающей два винта, правило рычага, у которого длина плеч составляла a_1 и x_1.

Результаты экспериментального исследования нанесены на рис. 1, *в* в координатах: внешняя сила F — суммарные силы $F_{зат} + F_{в1}$ (кружки) в винтах *1* и $F_{зат} + F_{в2}$ (крестики) в винтах *2*. При силе затяжки 7,5 кН получено $F_{в1} = 1{,}28$ кН, при 5 кН — $F_{в1} = 1{,}92$ кН, причем силы $F_{в1}$ и $F_{в2}$ — это полусуммы сил соответственно в винтах *1* и *2*, расположенных слева и справа от продольной оси соединения. Из анализа экспериментальных данных

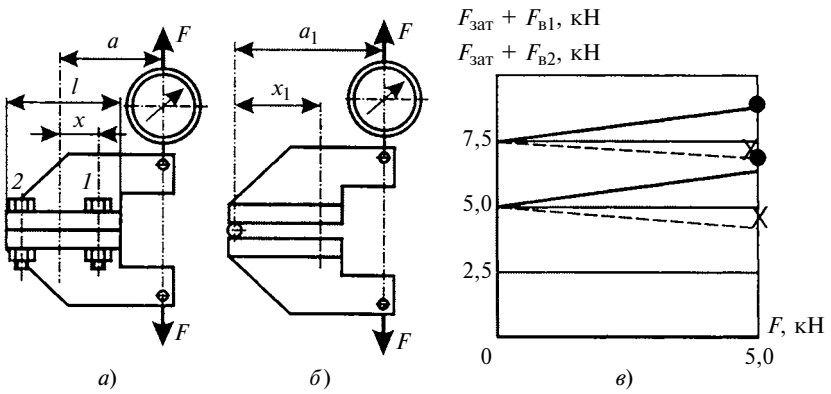


Рис. 1. Модель (*а*) резьбового соединения "мотор-редуктор — рама"; устройство (*б*) для градуировки винтов; результаты (*в*) испытаний (точки) и расчета (линии): винты *1* — кружки и сплошные линии; винты *2* — крестики и штриховые

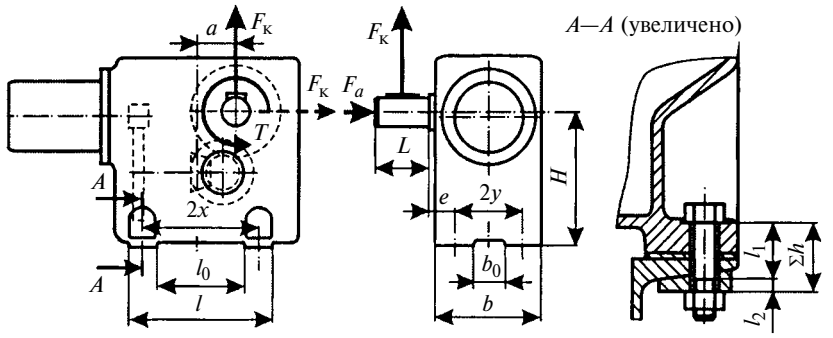


Рис. 2. Резьбовое соединение цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора с рамой

следует, что с увеличением силы затяжки внешняя нагрузка, приходящаяся на винт, уменьшается (в нашем случае уменьшение составило 33 %), что можно объяснить повышением жесткости контактного слоя стягиваемых поверхностей с увеличением давления. Так как внешняя нагрузка, приходящаяся на винт, определяет сопротивление усталости винта, то это позволяет заключить, что в соединении целесообразно использовать винты высоких классов прочности, допускающие большие силы затяжки. Сделанный вывод обосновывает применение винтов классов прочности 8.8 и 10.9 в соединении "мотор-редуктор—рама" зарубежных редукторов.

Ранее была разработана [4] методика расчета резьбовых соединений, подтвержденная [5] результатами испытаний, которая применительно к резьбовому соединению "мотор-редуктор—рама" заключается в следующем.

Рассматривается резьбовое соединение (рис. 2) с номинальной площадью A стыка, стянутое четырьмя винтами ($z = 4$). Предполагается, что суммарная толщина Σh лап редуктора и рамы достаточна ($\geqslant 2d$) для обеспечения отсутствия значимых изгибных деформаций лап и рамы. Винты имеют наружный диаметр d, внутренний диаметр $d_3 = d - 1{,}227P$ (P — шаг резьбы), длину гладкой части $l_1 = l_v - l_в$ и длину нарезанной нагруженной части $l_2 = \Sigma h - l_1$, где l_v и $l_в$ — длины винта и его нарезанной части. Модули упругости материала винтов — $E_в$, стягиваемых деталей — E. Стягиваемые поверхности имеют параметр шероховатости Ra не ниже 1,25 мкм. Винты затягивают до напряжения в них $\sigma_{зат\ в} = 0{,}6 \div 0{,}7\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала винта. Сила затяжки каждого винта

$$F_{зат} = \sigma_{зат\ в}\pi d_3^2/4. \qquad (1)$$

После затяжки винтов соединение нагружают, прикладывая к выходному валу крутящий момент T, консольную $F_к$ и осевую F_a силы. Причем сила $F_к$ может быть направлена как горизонтально, так и вертикально.

Выполнение условия несдвигаемости проверяют в предположении горизонтального направления силы $F_к$. Условие считается выполненным, если сила затяжки $F_{зат1}$ винта, вычисленная из условия обеспечения несдвигаемости, будет меньше $F_{зат}$:

$$F_{зат1} \approx F_{t1}/f, \qquad (2)$$

где $F_{t1} = Tr_1/[\Sigma(z_i r_i^2)]$ — сдвигающая нагрузка, приходящаяся на винт, удаленный от центра масс стыка на расстояние r_1; $f = 0{,}2$ — коэффициент трения в контакте стягиваемых поверхностей; $T = (0{,}5L + e + y)F_к + aF_a$ — крутящий момент относительно центра масс стыка, создаваемый силами $F_к$ и F_a: z_i — число винтов, удаленных от центра масс стыка на расстояние r_i.

Прочность винтов проверяют при нагружении резьбового соединения отрывающей силой $F_к$ и опрокидывающими моментами $M_x = (0{,}5L + e + y)F_к + HF_a$ и $M_y = T + aF_к$. В этом случае доля внешней растягивающей нагрузки, приходящаяся на винты, составит

$$\chi_F = \frac{\lambda_к + \lambda_д}{\lambda_к + \lambda_д + \lambda_в/z}, \qquad (3)$$

доли внешней изгибающей нагрузки относительно осей x и y, приходящиеся на винты, будут равны:

$$\chi_{Mx} = (\lambda_к + \lambda_д)\Big/\left[\lambda_к + \lambda_д + \frac{\lambda_в I_x}{A\Sigma(zy^2)}\right]; \qquad (4)$$

$$\chi_{My} = (\lambda_к + \lambda_д)\Big/\left[\lambda_к + \lambda_д + \frac{\lambda_в I_y}{A\Sigma(zx^2)}\right], \qquad (5)$$

где $\lambda_к = k\varepsilon/A$, $\lambda_д = \Sigma h/(EA)$ и $\lambda_в = [(0{,}5d + l_1/(\pi d^2) + (0{,}5d + l_2)/(\pi d_3^2)]4/E_в$ — податливости контактного слоя, деталей и винта, мм/Н, т. е. изменение их размера под единичной нагрузкой;

$$k = 0{,}5Rac_0/(Ep)^{0,5} \qquad (6)$$

— коэффициент контактной податливости, мм^3/Н (c_0 — коэффициент, который при повторных нагружениях ≈ 500; $p = zF_{зат}/A$ — давление по контактной поверхности, создаваемое силой затяжки винтов, МПа); ε — коэффициент влияния масштаба: при $l = 50$ мм $\varepsilon = 1$; при $l < 50$ мм $\varepsilon = l/50$; при $l > 50$ мм, если $3a_0^{1/3} < a_0$, то $\varepsilon = 3a_0^{1/3}$, и, если $3a_0^{1/3} > a_0$, то $\varepsilon = 0{,}5a_0 + (1 - a_0^2/12)^{1/2}$ (здесь $a_0 = (\Delta - W\max)/\delta_{p0}$; Δ — допуск плоско-

стности [6] для поверхности контакта, мм; Wmax — высота волны [7] шероховатой поверхности, мм; $\delta_{p0} = Rac_0(p/E)^{0,5}$ — сближение в контактном слое, мм, наибольший размер $l_0 = 50$ мм которого выбран за эталон); I_x и I_y — моменты инерции опорной поверхности относительно ее нейтральных осей x и y.

Параметры χ_F, χ_{Mx} и χ_{My} будем называть коэффициентами основных растягивающей и изгибающей нагрузок.

Внешняя нагрузка на винт

$$F_{вFM} = \chi_F F_к/z + \chi_{My} M_y \frac{x}{\Sigma(zx^2)} \quad \chi_{Mx} M_x \frac{y}{\Sigma(zy^2)}. \quad (7)$$

Суммарная сила F_Σ, нагружающая винт,

$$F_\Sigma = F_{зат} + F_{вFM}. \quad (8)$$

Расчетная нагрузка на винт

$$F_р = 1,3F_{зат} + F_{вFM}, \quad (9)$$

где коэффициент 1,3 учитывает возникновение касательных напряжений в стержне винта при завинчивании его гаечным ключом.

Прочность винтов в опасном сечении проверяют:

по напряжению [8]

$$\sigma_р = 4F_р/(\pi d_3^2) \quad (10)$$

определяемому расчетной нагрузкой и действующему только в первые моменты работы привода (считается, что со временем касательные напряжения в стержне винта исчезают);

по максимальному напряжению, возникающему на протяжении всего срока службы привода,

$$\sigma_{max} = 4F_\Sigma/(\pi d_3^2); \quad (11)$$

по амплитудным напряжениям σ_a [8—10]. Амплитудное напряжение в винте вычисляют в предположении, что мотор-редуктор подвергается переменному режиму нагружения. При этом момент T и силы $F_к$ и F_a меняются от нуля до максимальных значений. Поэтому

$$\sigma_a = 0,5F_{вFM}/(\pi d_3^2/4). \quad (12)$$

Коэффициенты запаса, соответствующие этим напряжениям, должны удовлетворять условиям:

$$S_р = \sigma_т/\sigma_р \geqslant 1; \quad (13)$$

$$S_{max} = \sigma_т/\sigma_{max} \geqslant 1,2 \div 2,5; \quad (14)$$

$$S_a = \sigma_{aп}/\sigma_a \geqslant 2, \quad (15)$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала; $\sigma_{aп}$ — предельная амплитуда цикла (меньшие из указанных значений коэффициентов запаса принимают при наличии контроля момента завинчивания динамометрическим ключом).

Предельная амплитуда $\sigma_{aп}$ цикла зависит от класса прочности винта, способов изготовления резьбы, термообработки и по данным работ [8—10] составляет, МПа: для винтов класса прочности 8.8 с резьбой нарезной — 45(55), накатанной — 55(65); для винтов класса прочности 10.9 с резьбой нарезной — 65÷80 (75÷110), накатанной — 75÷95 (85÷110). В скобках указаны значения $\sigma_{aп}$ для винтов, термообработанных до изготовления резьбы.

Если условия прочности винта выполнены, диаметр винта считается выбранным.

После выбора диаметра винта вычисляют момент завинчивания

$$T_{зав} = F_{зат}[\mathrm{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2], \quad (16)$$

где d_2 — средний диаметр резьбы; $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos 30°)$ — приведенный угол трения; $\psi = \mathrm{arctg}[P/(\pi d_2)]$ — угол наклона винтовой линии резьбы по ее среднему диаметру; $f_р$, $f_т$ — коэффициенты трения в резьбе и по торцу (обычно, если смазочный материал отсутствует, то принимают $f_р = f_т = 0,2$, а если поверхности резьбы и торца смазаны, то $f_р = f_т = 0,1$); $d_т$ — средний диаметр торца гайки.

Момент завинчивания следует указывать в технических требованиях сборочного чертежа привода, выполнение этого указания следует контролировать при сборке привода.

По формулам (1)—(8) был проведен расчет сил в модели резьбового соединения. Результаты расчета нанесены на рис. 1, *в* сплошными линиями для винтов *1* и штриховыми для винтов *2*. Из сопоставления экспериментальных и расчетных данных видно, что они близки друг другу.

Пример. Рассчитать резьбовое соединение цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора Bockwoldt (Германия) исполнений CB 2K 112 и CB 2K 212 (рис. 3) с рамой [11]. Исходные данные приведены в строках 1÷30 таблицы, а результаты расчета — в строках 31÷34. Принято, что материал корпуса редуктора — чугун, материал рамы — сталь. Поверхности резьбы и торца гайки не смазаны.

При расчете по эмпирической зависимости $d = 1,56T^{0,33}$, рекомендуемой в работах [1—3], для мотор-редуктора CB 2K 112-71N/4D диаметр винта необходимо было бы принять равным 12 мм, а для мотор-редуктора CB 2K 212-100L/4D — 22 мм. При расчете по предлагаемой методике оказались достаточными диаметры винта 10 мм для мотор-редуктора CB 2K 112-71N/4D и 16 мм для мотор-редуктора CB

Рис. 3. Цилиндро-коническо-цилиндрический мотор-редуктор Bockwoldt CB 2K 212

Номер п/п	Параметр	Мотор-редуктор		Номер п/п	Параметр	Мотор-редуктор	
		СВ 2К 112-71N/4D	СВ 2К 212-100L/4D			СВ 2К 112-71N/4D	СВ 2К 212-100L/4D
1	Мощность, кВ	0,37	2,2	18	Wmax, мкм	9	9
2	Передаточное число	127,1	201,7	19	E, МПа	$1{,}476 \cdot 10^5$	
3	T, Н · м	451,5	2760	20	Класс прочности винта; $E_в$, МПа	10.9; $2{,}1 \cdot 10^5$	
4	$F_к$, кН	7*	30**	21	$\sigma_т$, МПа	940	
5	F_a, кН	2,33***	10***	22	Способ изготовления резьбы	Нарезание	
6	l, мм	156	230	23	Термообработка проводится	После изготовления резьбы	
7	l_0, мм	104	130	24	$\sigma_{ап}$, МПа	65	
8	b, мм	146	230	25	d, мм	10	16
9	b_0, мм	94	130	26	P, мм	1,5	2
10	H, мм	112	212	27	Σh, мм	36	64
11	L, мм	40	70	28	l_v, мм	50	80
12	e, мм	20	35	29	l_1, мм	24	42
13	a, мм	30	35	30	$\sigma_{зат\ в}$	$0{,}6\sigma_т$	$0{,}7\sigma_т$
14	x, мм	65	90	31	$S_р$	1,23	1,06
15	y, мм	60	90	32	S_{max}	1,58	1,36
16	Ra, мкм	1,25		33	S_a	4,24	4,04
17	Δ, мкм	12	12	34	$T_{зап}$, Н · м	74	378

Примечание. По ГОСТ Р 50891—96: индекс "*" — $F_к$ = 5,31 кН; "**" — $F_к$ = 13,13 кН; "***" — F_a = 0 кН.

2К 212-100L/4D, несмотря на то, что силы $F_к$ и F_a были взяты существенно бóльшими по сравнению с рекомендацией российского ГОСТа.

Отметим, что выбор бóльших сил затяжки обусловлен здесь не только стремлением повысить сопротивление усталости винтов, но и необходимостью выполнения условия несдвигаемости соединения.

Из анализа результатов расчетов следует, что если проводить расчеты не по эмпирической формуле, принятой в России, а по предлагаемым формулам (1)÷(16), использовать высокопрочные винты, обеспечивать среднюю арифметическую высоту микронеровностей контактирующих поверхностей стягиваемых деталей не выше 1,25 мкм, создавать напряжения затяжки в винте 0,6÷0,7 от предела текучести его материала, пользуясь динамометрическим ключом для обеспечения необходимого момента завинчивания, то можно существенно уменьшить требуемый диаметр винта. В свою очередь это даст возможность уменьшить размеры мотор-редуктора и его массу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проектирование** механических передач: учебно-справочное пособие для втузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.

2. **Редукторы** и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник / Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галиченко и др. М.: Машиностроение, 1984. 247 с.

3. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие. М.: Академия, 2004. 496 с.

4. **Иванов А. С., Байков Б. А., Попов Б. А.** Проверочный расчет резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом, с учетом контактной податливости стыков // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 33—37.

5. **Иванов А. С.** Экспериментальное исследование влияния контактной податливости стыка на работу резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 31—36.

6. **Палей М. А., Романов А. Б., Брагинский В. А.** Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. СПб.: Политехника, 2009.

7. **Трение,** изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1. 400 с.

8. **Детали** машин: Учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др. Под ред. О. А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 520 с.

9. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

10. **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.

11. **Kegelradgetriebemotoren** 2K // Katalog7. URL:http://www.bockwoldt.de/downloads/produkte/Kegelradgetriebe/katalog_7_kegelradgetriebe 2k.pdf (дата обращения: 06.07.2010).

УДК 625.144.6:621.924

Д. Г. ЕВСЕЕВ, д-р техн. наук, А. А. СКОРОХОД (МГУПС МИИТ),
e-mail: Skorohod_A13@mail.ru

Технологические особенности обработки рельсов торцом шлифовального круга

Рассмотрена неравномерность режущей способности рабочей поверхности инструмента при плоском шлифовании торцом круга. Предложен путь повышения производительности без изменения состава абразива и модернизации оборудования.

Ключевые слова: шлифование, торец шлифовального круга, рельс, режущая способность.

The unevenness of cutting ability of the tool's working surface at flat grinding by the end face of the grinding wheel is considered. A way to increase the productivity without change the composition of abrasive and modernization of the equipment has been proposed.

Keywords: grinding, grinding wheel end face, rail, the cutting capacity.

При сравнении шлифований торцом и периферией шлифовального круга очевидна существенная разница в движении абразивных зерен, расположенных на рабочей поверхности инструмента, которая заключается в следующем. При шлифовании торцом круга скорости линейных перемещений отдельных абразивных зерен (АЗ) разные (рис. 1, *а*), при обработке периферией их значения одинаковые (рис. 1, *б*).

Чем дальше АЗ от оси x вращения инструмента, тем больше скорость v движения: $v = \dfrac{2\pi x n}{60 \cdot 1000}$, где n — частота вращения инструмента; x — расстояние единичного АЗ от оси вращения инструмента, $d \leqslant 2x \leqslant D$; D и d — диаметры наружной и внутренней поверхностей инструмента.

При этом значение скорости единичного абразивного зерна, расположенного на рабочей поверхности инструмента, при шлифовании торцом круга находится в диапазоне $v_d \leqslant v \leqslant v_D$, где v_d и v_D — скорости перемещений зерен, расположенных соответственно на внутреннем и внешнем диаметрах инструмента.

Резание — удаление материала с поверхности заготовки. При шлифовании это осуществляется зернами, расположенными на рабочей поверхности инструмента, однако не все зерна удаляют или диспергируют металл [1]. По результату воздействия на заготовку их можно разделить на следующие группы: не оказывающие воздействия на металл; вызывающие упругую деформацию в металле; вызывающие пластическую деформацию; диспергирующие металл.

За критическое значение глубины внедрения АЗ принимаем значение, при котором меняется характер воздействия АЗ на металл. Введем обозначения: $a_{z\text{кр}1}$ — пороговая глубина внедрения отдельного АЗ, при которой начинается пластическая деформация металла; $a_{z\text{кр}2}$ — пороговая глубина внедрения отдельного АЗ, при которой начинается диспергирование металла. При этом глубина a_z внедрения в металл для разных групп АЗ будет различной (таблица). Для удобства соотнесем показатель a_z с радиусом ρ скругления вершины зерна, используя для этого безразмерную величину a_z/ρ.

В. К. Старков [2] исследовал зависимость безразмерного комплекса $a_{z\text{кр}2}/\rho$ для АЗ с фиксиро-

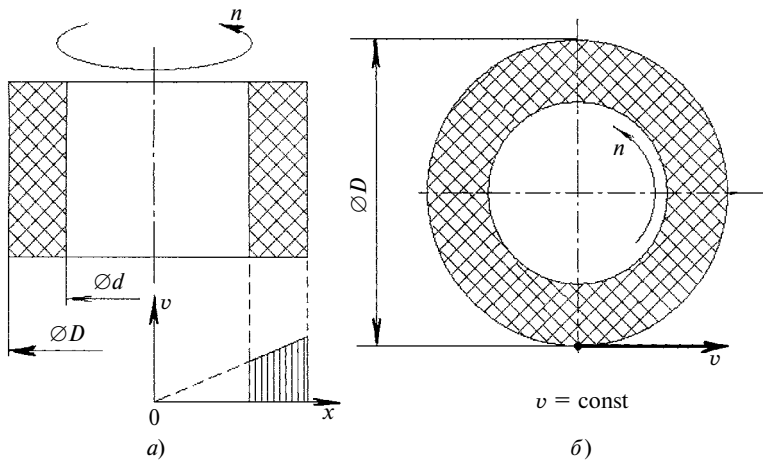


Рис. 1. Движение инструмента при шлифовании торцом круга (*а*) и периферией (*б*)

Группа АЗ	Относительная глубина внедрения
Не оказывающие воздействия	$a_z = 0$
Вызывающие упругую деформацию	$0 \leqslant a_z < a_{z\text{кр}1}$
Вызывающие пластическую деформацию	$a_{z\text{кр}1} \leqslant a_z < a_{z\text{кр}2}$
Диспергирующие металл	$a_{z\text{кр}2} \leqslant a_z$

ванной геометрией при изменении скорости v линейного перемещения. Данное исследование проводилось для единичных АЗ и может быть применено к различным схемам абразивной обработки. Было установлено, что с увеличением v значение $a_{z\text{кр}2}/\rho$ уменьшается (рис. 2).

Таким образом, с увеличением v глубина внедрения АЗ, при которой начинается диспергирование металла, снижается. При этом можно утверждать, что АЗ, движущееся в металле с большей скоростью, обладает большей режущей способностью, так как

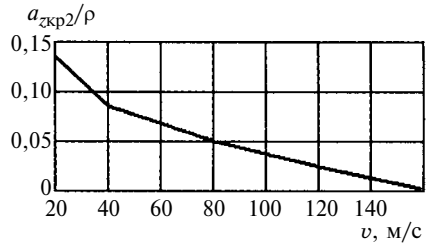


Рис. 2. Изменение комплекса $a_{z\text{кр}2}/\rho$ с ростом скорости v АЗ [2]

удаляет металл при меньшей глубине внедрения, чем зерно с меньшей скоростью линейного перемещения. Принимая во внимание колебание значений v в указанных выше пределах, можно сделать вывод, что режущая способность отдельных участков рабочей поверхности инструмента различна — ближе к внутренней поверхности инструмента режущая способность меньше, а на периферии она максимальная.

При обработке фасонных поверхностей торцом шлифовального круга, например рельсов в пути с помощью поезда РШП-48 [3], обрабатываемая поверхность не является плоской. В первом приближении ее можно представить как часть цилиндрической поверхности с радиусом R, соответствующим радиусу кривизны поперечного профиля рельса (рис. 3, *а*). При шлифовании на поверхности рельса образуется лыска, которая представляет собой плоскость (рис. 3, *б*). Удаление металла происходит постепенно и через некоторое время инструмент принимает форму усеченного конуса (рис. 4) (глубина удаленного материала утрирована для наглядности). Ось вращения шлифовального круга перпендикулярна обрабатываемой поверхности. Шлифовальный круг активно взаимодействует с металлом на участке *А*. На участке *Б* взаимодействие незначительно и им можно пренебречь. Следовательно, весь припуск удаляется на участке *А*, в результате чего рабочая поверхность круга приобретает форму усеченного конуса с уклоном $K = 2t/(D - d)$, где t — высота удаляемого слоя металла.

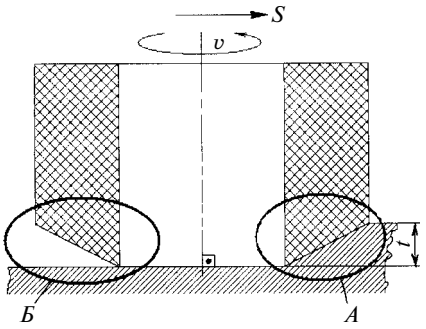


Рис. 4. Схема шлифования

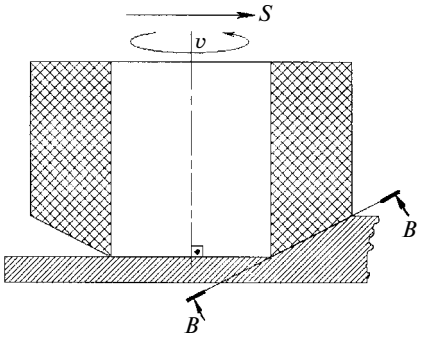


Рис. 5. Положение секущей плоскости

Таким образом, активно взаимодействующий участок представляет собой сегмент усеченного конуса, ограниченного цилиндром радиуса R. Однако из-за малых размеров лыски (b) относительно радиуса R участок активного взаимодействия можно считать плоским. Это поверхность, каждая точка которой принадлежит одновременно сечению цилиндра плоскостью под некоторым углом (рис. 5) и рабочей поверхности инструмента, расположенной на участке *А*.

Сечение цилиндра произвольно ориентированной плоскостью представляет собой эллипс. Форма участка активного взаимодействия инструмента и обрабатываемого объекта приведена на рис. 6 (точками показаны отдельные абразивные зерна). По мере удале-

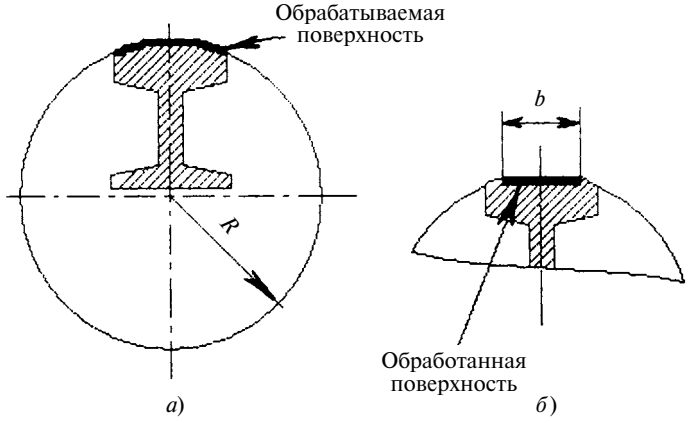


Рис. 3. Обрабатываемый участок рельса — цилиндрическая поверхность (*а*), обработанный участок (лыска шириной *b*) — плоскость (*б*)

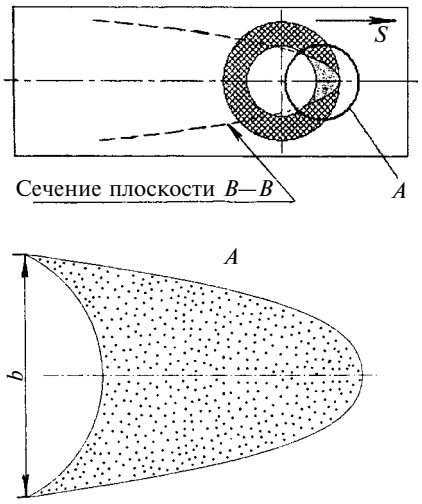


Рис. 6. Приближенная форма плоскости взаимодействия

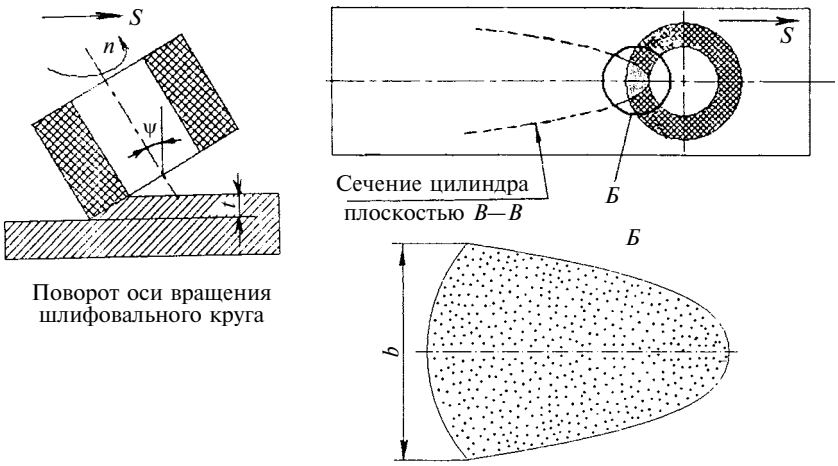


Рис. 7. Схема шлифования (*а*) и форма плоскости взаимодействия (*б*)

ния слоя металла толщиной t длина трохоид единичных АЗ, имеющих меньшую скорость, а следовательно, и меньшую режущую способность, увеличивается. Трохоиду с наибольшей длиной имеют зерна, находящиеся у внутреннего диаметра d: $l_{m\max} = d\arcsin(b/d)$.

Рассмотрим случай, когда ось вращения шлифовального круга отклонена от нормали к обработанной поверхности на угол ψ в сторону, обратную направлению подачи (рис. 7). Замыкание кинематической цепи будет происходить только по участку *Б*. По мере удаления припуска длина трохоид зерен, имеющих бóльшую скорость, следовательно, и бóльшую режущую способность, увеличивается и достигает максимального значения у наружного диаметра D: $l_{m\max} = D\arcsin(b/D)$.

Анализ рис. 6 и 7 показал, что число зерен с большой режущей способностью, находящихся в контакте с обрабатываемым объектом, в определенный момент времени значительно увеличивается при концентрации взаимодействия на участке *Б*. Следовательно, отклонение оси круга на угол ψ в сторону, обратную направлению подачи, при шлифовании торцом круга приведет к росту режущей способности инструмента.

Таким образом, режущая способность абразива распределена на участке обрабатываемой детали и шлифовального круга при шлифовании торцом неравномерно, что ухудшает процесс обработки в продольном направлении цилиндрических поверхностей при ориентации оси шлифовального круга перпендикулярно подаче, которое проявляется в концентрации взаимодействия абразива с объектом обработки на определенном участке. Это приводит к уменьшению числа взаимодействующих АЗ с большой режущей способностью, продолжительности их взаимодействия. Поэтому предлагается осуществлять обработку, располагая шлифовальный круг под углом к обрабатываемой поверхности, что существенно повышает производительность обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Маслов Е. Н.** Основы теории шлифования металлов. М.: Машгиз, 1951. 176 с.

2. **Старков В. К.** Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 2007. 688 с.

3. **Евсеев Д. Г., Скороход А. А.** Повышение эффективности шлифования рельсов // Вестник СГТУ. 2009. № 3 (41). С. 81—84

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи опубликованы на 3-й полосе обложки журнала "Вестник машиностроения" № 2 за 2010 г.

УДК 621.785

П. А. ТОПОЛЯНСКИЙ, канд. техн. наук, А. П. ТОПОЛЯНСКИЙ,
Н. А. СОСНИН, д-р техн. наук, С. А. ЕРМАКОВ, канд. техн. наук
(Санкт-Петербургский ГПУ), e-mail: topoljansky@mail.ru

Формирование нанопокрытия на деталях трубопроводной арматуры путем финишного плазменного упрочнения

Установлено влияние шага параллельных полос на параметры упрочняющего нанопокрытия на примере финишного плазменного упрочнения деталей трубопроводной арматуры.

Ключевые слова: плазменная технология, нанопокрытие, толщина покрытия.

An influence of the step of parallel strips on the parameters of reinforcing nano-coating has been ascertained by the example of the finish plasma hardening of parts of pipeline valves.

Keywords: plasma technology, nano-coating, the coating thickness.

Одним из самых распространенных видов технологического оборудования, применяемого практически во всех отраслях промышленности, является запорно-регулирующая арматура. Поэтому повышение ее надежности и конкурентоспособности является актуальной задачей.

Новым направлением повышения качества и долговечности деталей трубопроводной арматуры является применение современных нанотехнологий, обеспечивающих нанесение упрочняющих нанопокрытий. ОАО "Благовещенский арматурный завод" выпускает запорные задвижки DN 300, изготовляемые из сталей 14Х17Н2 и 20Х13 с вакуумным ионно-плазменным нанопокрытием из нитрида титана [1]. Новая технология финишного плазменного упрочнения (ФПУ) [2] обеспечивает нанесение износостойкого нанопокрытия на основе Si—O—C—N с использованием малогабаритной и мобильной аппаратуры на базе специальных электродуговых плазмотронов. Технология ФПУ не требует разряжения, может проводиться как в автоматическом, так и в ручном режимах, отличается минимальным расходом жидких средств упрочнения (≈0,5 л в год) и низким энергопотреблением (до 5 кВА). На рис. 1 (см. обложку) показано нанесение покрытия методом ФПУ на клин шиберной задвижки. Уплотняющие поверхности запорно-регулирующей арматуры деталей типа седло, диск, кольцо имеют типичную форму рабочих поверхностей шириной 5÷50 мм.

Толщина износостойких нанопокрытий, наносимых методом ФПУ, при скоростях перемещения плазменной струи 10÷100 мм/с составляет соответственно от 30 до 3 нм. Толщина покрытия, наносимого за один проход плазмотрона, в поперечном сечении распределяется неравномерно. На рис. 2 (см. обложку) показаны распределения толщин покрытий в поперечном сечении при скорости перемещения плазменной струи 10 мм/с и $b = 0$ для разного числа N полных проходов плазмотрона. Расчетную ширину полосы наносимого покрытия можно принять равной 8 мм. При этом на границах толщина покрытия будет не менее 72 % от максимальной толщины.

При нанесении полосы шириной от 10 мм и более решается задача оптимизации процесса с учетом перекрытия наносимых параллельно полос с определенным шагом. Определим влияние шага параллельных полос на параметры упрочняющего нанопокрытия при ФПУ. Производительность P ФПУ при нанесении нанопокрытия толщиной F прямо пропорциональна расчетной площади $S_р$ и обратно пропорциональна времени t нанесения:

$$P = S_р/t. \qquad (1)$$

С другой стороны производительность можно выразить через коэффициент $K_п$ производительности, определяемый по опытным данным, и толщину F покрытия:

$$P = K_п/F. \qquad (2)$$

На некоторой условной длине L обрабатываемой поверхности расчетная площадь находится по формуле

$$S_р = L(8 + b), \qquad (3)$$

где b — шаг наносимых параллельных полос.

С уменьшением шага b при постоянных длине L и времени t нанесения покрытия уменьшаются площадь $S_р$ и производительность P.

Рассмотрим, как меняется при этом толщина покрытия по оси симметрии полос. При постоянной длине L полос и неизменной скорости движения плазмотрона (например $v = 10$ мм/с) за 10 полных проходов будет формироваться одиночная полоса покрытия по оси толщиной 0,277 мкм (см. рис. 2). При наложении параллельных полос с шагом $b \neq 0$ (рис. 3, F_1 и F_2, см. обложку) получим в результате суммарное распределение $F_{1,2}$.

Различные варианты распределений толщин покрытий при разных значениях b показаны на рис. 3—6 (рис. 3—5, см. на обложке). При нанесении полос с шагом 8 мм (см. рис. 5) происходит суммирование семи ($7F$), пяти ($5F$), четырех ($4F$) и трех ($3F$) полос, получаем толщину покрытия

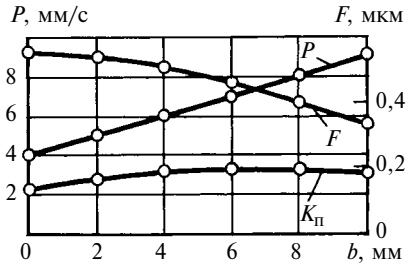


Рис. 6. Зависимости изменений производительности *P*, коэффициента $K_п$ производительности и толщины *F* покрытия от шага *b*

$F = 0{,}430_{-0{,}003}$ мкм, а для двух параллельных полос с шагом 8 мм толщина покрытия составляет 0,4 мкм, т. е. всего на 7 % меньше. В таблице приведены значения параметров нанопокрытий при разных *b*, рассчитанные по формулам (1)—(3). Максимальный коэффициент $K_п$ производительности получаем при $b = 6{,}5$ мм, он превышает $K_п$ для шага 8 мм всего на 1 %.

При одинаковом времени нанесения покрытия с увеличением шага от 0 до 8 мм толщина покрытия уменьшается с 0,554 мкм до 0,4 мкм, а производительность *P* возрастает в 2 раза (см. рис. 6 и таблицу).

При постоянной толщине *F* покрытия увеличение шага от 0 до 8 мм приводит к росту площади $S_р$ и к увеличению, но в меньшей степени, времени *t* нанесения покрытия, так как возрастает $K_п$: $t = S_р F/K_п$, в результате производительность увеличивается примерно в 1,5 раза.

Оптимальным можно считать шаг $b = 8$ мм, так как в этом случае достигается достаточно высокая производительность при высокой равномерности толщины покрытия на всей обрабатываемой поверхности. Увеличение шага свыше 10 мм ведет к появлению провалов по границам полос.

Таким образом, при ФПУ с увеличением шага нанесения параллельных полос упрочняющего нанопокрытия от 0 до 8 мм и сохранении времени нанесения имеет место уменьшение толщины покрытия на 28 %, но повышается производительность в 2 раза. При сохранении толщины покрытия производительность повышается в 1,5 раза. При бóльшем шаге снижается термическое воздействие на упрочняемое изделие, что уменьшает опасность перегрева. Оптимальным можно считать шаг $b = 8$ мм. При $b > 10$ мм существенно возрастает неравномерность толщины покрытия.

Значения параметров износостойкого нанопокрытия в зависимости от шага *b* параллельных полос (L = const, t = const)

Параметр	*b*, мм					
	0	2	4	6	8	10
$S_р/L$, мм	8	10	12	14	16	18
F, мкм	0,5540	0,5425	0,5104	0,4616	0,4000	0,3320
P, мм²/с	4	5	6	7	8	9
$K_п$, км · мм²/с	2,216	2,7125	3,0624	3,2312	3,200	2,988

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тополянский П. А.** Использование нанотехнологий при изготовлении деталей трубопроводной арматуры // Арматуростроение. 2010. № 2(65). С. 70—75.
2. **Соснин Н. А., Ермаков С. А., Тополянский П. А.** Плазменные технологии. Руководство для инженеров. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2008. 406 с.

АБРАЗИВНАЯ ОБРАБОТКА: справочник

И. Х. Стратиевский, В. Г Юрьев, Ю. М. Зубарев

2010 г. 352 с.: ил. ISBN 978-5-94275-522-5 **Цена 700 р.**

Содержит данные об основных видах современных абразивных инструментов, выборе их характеристик и подготовке к эксплуатации. Для наиболее распространенных способов абразивной обработки приведены рекомендации по режимным параметрам, применяемому оборудованию и технологической оснастке, смазывающим технологическим средствам, оценке эксплуатационных свойств инструментов. Учтены изменения в стандартах, произошедшие в последние годы.

Предназначен для инженерно-технических работников машиностроительных предприятий, конструкторов и технологов, студентов и преподавателей высшего и среднего профессионального образования.

107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; факс: (499) 269-48-97; e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98
и на сайте WWW.MASHIN.RU

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 5. Общий математический аппарат теплофизики резания. Часть 3*.

Рассмотрением непрерывного теплового источника завершено изложение основных математических уравнений, необходимых для построения теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теплофизика резания, тепловые процессы, теплопроводность, непрерывный источник тепла.

By consideration of a continuous heat source we complete the presentation of the basic mathematical equations, needed to construct the theory of thermal cutting processes.

Keywords: cutting thermal physics, thermal processes, thermal conductivity, continuous heat source.

Рассмотрим непрерывно действующий точечный источник теплоты. Такой источник можно моделировать совокупностью мгновенных точечных источников. Соответственно, действие непрерывного источника можно представить в виде серии мгновенных тепловых импульсов, непрерывно следующих друг за другом. Предположим, что первый из этих импульсов произошел в момент времени $t = 0$, принятый за начало отсчета, а второй, третий, i-й импульсы — соответственно в моменты времени t_1, t_2, t_i. Нас интересует суммарный результат теплового действия всех импульсов к моменту времени $t_н$, который назовем *моментом наблюдения*.

Порцию теплоты, внесенную мгновенным элементарным источником в момент времени t_i, можно представить в виде $Q = q\mathrm{d}t_i$. Эта теплота, распространяясь по твердому телу в течение времени $t_н—t_i$, согласно формулам (154), (155), (В. М. 12, с. 72) вызовет в нагреваемом теле повышение температуры на величину

$$\mathrm{d}T_н(x, y, z, t) = \frac{q\mathrm{d}t_i}{\lambda\sqrt{a}(\sqrt{4\pi(t_н - t_i)})^3}\,\mathrm{e}^{-\frac{(x_и - x)^2 + (y_и - y)^2 + (z_и - z)^2}{4a(t_н - t_i)}}. \quad (192)$$

Все мгновенные точечные источники, испустившие тепловые импульсы друг за другом с интервалом времени $\mathrm{d}t_i$, вызовут в точке $A(x, y, z)$ к моменту наблюдения $t_н$ повышение температуры

$$T_н(x, y, z, t) = \frac{q}{\lambda\sqrt{a}(\sqrt{4\pi})^3}\int_0^{t_н}\frac{\mathrm{e}^{-\frac{(x_и - x)^2 + (y_и - y)^2 + (z_и - z)^2}{4a(t_н - t_i)}}}{(\sqrt{t_н - t_i})^3}\,\mathrm{d}t_i. \quad (193)$$

Используем подстановки

$$k^2 = \frac{(x_и - x)^2 + (y_и - y)^2 + (z_и - z)^2}{4a}; \quad (194)$$

$$u = \frac{1}{\sqrt{t_н - t_i}}; \quad (195)$$

$$\mathrm{d}u = \frac{\mathrm{d}t_i}{2(\sqrt{t_н - t_i})^3}. \quad (196)$$

Учитывая с помощью выражения (195) изменение пределов интегрирования, обусловленное заменой переменной интегрирования t_i на u, приводим интеграл (193) к виду

$$T_н(x, y, z, t) = \frac{q}{4\lambda\sqrt{a}(\sqrt{\pi})^3}\int_{\frac{1}{\sqrt{t_н}}}^{\infty}\mathrm{e}^{-k^2u^2}\,\mathrm{d}u. \quad (197)$$

Используя далее равенства (156) и (157) (В.М. 12, с. 72), получаем:

$$T_н(x, y, z, t) = \frac{q}{4\lambda\sqrt{a}(\sqrt{\pi})^3}\frac{\sqrt{\pi}}{2k}\left[1 - \mathrm{erf}\left(\frac{k}{\sqrt{t_н}}\right)\right] =$$

$$= \frac{q\left[1 - \mathrm{erf}\left(\sqrt{\frac{(x_и - x)^2 + (y_и - y)^2 + (z_и - z)^2}{4at_н}}\right)\right]}{4\pi\lambda\sqrt{(x_и - x)^2 + (y_и - y)^2 + (z_и - z)^2}}. \quad (198)$$

Если процесс нагревания тела непрерывно действующим точечным источником теплоты устано-

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее — В. М. 1÷В. М. 12) № 1 за 2011 г. (далее — В. М. 1/11), продолжение — № 3 за 2011 г.

вился, то можно положить $t_н \to \infty$ и с учетом первого из равенств (157) записать выражение (198) в виде

$$T_н(x, y, z) = \\ = \frac{q}{4\pi\lambda\sqrt{(x_и - x)^2 + (y_и - y)^2 + (z_и - z)^2}}. \qquad (199)$$

Выражения (198) и (199) позволяют получить формулы для расчета температурных полей в неограниченном теле, возникающих под действием линейных, плоских или объемных источников с различными законами теплообразования. Рассмотрим, например, двумерный прямоугольный источник теплоты, равномерно распределенный по площадке $b \times l_п$ ($y_и = 0$) (см. В. М. 1/11, с. 63, рис. 26, *а*). Для такого источника необходимо просуммировать интенсивности тепловыделения составляющих его непрерывно действующих точечных источников теплоты, каждый из которых вносит интенсивность $q = q_п dx_и dz_и$. При установившемся теплообмене в соответствии с выражением (199) получаем:

$$T_{н.п}(x, y, z) = \\ = \frac{q_п}{4\pi\lambda}\int_0^{l_п} dx_и \int_{-0,5b}^{+0,5b} \frac{dz_и}{\sqrt{(x_и - x)^2 + y^2 + (z_и - z)^2}}. \qquad (200)$$

Определим температурное поле в плоскости контакта, т. е. при $y = 0$, для чего проинтегрируем выражение

$$T_{н.п}(x, z) = \\ = \frac{q_п}{4\pi\lambda}\int_0^{l_п} dx_и \int_{-0,5b}^{+0,5b} \frac{dz_и}{\sqrt{(x_и - x)^2 + (z_и - z)^2}}. \qquad (201)$$

Далее будет показано, что это выражение сводится к сложным нетабличным интегралам, в связи с чем обычно используют те или иные упрощения. Например, П. И. Бобрик указал [1, с. 32], что попытка точного интегрирования "приводит к таким громоздким формулам, что практическое использование их невозможно". С учетом этого П. И. Бобрик заменил рассматриваемый нами плоский источник системой линейных источников, совокупное действие которых выражается в виде суммы ряда. Здесь надо обратить внимание на одну важную особенность математических выражений, описывающих температурное поле от непрерывно действующих источников теплоты.

Из формулы (199) видно, что в само́м точечном непрерывном источнике (т. е. при $x = x_и$, $y = y_и$, $z = z_и$) температура равна бесконечности. Поскольку такое теоретическое представление с практической точки зрения является абсурдным, то при построении теорий обычно принимают, что вблизи источника температура достигает большой величины, равной температуре плавления (см., например, [2, с. 75]). Однако и это не может вполне удовлетворить разработчика реальных технологических процессов, поскольку согласно теории получается, что острие резца из любого материала в процессе работы должно неизбежно расплавиться. Поэтому П. И. Бобрик при определении суммы ряда системы линейных источников исключает из рассмотрения область с $x = x_и$, $y = y_и$, $z = z_и$. Аналогично этому И. А. Морозов указывает [2, с. 49], что теоретические решения "могут быть использованы для исследования температурного поля во всем выделенном элементе за исключением области, непосредственно контактирующей с тепловым источником" и далее добавляет [2, с. 64]: "Следует отметить, что метод мгновенных сосредоточенных источников, положенный в основу решения уравнения теплопроводности, может дать большую погрешность в области, непосредственно примыкающей к тепловому источнику. Если ограничить область аналитического исследования точкой, соответствующей окончанию контакта обработанной поверхности с резцом, то в зависимости от скорости резания предел использования аналитического решения будет лежать в интервале 0,2—0,6 мм".

Таким образом, по сути, предлагается при аналитическом определении температуры отступить от теплового источника на расстояние, при котором с точки зрения конкретного исследователя температура будет иметь приемлемую величину. Ясно, что такой подход является в большой степени субъективным.

Поэтому вернемся к выражению (201) и выполним его точное интегрирование. Для этого удобно представить данное выражение в виде

$$T_{н.п}(x, z) = \frac{q_п l_п}{4\pi\lambda} I, \qquad (202)$$

где I — безразмерная интегральная часть, которую будем называть *температурным коэффициентом непрерывного теплового источника:*

$$I = \frac{1}{l_п}\int_0^{l_п} dx_и \int_{-0,5b}^{+0,5b} \frac{dz_и}{\sqrt{(x - x_и)^2 + (z - z_и)^2}}. \qquad (203)$$

Взяв внутренний интеграл, в соответствии с равенством, приведенным в справочнике [3, с. 46, (200.01)], получим формулу (203) в виде:

$$I = \frac{1}{l_п}\int_0^{l_п} dx_и \int_{-0,5b}^{+0,5b} \frac{-d(z - z_и)}{\sqrt{(x - x_и)^2 + (z - z_и)^2}} = \\ = -\frac{1}{l_п}\int_0^{l_п} \ln\left|z - z_и + \sqrt{(x - x_и)^2 + (z - z_и)^2}\right|\Bigg|_{-0,5b}^{+0,5b} dx_и =$$

$$= -\frac{1}{l_п}\int_0^{l_п}\ln\left|z-0{,}5b+\sqrt{(x-x_и)^2+(z-0{,}5b)^2}\right|\mathrm{d}x_и +$$

$$+\frac{1}{l_п}\int_0^{l_п}\ln\left|z+0{,}5b+\sqrt{(x-x_и)^2+(z+0{,}5b)^2}\right|\mathrm{d}x_и =$$

$$=\frac{1}{l_п}\int_0^{l_п}\ln\left|z-0{,}5b+\sqrt{(x-x_и)^2+(z-0{,}5b)^2}\right|\mathrm{d}(x-x_и) +$$

$$+\frac{1}{l_п}\int_0^{l_п}\ln\left|z+0{,}5b+\right.$$

$$\left.+\sqrt{(x-x_и)^2+(z+0{,}5b)^2}\right|\mathrm{d}(x-x_и). \qquad (204)$$

Введя обозначения

$$X = x - x_и; \quad A = z \pm 0{,}5b, \qquad (205)$$

приведем полученные интегралы к следующему обобщенному виду:

$$I_1 = \int\ln\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\mathrm{d}X. \qquad (206)$$

К сожалению, данный интеграл не является табличным и отсутствует в справочниках [3, 4]. Поэтому займемся его самостоятельным математическим исследованием. Сначала попытаемся взять этот интеграл по частям с помощью известного равенства [4]

$$\int U\mathrm{d}V = UV - \int V\mathrm{d}U. \qquad (207)$$

С учетом вида интеграла (206) обозначим

$$U = \ln\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|, \quad \mathrm{d}V = \mathrm{d}X, \qquad (208)$$

и получим:

$$\mathrm{d}U = \frac{X\mathrm{d}X}{\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\sqrt{X^2+A^2}}, \quad V = X. \qquad (209)$$

Тогда уравнение (207), левая часть которого равна I_1, конкретизируется в виде

$$I_1 = X\ln\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right| -$$

$$-\int\frac{X^2\mathrm{d}X}{\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\sqrt{X^2+A^2}}. \qquad (210)$$

Интеграл

$$I_2 = \int\frac{X^2\mathrm{d}X}{\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\sqrt{X^2+A^2}} \qquad (211)$$

также не является табличным, поэтому применим подстановку

$$Y = \sqrt{X^2+A^2}, \qquad (212)$$

с учетом которой

$$\mathrm{d}Y = \frac{X\mathrm{d}X}{\sqrt{X^2+A^2}}, \quad X = \sqrt{Y^2-A^2}. \qquad (213)$$

Тогда

$$I_2 = \int\frac{X\mathrm{d}Y}{|Y+A|} = \int\frac{\sqrt{Y^2-A^2}\mathrm{d}Y}{|Y+A|} = \int\sqrt{\frac{Y-A}{Y+A}}\mathrm{d}Y. \qquad (214)$$

В соответствии с равенством, приведенным в справочнике [3, с. 45, (195.04)], последний интеграл можно представить в виде:

$$\int\sqrt{\frac{Y-A}{Y+A}}\mathrm{d}Y = \sqrt{Y^2-A^2} - A\int\frac{\mathrm{d}Y}{\sqrt{Y^2-A^2}}. \qquad (215)$$

А в соответствии с равенством, приведенным в справочнике [3, с. 53, (260.01)],

$$\int\frac{\mathrm{d}Y}{\sqrt{Y^2-A^2}} = \ln\left|Y+\sqrt{Y^2-A^2}\right|, \qquad (216)$$

с учетом чего

$$I_2 = \sqrt{Y^2-A^2} - A\ln\left|Y+\sqrt{Y^2-A^2}\right|. \qquad (217)$$

Возвращаясь с помощью формул (212) и (213) к исходной переменной, находим

$$I_2 = \int\frac{X^2\mathrm{d}X}{\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\sqrt{X^2+A^2}} =$$

$$= X - A\ln\left|X+\sqrt{X^2+A^2}\right|. \qquad (218)$$

Если для проверки правильности выполненного интегрирования продифференцировать правую часть выражения (218), то может показаться, что в результате не получится стоящее в левой части подынтегральное выражение:

$$\left(X - A\ln\left|X+\sqrt{X^2+A^2}\right|\right)' =$$

$$= 1 - \frac{A}{X+\sqrt{X^2+A^2}}\left(1+\frac{2X}{\frac{1}{2}\sqrt{X^2+A^2}}\right) =$$

$$= 1 - \frac{A}{X+\sqrt{X^2+A^2}}\left(\frac{X+\sqrt{X^2+A^2}}{\sqrt{X^2+A^2}}\right) =$$

$$= 1 - \frac{A}{\sqrt{X^2+A^2}} = \frac{\sqrt{X^2+A^2}-A}{\sqrt{X^2+A^2}}.$$

Однако, применив формальное умножение и деление результата на одну и ту же величину, получим именно подынтегральное выражение:

$$\frac{\sqrt{X^2+A^2}-A}{\sqrt{X^2+A^2}} = \frac{\left|\sqrt{X^2+A^2}+A\right|}{\left|\sqrt{X^2+A^2}+A\right|}\,\frac{\sqrt{X^2+A^2}-A}{\sqrt{X^2+A^2}} =$$

$$= \frac{X^2+A^2-A^2}{\left|\sqrt{X^2+A^2}+A\right|\sqrt{X^2+A^2}} = \frac{X^2}{\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\sqrt{X^2+A^2}}.$$

С учетом найденного выражения (218) и в соответствии с равенством (210) получим:

$$I_1 = X\ln\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right| - X + A\ln\left|X+\sqrt{X^2+A^2}\right|. \quad (219)$$

Итак, точное интегрирование выражения (206) привело к выражению

$$\int\ln\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right|\mathrm{d}X =$$

$$= X\ln\left|A+\sqrt{X^2+A^2}\right| - X + A\ln\left|X+\sqrt{X^2+A^2}\right|. \quad (220)$$

Представляется целесообразным ввести выражения (218) и (220) в новые издания справочных таблиц интегралов.

Таким образом, возвращаясь с помощью равенств (205) к исходным обозначениям, получим формулу (220) в виде:

$$\int\ln\left|z\pm 0{,}5b+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z\pm 0{,}5b)^2}\right|\mathrm{d}(x-x_{\text{и}}) =$$

$$= (x-x_{\text{и}})\ln\left|z\pm 0{,}5b+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z\pm 0{,}5b)^2}\right| -$$

$$-(x-x_{\text{и}}) +$$

$$+(z\pm 0{,}5b)\ln\left|x-x_{\text{и}}+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z\pm 0{,}5b)^2}\right|. \quad (221)$$

С учетом этого выражения (204) принимает вид:

$$I = \frac{1}{l_{\text{п}}}\left\{\left[(x-x_{\text{и}})\ln\left|z-0{,}5b+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z-0{,}5b)^2}\right| -\right.\right.$$

$$-(x-x_{\text{и}}) +$$

$$\left.+(z-0{,}5b)\ln\left|x-x_{\text{и}}+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z-0{,}5b)^2}\right|\right]\Bigg|_0^{l_{\text{п}}} -$$

$$-\left[(x-x_{\text{и}})\ln\left|z+0{,}5b+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z+0{,}5b)^2}\right| -\right.$$

$$-(x-x_{\text{и}}) +$$

$$\left.\left.+(z+0{,}5b)\ln\left|x-x_{\text{и}}+\sqrt{(x-x_{\text{и}})^2+(z+0{,}5b)^2}\right|\right]\Bigg|_0^{l_{\text{п}}}\right\} =$$

$$= \frac{1}{l_{\text{п}}}\left\{\left[(x-l_{\text{п}})\ln\left|z-0{,}5b+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z-0{,}5b)^2}\right| -\right.\right.$$

$$-(x-l_{\text{п}}) +$$

$$+(z-0{,}5b)\ln\left|x-l_{\text{п}}+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z-0{,}5b)^2}\right| -$$

$$-x\ln\left|z-0{,}5b+\sqrt{x^2+(z-0{,}5b)^2}\right| + x -$$

$$\left.-(z-0{,}5b)\ln\left|x+\sqrt{x^2+(z-0{,}5b)^2}\right|\right] -$$

$$-\left[(x-l_{\text{п}})\ln\left|z+0{,}5b+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z+0{,}5b)^2}\right| -\right.$$

$$-(x-l_{\text{п}}) +$$

$$+(z+0{,}5b)\ln\left|x-l_{\text{п}}+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z+0{,}5b)^2}\right| -$$

$$-x\ln\left|z+0{,}5b+\sqrt{x^2+(z+0{,}5b)^2}\right| + x -$$

$$\left.\left.-(z+0{,}5b)\ln\left|x+\sqrt{x^2+(z+0{,}5b)^2}\right|\right]\right\}. \quad (222)$$

Проведя в выражении (222) сокращения и сгруппировав логарифмы, окончательно получим:

$$I = \left(\frac{x}{l_{\text{п}}}-1\right)\ln\left|\frac{z-0{,}5b+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z-0{,}5b)^2}}{z+0{,}5b+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z+0{,}5b)^2}}\right| +$$

$$+\frac{x}{l_{\text{п}}}\ln\left|\frac{z+0{,}5b+\sqrt{x^2+(z+0{,}5b)^2}}{z-0{,}5b+\sqrt{x^2+(z-0{,}5b)^2}}\right| +$$

$$+\frac{z-0{,}5b}{l_{\text{п}}}\ln\left|\frac{x-l_{\text{п}}+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z-0{,}5b)^2}}{x+\sqrt{x^2+(z-0{,}5b)^2}}\right| +$$

$$+\frac{z+0{,}5b}{l_{\text{п}}}\ln\left|\frac{x+\sqrt{x^2+(z+0{,}5b)^2}}{x-l_{\text{п}}+\sqrt{(x-l_{\text{п}})^2+(z+0{,}5b)^2}}\right|. \quad (223)$$

Точное выражение (223) в любой точке источника дает конечное значение температурного коэффициента. Следует указать, что при определенном сочетании значений координат x и z тот или иной член формулы (223) может привести к неопределенности, однако с помощью правила Лопиталя нетрудно показать, что любой неопределенный член будет равен нулю. Например, при $x = 0$ и $z = -0{,}5b$ во втором члене формулы (223) будем иметь неопределенность типа

$$\lim_{X\to 0}(X\ln X) = \lim_{X\to 0}\frac{\ln X}{1/X} = \lim_{X\to 0}\frac{(\ln X)'}{(1/X)'} =$$

$$= \lim_{X\to 0}\frac{1/X}{-1/X^2} = \lim_{X\to 0}(-X) = 0,$$

а при $x = 0$ и $z = 0{,}5b$ во втором члене формулы (223) будем иметь неопределенность типа

$$\lim_{X\to 0}\left(X\ln\frac{1}{X}\right) = \lim_{X\to 0}\frac{\ln\frac{1}{X}}{1/X} = \lim_{X\to 0}\frac{\left(\ln\frac{1}{X}\right)'}{(1/X)'} =$$

$$= \lim_{X\to 0}\frac{X\left(-\frac{1}{X^2}\right)}{-1/X^2} = \lim_{X\to 0} X = 0.$$

Точно такие же неопределенности могут возникнуть в первом, третьем и четвертом членах формулы (223).

Таким образом, в случае неопределенности следует принимать неопределенные члены равными нулю и вычислять сумму оставшихся определенных членов этой формулы.

Выражение (223) описывает куполообразную поверхность и показывает, что максимальная температура будет иметь место в центре O' прямоугольного источника теплоты, т. е. при $x = 0{,}5l_п$ и $z = 0$ (рис. 30, соотношение между $l_п$ и b условно показано не в масштабе). Если для примера взять прямоугольный источник, у которого $b = 4l_п$, то при указанных координатах по формуле (223) получим, что в центре источника температурный коэффициент $I = 6{,}17$, а в любой угловой точке прямоугольника, например с координатами $x = l_п$ и $z = -0{,}5b$, $I = 3{,}08$. Если взять прямоугольный источник теплоты с иным соотношением сторон, например $b = 2l_п$, то в центре O' получим $I = 4{,}81$, а в любой угловой точке — $I = 2{,}41$. Из этих примеров видно, что температура в центре непрерывно действующего прямоугольного источника теплоты будет в 2 раза выше, чем в его углах. Этот результат полностью совпадает с полученным ранее в работе [5], автор которой М. В. Коровчинский для данного вычисления использовал значительно более сложную теорию потенциала простого слоя постоянной плотности. Принципиальным отличием формулы (223) от результатов работы [5] является то, что она позволяет без затруднений вычислить температуру в любой произвольной точке непрерывного прямоугольного источника. А М. В. Коровчинский, применив указанный Лурье наиболее простой метод вычисления потенциала прямоугольника путем его разбиения на ряд прямоугольных треугольников, определил значения температуры лишь в характерных точках прямоугольника, таких как его центр и углы.

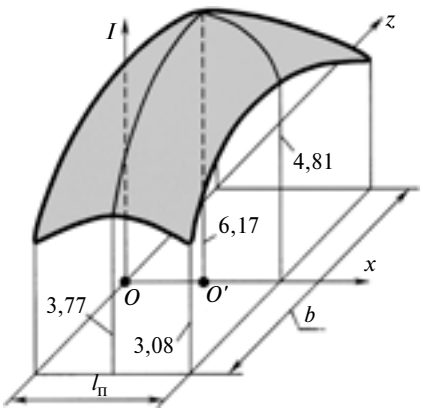


Рис. 30. Геометрическое представление изменения температурного коэффициента *I* для непрерывного теплового источника с $b = 4l_п$

Укажем, что М. В. Коровчинский тоже отметил значительную сложность математического описания температурного поля от непрерывного теплового источника: "Плоские задачи при стационарном тепловом контакте не имеет смысла рассматривать из-за неопределенности решений, вносимой неправильным поведением логарифмического потенциала простого слоя на бесконечности" [5, с. 5].

Приведем пример использования формулы (223).

Условия задачи. Определить температуру на острие резца из сплава ВК8 (точка O на рис. 30), имеющего углы в плане $\varphi = \varphi_1 = 45°$, передний угол $\gamma = 15°$, задний угол $\alpha = 15°$, если в процессе точения через площадку с размерами $b \times l_п = 4 \times 2$ мм контакта со стружкой в резец передается равномерно распределенный тепловой поток интенсивностью $q_{п.исх} = 8 \cdot 10^6$ Вт/м^2 [6, с. 64]. Сравнить полученный результат со значением 682 °С, указанным в работе [6, с. 65].

Решение. По формуле (175) (В. М. 1/11, с. 65) находим количество источников теплоты в бесконечном теле, эквивалентном заданному клину резца: $n_и = 6$. Вычисляем соответствующую интенсивность теплового потока: $q_п = n_и q_{п.исх} = 48 \cdot 10^6$ Вт/м^2. Далее для обеспечения соответствия положения относительно источника осей координат, показанных на рис. 27, *б* (В. М. 1/11, с. 64), тем, которые использовались при выводе формулы (223) и показаны на рис. 26, *а* (В. М. 1/11, с. 63) или на рис. 30, рассматриваем основной и отраженный источники на рис. 30 как единое целое, с учетом чего удваиваем исходную ширину источника, т. е. принимаем для дальнейших расчетов единую ширину $b = 8$ мм и длину $l_п = 2$ мм. По формуле (223) на острие резца с координатами $x = 0$, $z = 0$ вычисляем температурный коэффициент: $I = 4{,}81$. С учетом того, что для сплава ВК8 в соответствии с табл. 1 работы [62, с. 280] $\lambda = 54{,}4$ Вт/(м · °С), по формуле (202) находим искомую температуру $T_{н.п} = 678$ °С, которая отличается от указанного значения 682 °С на 0,6 %.

Интересно отметить, что в рассмотренном теоретическом исследовании непрерывного источника (теплоты) мы имели дело с тем редким случаем, когда для упрощения математических построений нельзя было сделать ни одного допущения, кажущегося вполне приемлемым, поскольку при этом

неизбежно получилась бы бесконечная температура в области источника и, соответственно, пришлось бы придумывать те или иные субъективные способы обхода данной неприятности. Если, например, принять допущение, что температура по ширине стружки одинакова, т. е. не зависит от координаты z (см. рис. 26, *а*), то из выражения (199) следует исключить соответствующие координаты и записать его в виде

$$T_{\text{н}}(x, y) = \frac{q}{\left[4\pi\lambda\sqrt{(x_{\text{и}} - x)^2 + (y_{\text{и}} - y)^2}\right]}. \qquad (224)$$

В этом случае для двумерного прямоугольного источника теплоты необходимо просуммировать интенсивности тепловыделения составляющих его непрерывно действующих линейных источников теплоты, каждый из которых вносит интенсивность $q = q_{\text{л}}\mathrm{d}x_{\text{и}}$. При определении температуры в плоскости контакта ($y_{\text{и}} = y = 0$) получим колоссальное упрощение математических действий по сравнению с интегрированием выражения (201):

$$T_{\text{н.п}}(x, y, z) = \frac{q_{\text{л}}}{4\pi\lambda}\int_0^{l_{\text{п}}}\frac{qx_{\text{и}}}{|x_{\text{и}} - x|} = \frac{q_{\text{л}}}{4\pi\lambda}\ln|x_{\text{и}} - x|\Big|_0^{l_{\text{п}}} =$$

$$= \frac{q_{\text{л}}}{4\pi\lambda}\ln\left|\frac{l_{\text{п}}}{x} - 1\right|. \qquad (225)$$

Однако из выражения (225) видно, что $T_{\text{н.п}} = \infty$ при $x = 0$, т. е. налицо практическая непригодность данной формулы, выведенной на основании принятого допущения.

Вычислив среднюю величину значений температурного коэффициента I, указанных на рис. 30, по формуле $I_{\text{ср}} = (I_{\max} + I_{\min})/2 = (6{,}17 + 3{,}08)/2 = 4{,}63$, видим, что она весьма близка к значению $I = 4{,}81$ при $z = 0$ и $x = 0$ или $x = l_{\text{п}}$ (разница составляет всего 4 %). Поэтому в дальнейшем будем считать, что среднюю величину температурного коэффициента непрерывно действующего плоского источника теплоты определяет выражение (223) при $x = 0$ и $z = 0$ (т. е. на острие резца). Соответствующую формулу можно записать в следующем удобном виде:

$$I_{\text{ср}} = \ln\left(\frac{m+n}{m-n}\right) + 2n\ln\left(\frac{n}{m-1}\right), \qquad (226)$$

где

$$m = \sqrt{1 + n^2}. \qquad (226а)$$

При этом для передней поверхности резца

$$m = 0{,}5b/l_{\text{п}}, \qquad (227)$$

а для задней поверхности

$$m = 0{,}5b/l_{\text{з}}. \qquad (228)$$

С учетом выражения (202) и коэффициента (175) (В. М. 1/11, с. 65), учитывающего геометрию конкретного резца, средняя температура на поверхности резца от непрерывно действующего плоского источника теплоты определяется формулой

$$T_{\text{н.п ср}} = n_{\text{и}}\frac{q_{\text{п}}l_{\text{п}}}{4\pi\lambda}I_{\text{ср}} = \frac{90^\circ}{90^\circ - \gamma - \alpha}\,\frac{q_{\text{п}}l_{\text{п}}}{\pi\lambda}I_{\text{ср}}. \qquad (229)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик и др. // Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
2. **Тепловые** явления при обработке металлов резанием / Под ред. Е. А. Панкиной. М.: НПО Машпром, 1959. 222 с.
3. **Двайт Г. Б.** Таблицы интегралов и другие математические формулы. М.: Наука, 1977. 224 с.
4. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике. М.: ГИТТЛ, 1956. 608 с.
5. **Коровчинский М. В.** Основы теории термического контакта при локальном трении // Вопросы трения и проблемы смазки. Тр. АН СССР. М.: Наука, 1968. С. 5—72.
6. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621.9

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук (Томский политехнический университет), Р. Х. ГУБАЙДУЛИНА, канд. техн. наук, (Юргинский технологический институт — филиал Томского ПУ), e-mail: Victory_28@mail.ru

Определение оптимальной программы выпуска изделий машиностроения

Рассмотрена проблема назначения оптимальной производственной программы выпуска машин и механизмов в условиях конкурентной рыночной экономики. На основе анализа морального износа машины предложены аналитические зависимости для расчета количества изготовленных изделий, обеспечивающего предприятию получение требуемой прибыли.

Ключевые слова: программа выпуска изделий, стратегия продаж изделий, прибыль предприятия, оптимальный такт выпуска машины.

In the paper the problem to assign the optimal production program of the machinery output in the competitive market economy conditions is considered. On the basis of analysis of obsolescence of the machinery the analytical dependences are proposed to calculate the quantity of manufactured products, providing to the enterprise the obtaining of the desired profit.

Keywords: program production output, the strategy of selling products, the enterprise profit, optimal stroke of the machine production.

Известно, что при проектировании технологии изготовления машины в качестве базовых исходных данных фигурируют рабочие чертежи изделия и так называемая годовая программа выпуска в штуках. Если конструкторская документация должна быть разработана на предшествующей стадии жизненного цикла изделия (ЖЦИ), то вопрос определения размера оптимальной серии машин или партии изделий остается открытым. Дело в том, что при плановой экономике, существовавшей ранее в России, программа выпуска назначалась исходя из государственных потребностей и интересов всего населения. С переходом на рыночные отношения в условиях конкуренции эта задача приобрела особую остроту, так как количество выпущенных и реализованных изделий должно, с одной стороны, возместить затраты на организацию их производства, а с другой — принести определенную прибыль собственнику предприятия без перепроизводства этих изделий. Поэтому ошибки в назначении величины программы выпуска в ту или другую сторону могут привести к банкротству предприятия.

Проведем анализ производственной программы машиностроительного предприятия на основе так называемых графиков рентабельности [1], которые строятся в координатах "программа выпуска изделий — стоимость" (рис. 1). Общие затраты $З_и$ на выпуск изделий определенного типа, выраженные в условных единицах стоимости (у.е.с), складываются из первоначальных капитальных вложений $К_и$, необходимых для организации производства новых машин, и текущих затрат (себестоимости) на изготовление изделий согласно формуле [2]

$$З_и = К_и + С_и N, \qquad (1)$$

где $С_и$ — себестоимость одного изделия, у.е.с; N — текущая производственная программа выпуска, шт.

Зависимости (1) соответствует линия общих затрат (см. рис. 1), которая в случае постоянства величины $С_и$ представляет собой прямую линию. С другой стороны, общий доход Д предприятия от

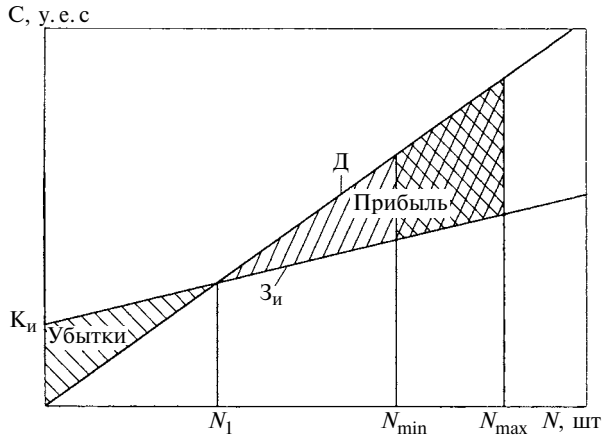


Рис. 1. График рентабельности выпуска изделий

реализации производимых изделий прямо пропорционален программе их выпуска:

$$Д = Ц_и N, \quad (2)$$

где $Ц_и$ — цена изделия, у.е.с.

При определенном количестве выпускаемых и реализуемых изделий линии общих затрат ($З_и$) и общего дохода (Д) пересекутся. Точка пересечения линий имеет на оси абсцисс координату

$$N_1 = К_и/(Ц_и - С_и). \quad (3)$$

До величины N_1 предприятие несет убытки в связи с необходимостью компенсировать сделанные к этому моменту общие затраты, а при $N > N_1$ оно начинает получать текущую прибыль. Следует отметить, что получить полную компенсацию абсолютных общих затрат абсолютным общим доходом данное предприятие сможет только тогда, когда оно произведет и реализует большее, чем N_1, количество изделий, которое обозначим N_{min}. В случае прямолинейных зависимостей $З_и$ и Д от программы выпуска имеем соотношение $N_{min} = 2N_1$ или с учетом равенства (3):

$$N_{min} = 2К_и/(Ц_и - С_и). \quad (4)$$

Так как, начиная с величины N_{min}, рассматриваемое предприятие будет получать абсолютную прибыль, то это значение является нижней границей для определения его рентабельной производственной программы. Анализ выражения (4) показывает, что рентабельная программа выпуска определяется разностью между ценой изделия и его себестоимостью, или, что то же самое, прибылью от продажи изделия. Чем больше эта разность, тем меньше N_{min} и наоборот: при приближении цены машины к себестоимости ее производства резко возрастает рентабельная программа выпуска.

Следует заметить, что представленная на рис. 1 схема для определения N_{min} дает грубое и довольно прямолинейное представление о величине рентабельной программы выпуска изделий машиностроения. Дело в том, что для реальных условий производства и продажи продукции как величина себестоимости изделия, так и его цена не остаются постоянными по мере увеличения выпуска машины данной модели. Как правило, в самом начале освоения производства новой машины идет процесс отработки технологии изготовления и одновременной адаптации рабочего персонала к новым приемам работы с постепенной наработкой навыков и умений, необходимых для слаженной работы всего производственного коллектива. Поэтому себестоимость изготовления в этот период значительно выше, чем в последующем. В работе [3] есть сноска: "В общем считают, что построить первый экземпляр вновь изобретенной машины стоит почти в пять раз дороже, чем второй". В процессе дальнейшего выпуска изделий технологические процессы изготовления машины совершенствуются, что также способствует снижению себестоимости последующих партий и экземпляров. Монотонное снижение себестоимости с увеличением выпуска изделий можно выразить зависимостью:

$$З_и = К_и + С_и N^{\alpha}, \quad (5)$$

где $\alpha \leqslant 1$ — степень снижения прироста общих затрат.

Одновременно с рассмотренным условия торговли диктуют разную стратегию продаж изделий по мере насыщения ими рынка. В большинстве случаев цена следует за себестоимостью, т. е. каждая последующая машина продается дешевле предыдущей. В то же время возможна противоположная стратегия, связанная с возникновением моды на изделие и сопутствующим ей ажиотажным спросом, а также с инфляционными процессами. В более общем случае вначале на определенном количестве изделий происходит повышение цены, а затем по мере приближения данной конструкции к периоду "морального износа" — снижение цены. Наконец, в ряде стратегий для завоевания господствующего положения в определенном секторе рынка фирма-изготовитель прибегает к демпингу (снижение цены до уровня или даже ниже себестоимости изготовления изделия), а затем после подавления конкурентов резко повышает продажную цену. Все эти стратегии можно описать выражениями для общего дохода:

$$Д = Ц_и N^{\beta}, \quad (6)$$

где $\beta < 1$ — при монотонном снижении прироста общего дохода и $\beta > 1$ при его монотонном повышении; $Ц_и$ — первоначальная цена;

$$Д = Ц_и N^{\gamma}(1 + N^{\beta - \gamma}). \quad (7)$$

Здесь $\beta > 1$ и $\gamma < 1$, если вначале происходит повышение, а затем снижение цены изделий; $\beta < 1$ и $\gamma > 1$, если происходит наоборот.

Конечно же, возможны и немонотонные зависимости типа (5)—(7), обусловленные волевыми решениями менеджмента предприятия и политикой продавца изделий, однако всегда надо рассчитывать, прогнозировать и, в конце концов, знать эти зависимости в численных характеристиках, так как по ним определяется рентабельная производственная программа выпуска изделий. Рассмотрим, например, случай, когда общие затраты изменяются по зависимости (5), а общий доход — по зависимости (6), в которой $\beta < 1$ (рис. 2). Тогда величина N_{min} определится путем приравнивая общих затрат к общему доходу, или, что то же самое, равенством площадей F_1 и F_2 криволинейных фигур на рис. 2. Точка пересечения приведенных зависимостей определится координатой N_1, значение которой находится численным решением уравнения $Ц_и N_1^{\beta} - С_и N_1^{\alpha} = К_и$.

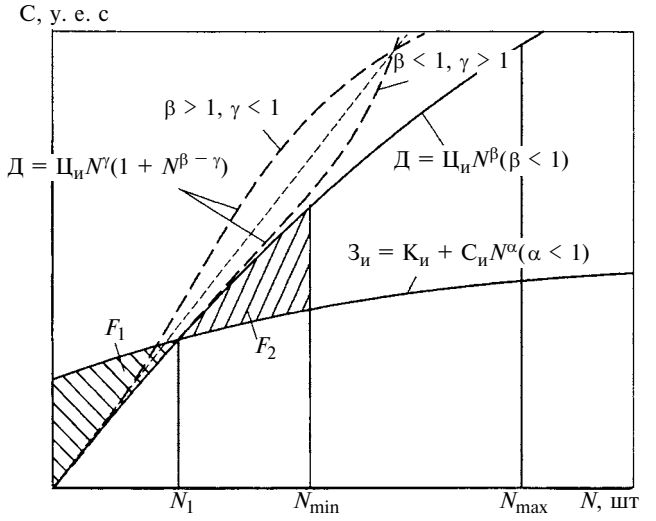


Рис. 2. График рентабельности при различных стратегиях продажи изделий

Площадь F_1 находится как определенный интеграл от разности $С_и - \ddot{A}$ в пределах 0—N_1, а F_2 — от разности $\ddot{A} - С_и$, в пределах $N_1 - N_{min}$ (см. рис. 2). После их приравнивания и преобразований получаем трансцендентное уравнение $(\alpha + 1)Ц_и N_{min}^{\beta} - (\beta + 1)С_и N_{min}^{\alpha} = К_и(\alpha + 1)(\beta + 1)$, решение которого численными методами дает искомое значение N_{min} рентабельной программы выпуска изделий.

В случае использования иных стратегий изменения общего дохода предприятия, которые показаны на рис. 2 штриховыми линиями, N_{min} определяется аналогичным образом. Так, минимальная программа выпуска при сочетании выражений (5) и (7) определяется уравнением

$$\frac{Ц_и}{\beta + 1} N_{min}^{\beta} + \frac{Ц_и}{\gamma + 1} N_{min}^{\gamma} - \frac{С_и}{\alpha + 1} N_{min}^{\alpha} = К_и.$$

Напомним, что N_{min} определяет то количество изделий, реализация которого на рынке позволяет компенсировать общие затраты на их производство. При $N \geqslant N_{min}$ предприятие начинает получать абсолютную прибыль, максимизация величины которой в условиях капиталистического способа производства является глобальной целью. При этом возникает принципиально важная задача определения максимальной программы выпуска N_{max}, после выполнения которой данное изделие снимается с производства. Ключом для ее решения должен служить так называемый моральный износ машины. Впервые это понятие ввел К. Маркс, написав в своем труде [3]: "Но кроме материального снашивания машина подвергается, так сказать, и моральному снашиванию. Она утрачивает меновую стоимость, по мере того как машины такой же конструкции начинают воспроизводиться дешевле или лучшие машины вступают с ней в конкуренцию. В обоих случаях, как бы еще нова и жизнеспособна ни была машина, ее стоимость определяется уже не тем рабочим временем, которое фактически осуществлено в ней, а тем, которое необходимо для воспроизводства ее самой или для воспроизводства лучшей машины. Поэтому она более или менее утрачивает свою стоимость. Чем короче период, в течение которого воспроизводится ее стоимость, тем меньше опасность морального снашивания...".

Отметим, что термин "моральный износ", как и все основные понятия политической экономии, является нечетко определенным. Поэтому в дальнейшем под ним будем понимать календарный период времени ЖЦИ, начиная от момента выпуска первого экземпляра новой машины до момента снятия данной модели с производства.

Если обозначить через $T_м$ период морального износа изделия в условных единицах времени (у.е.в), то максимальную производственную программу можно выразить отношением:

$$N_{max} = T_м/t_д, \qquad (8)$$

где $t_д$ — интервал времени, через который периодически выпускается изделие (такт выпуска [4]), у.е.в.

На рис. 1 и 2 линии N_{max} ограничивают область абсолютной прибыли сверху, а снизу, как это следует из рассмотренного выше, она имеет нулевой предел по линии N_{min}. Если эти величины известны, то для прямолинейных зависимостей размер получаемой прибыли П соответствует площади перекрестно заштрихованной зоны (см. рис. 1). После интегрирования этой области с учетом выражения (4) была получена формула для расчета величины абсолютной прибыли:

$$П = N_{max}[0{,}5N_{max}(Ц_и - С_и) - К_и]. \qquad (9)$$

Из анализа выражения (9) следует, что прибыль предприятия будет возрастать с увеличением N_{max} и разницы между ценой изделия и его себестоимостью, а также с уменьшением первоначальных капитальных вложений на организацию производства данных изделий. При этом величина N_{max} является наиболее эффективным средством повышения абсолютной прибыли, так как она стоит в формуле (9) во второй степени.

На рис. 3 приведен пример расчета прибыли по зависимости (9) для различных значений себестоимости изготовления изделий и при постоянной цене их реализации на рынке. Как видим, полученные кривые носят параболический характер, причем положительные величины П начинаются, как это было показано выше, с определенной величины производственной программы N_{min}, а минимумы кривых соответствуют значениям N_1, рассчитываемым по формуле (3). По мере приближения себестоимости изделия к его цене отдаляется момент

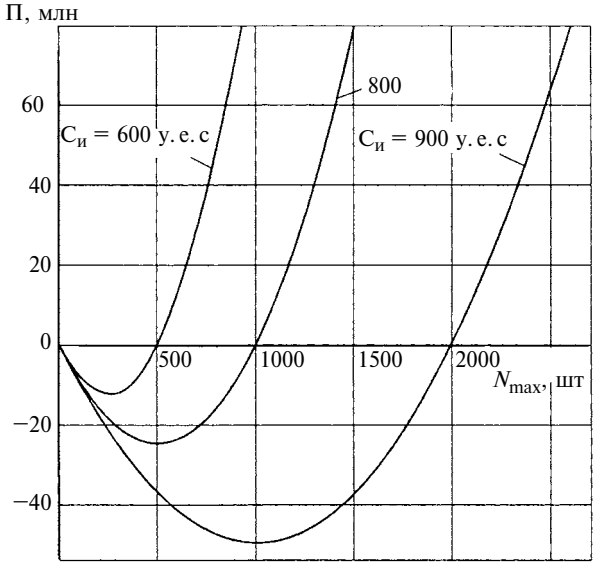


Рис. 3. Зависимости прибыли от максимальной программы выпуска изделий:
$К_и$ = 100 000 у.е.с; $Ц_и$ = 1000 у.е.с

начала рентабельной работы предприятия и одновременно снижается степень возрастания прибыли (более пологий характер положительных ветвей кривых). Такого рода зависимости позволяют наглядно представить плановую прибыль машиностроительной фирмы в зависимости от предполагаемой программы выпуска изделий.

Если теперь вернемся к отношению (8), то обнаружим, что увеличивать N_{max} можно, либо повышая период морального износа машины, либо уменьшая такт выпуска изделий. В современной экономике рынок в основном насыщен изделиями того или иного качества, и в этих условиях увеличение значения $T_м$ существенно затруднено. Наоборот, конкуренция приводит к сокращению "морального" срока службы той или иной конструкции изделий. Эту тенденцию отметил еще проф. Г. А. Шаумян в своем фундаментальном труде [5]: "Многие машины, аппараты, приборы, изделия быта настолько быстро совершенствуются, что невозможно говорить о длительных сроках пуска продукции одного и того же качества... Во многих случаях сроки выпуска сокращаются до одного года, а то и нескольких месяцев. Эта неумолимая тенденция в развитии техники требует пересмотра укоренившихся взглядов..."

Таким образом, лишь появление принципиально новых изделий, которые удовлетворяют перспективным запросам потребителей, позволяет значительно отдалить момент наступления их "морального износа". Для традиционных же изделий наблюдается обратная картина — сокращение величины $T_м$ до некоторого минимума. Пределом этого сокращения служит период $T_э$ "физического износа" машины, так как, если $T_м \leqslant T_э$, то все выпускаемые изделия будут морально устаревать, не отслужив своего экономически обоснованного срока.

Подставим отношение (8) в формулу (9):

$$П = \frac{T_м}{t_д}\left[0{,}5\frac{T_м}{t_д}(Ц_и - С_и) - К_и\right]. \qquad (10)$$

Из выражения (10) следует, что, как и было отмечено выше, при определенном значении периода "морального износа" машины прибыль машиностроительной фирмы будет обратно пропорциональна такту выпуска изделий. На рис. 4 приведен пример расчетов прибыли по равенству (10), который свидетельствует о высоком градиенте увеличения прибыли при приближении такта выпуска к минимальным значениям. При этом для более перспективных изделий, имеющих повышенный период морального износа, одну и ту же величину общей прибыли можно получить при большем значении такта выпуска. Наоборот, аналогичную прибыльность изделий с малой величиной $T_м$ можно обеспечить лишь за счет более строгой организации производства, обусловленной снижением величины $t_д$.

Таким образом, для достижения максимально возможной прибыли в пределах рассмотренных ограничений магистральным направлением должен служить путь всемерного сокращения такта выпуска изделий. А соответствующее этому такту значение N_{max} и будет являться оптимальной производственной программой выпуска изделий.

Способы снижения такта $t_д$ выпуска изделий давно известны в технологии машиностроения [4]. Они в первую очередь связаны с массовым и крупносерийным производствами. В основу организации этих типов производства положены принципы прямоточности и поточности процессов изготовления. Первый принцип реализуется путем минимизации во времени и пространстве маршрута прохождения предмета производства от первой до

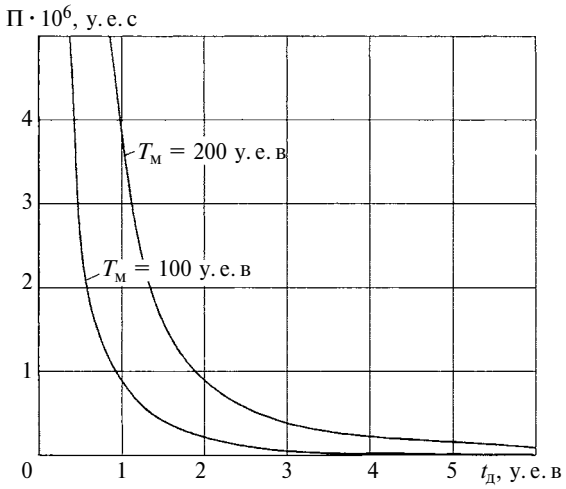


Рис. 4. Влияние такта выпуска изделий на прибыль:
$Ц_и$ = 100 у.е.с; $С_и$ = 800 у.е.с; $К_и$ = 100 000 у.е.с

конечной стадии. Это позволяет резко снизить организационные потери. Второй принцип требует синхронизации операций в заготовительном, механическом и сборочном производствах, при которой время выполнения отдельной операции равно или кратно такту выпуска изделий. Его строгое соблюдение приведет к сокращению времени пролеживания отдельных частей изделия на межоперационных и межпередельных складах и, соответственно, к уменьшению потребности в производственных площадях.

Исходным данным для рациональной организации этапа изготовления машины должна стать величина оптимального такта $t_{д.опт}$ выпуска изделий. Если она определена на основе формулы (10), то штучное время на выполнение отдельных технологических операций должно быть равно или кратно этой величине:

$$t_{шт} = mt_{д.опт}, \qquad (11)$$

где $m = 1, 2, 3, \ldots$ — целое число.

В случае, когда время выполнения операции больше такта выпуска и оно обусловлено скоростью физического процесса (термическая обработка, сушка после окраски и т. п.), необходимо на данной операции использовать m рабочих мест параллельно. В остальных случаях следует добиваться $m = 1$.

В свою очередь, расчетная формула штучного времени имеет вид [4]:

$$t_{шт} = (t_0 + t_в)\left(1 + \frac{\alpha + \beta + \gamma}{100}\right), \qquad (12)$$

где t_0 — основное технологическое время выполнения операции, у.е.в; $t_в$ — вспомогательное время, у.е.в; α, β, γ — проценты, учитывающие время соответственно на техническое и организационное обслуживание рабочего места и на регламентированные перерывы в работе.

Из выражений (11) и (12) имеем:

$$t_0 + t_в = \frac{t_{шт}}{1 + \frac{\alpha + \beta + \gamma}{100}} = \frac{mt_{д.опт}}{\tilde{N}_1}. \qquad (13)$$

Таким образом, для того чтобы в данных условиях обеспечить получение максимально возможной прибыли производство изделий должно удовлетворять условию (13), в левой части которого находится сумма основного и вспомогательного времени выполнения каждой операции производственного процесса (оперативное время).

При снижении периода морального износа данной конструкции машины условие (13) становится довольно жестким. Как правило, необходимо изыскивать различные пути снижения оперативного времени. Рекомендуется решать эту задачу путем соответствующего построения операций и применения высокопроизводительных средств технологического оснащения (СТО), реализующих эту технологию. В отличие от традиционной методики проектирования технологических процессов предлагается закладывать во главу деления технологического процесса на операции принцип синхронизации операций, как это принято делать при реализации конвейерной сборки машин.

Для стадии проектирования механической обработки заготовок деталей машин выполнение этого условия обеспечить наиболее сложно. Пусть имеется рабочий чертеж детали и соответствующий ему чертеж заготовки, форма и размеры которой максимально приближены к форме и размерам детали. Для каждой поверхности детали, исходя из ее формы, требований к точности и качеству поверхности, традиционным способом составляется маршрут обработки в виде ряда последовательных технологических переходов, рассчитываются межоперационные припуски, режимы резания и нормируется основное технологическое и вспомогательное время с рассмотрением альтернативных вариантов. Далее осуществляется укрупненное суммирование времени выполнения технологических переходов в одну операцию с соблюдением условия

$$t_{опт\,j} = \sum_{i=1}^{n} (t_{oi} + t_{вi}) \approx t_{д.опт}/C_1, \qquad (14)$$

где n — число технологических переходов, сконцентрированных на j-й операции.

Как правило, условие (14) будет выполняться приближенно. Для установления строгого равенства необходимо в дальнейших приближениях варьировать следующими характеристиками:

одно- и многоинструментальные наладки;

одно- и многоместная обработка;

последовательная, параллельно-последовательная или параллельная схема построения операции;

универсальное, переналаживаемое или специальное оборудование;

универсальный, специализированный или специальный станок;

ручное, автоматизированное управление процессом или управление от ЧПУ;

механизация или автоматизация вспомогательных переходов операции.

В результате этого этапа проектирования технологического процесса уточняется содержание каждой технологической операции и определяется суммарная трудоемкость механической обработки.

Таким образом, СТО должны выбираться методом последовательных приближений на основе заданного такта выпуска машины. С учетом тенденции к сокращению величины $t_д$ оборудование основного производства должно в основном состоять из станков-автоматов, автоматических, роторных и роторно-конвейерных линий.

В то же время отметим, что для устойчивого функционирования основного производства необходимо создание соответствующей материальной базы вспомогательного производства, основная задача которого заключается в проектировании и изготовлении СТО для производства новой машины. Причем эта работа должна вестись систематически и постоянно, чтобы обеспечить оптимальный переход на выпуск более совершенного изделия. Так как в этой производственной сфере тип производства соответствует единичному и мелкосерийному, то целесообразно широкое применение принципов гибкой технологии. Мощные инструментальное и опытное производства должны служить дополнительной опорой современного машиностроительного предприятия и обеспечивать тем самым устойчивость и высокую рентабельность машиностроения.

Выводы

1. Оптимальная программа изготовления машин прямо пропорциональна периоду "морального износа" изделия и обратно пропорциональна такту выпуска. При этом "моральный износ" обусловлен степенью совершенства конструкции машин, а такт выпуска — уровнем организации этапа производства ЖЦИ.

2. В условиях сокращения периода "морального износа" изделия основным средством обеспечения прибыльности машиностроительной фирмы является сокращение такта выпуска машин с одновременным решением проблемы безболезненного перехода на изготовление нового изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хилл П.** Наука и искусство проектирования: Пер. с англ. / М.: Мир, 1973. 262 с.
2. **Расчеты** экономической эффективности новой техники: Справочник / Под ред. К. М. Великанова. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.
3. **Маркс К.** Капитал. Критика политической экономики. Т. 1. Процесс производства капитала. Л.: Гос. изд. полит. литературы. 1949. 794 с.
4. **Технология** машиностроения. В 2 т. Т. 1. Основы технологии машиностроения / Под ред. А. М. Дальского. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. 564 с.
5. **Шаумян Г. А.** Комплексная автоматизация производственных процессов. М.: Машиностроение, 1973. 640 с.

УДК 65.015.13.004.12

В. И. ЗМИЕВСКИЙ, канд. техн. наук (г. Москва), e-mail: zmievski@bk.ru

Рекомендации по оценке качества технологических процессов при аудите систем менеджмента качества предприятий

Современным средством повышения конкурентоспособности и выживания предприятий на рынке является внедрение систем менеджмента качества на соответствие требованиям международного стандарта ИСО 9001—2008. Предлагаются методики оценки указанного соответствия применительно к основным технологическим процессам машиностроительного предприятия.

Ключевые слова: сертификация систем менеджмента качества, методики оценки технологических процессов.

The introduction of the quality management systems in compliance with ISO 9001-2008 International Standard is the modern means of improving the competitiveness and survival of the enterprises in the market. The methodology for assessing of this compliance as applied to the basic technological processes of machine-building enterprise is proposed.

Keywords: certification of quality management systems, methodology for assessing technological processes.

В настоящее время много пишется и говорится о недостаточной эффективности работы по сертификации систем менеджмента качества (СМК) и необходимости ее совершенствования.

По мнению автора, это обусловлено тем, что эксперты по сертификации СМК являются преимущественно специалистами в относительно узких областях технических знаний и не имеют достаточной подготовки по многочисленным технологическим процессам, применяемым на сертифицируемых предприятиях. То же относится и к техническим экспертам. Число привлекаемых для проведения сертификации экспертов не может быть достаточно большим по экономическим соображениям. В связи с этим представляет интерес разработка специалистами в соответствующих областях знаний методических пособий для экспертов по оценке СМК основных видов процессов (литье, обработка давлением, сварка, пайка, нанесение различных покрытий и т. д.). Такой подход позволяет значительно повысить качество аудита при ограниченном числе привлекаемых экспертов (технических) и, следовательно, обеспечить приемлемые для заказчиков цены на проведение сертификации. Такие методики разработаны в органе по сертификации СМК "Союзсерт".

В состав методик включены анкеты-вопросники. Их предполагается высылать предприятиям не менее чем за несколько недель до проведения аудита на месте. Специалистам предприятия-заявителя предлагается подготовить ответы на поставленные в них вопросы и выслать электронной почтой в адрес органа.

Анкеты-вопросники целесообразно разработать не только для технологических процессов, но и для всех элементов системы менеджмента качества (всех видов деятельности). Их желательно иметь для оценки организации НИР и ОКР, постановки продукции на производство, работ с дефектными изделиями, организации служб материально-технического снабжения, складского хозяйства, упаковки, отгрузки, организации управления выполнением заказов и т. д.

Руководитель аудиторской группы знакомится с полученными анкетами и при необходимости консультируется со специалистами, которые имеются в органе, по конкретным процессам. На основании полученных данных у руководителя аудиторской группы создается определенное представление об управлении процессами, которое уточняется при аудите на месте.

Наличие таких анкет позволяет значительно упростить, ускорить и улучшить качество проведения аудита на месте *по всем требованиям* к системе менеджмента качества (видам деятельности). Этого требует введенный с 01.12.2009 г. ГОСТ Р 40.003—2008 "Порядок сертификации систем менеджмента качества на соответствие ГОСТ Р ИСО 9001—2008 (ИСО 9001:2008)". В п. 7.5.3.1 записано: "В акте необходимо отразить: свидетельства соответствия *всем требованиям* ГОСТ Р ИСО 9001".

Учет требований нормативных документов

В настоящее время общепринятым является мнение о том, что национальные стандарты отражают уровень состояния техники по конкретному направлению деятельности (процессам) на текущий момент. Конечно, многие наши стандарты не актуализировались с советских времен. Но то, что они аккумулируют в себе многолетний опыт многочисленных предприятий, нельзя не учитывать. Отраслевые стандарты передовых в советские времена отраслей промышленности (Минобщемаша, Минавиапрома, Миноборонпрома, Минсудпрома и др.) являлись более совершенными, чем общесоюзные. Большинство из них являются открытыми. Поэтому ими целесообразно воспользоваться и в настоящее время.

Заслуживает внимания разработка на их основе технических регламентов. Сейчас на технологические процессы действует следующее количество общероссийских стандартов: по общим требованиям к технологическим процессам — 6; по требованиям к литейному производству и его обеспечению — 175; по требованиям к обработке давлением, оборудованию и оснастке для ее осуществления — 70; по требованиям к сварочному производству, оборудованию и техническим средствам — 82; по требованиям к термообработке и оборудованию — 11; по требованиям к нанесению покрытий и упрочняющим обработкам — 38; по требованиям к механической обработке и инструменту — 73; и т. д. на другие технологические процессы, которые здесь не приведены.

Аналогичные нормативные документы оборонных отраслей промышленности надо собрать и использовать.

Согласно требованиям ГОСТ Р 40.003—2008 (Приложение Д п. Г.5) предприятие обязано иметь перечень используемых документов СМК. Ознакомление с указанными перечнями показывает, что предприятия используют в своей деятельности лишь ограниченное число из имеющихся в стране государственных стандартов по технологическим процессам. Отсутствие того или иного стандарта в перечне не может быть предъявлено предприятию как несоответствие. Однако это говорит о том, что не все известные требования по обеспечению качества технологических процессов используются предприятием.

Для любого технологического процесса предлагается учитывать требования по надежности процессов, которые изложены в следующих стандартах на надежность ГОСТ Р 27.202—83, ГОСТ 27.203—83; ГОСТ 27.204—83; ГОСТ Р 50779.11—2000 (ИСО 3534.2—93); ГОСТ Р 50779.42—99 (ИСО 8258—91); ИСО 5479—97.

Важно оценить правильность оформления технологических документов в соответствии с требованиями, изложенными в стандартах ЕСТД: ГОСТ 3.1118—82; ГОСТ 3.1119—83; ГОСТ 3.1120—83.

В технологических процессах используют сырье, материалы, заготовки, комплектующие изделия. Без их должного качества не может быть обеспечено высокое качество выпускаемой продукции. Поэтому на каждом предприятии должны быть установлены требования к их входному контролю. Организация и порядок проведения входного контроля закупленной продукции, а также требования к организации ее хранения, учета, выдачи в производство, изоляции и возврата брака должны соответствовать ГОСТ 24297—87 "Входной контроль продукции. Основные положения" и нормативным документам (НД), разработанным на его основе. Организации по входному контролю согласовывают НД с ОТК. В современных условиях в НД организации по входному контролю по согласованию с поставщиком может быть предусмотрен контроль дополнительных характеристик закупаемой продукции, не указанных в НД на закупаемую продукцию.

В документах на технологический процесс должны быть пояснения по выполнению указанных требований.

Существенное влияние на качество выпускаемой продукции оказывает состояние технологического оборудования. Поэтому в методиках экспертам предписывается давать оценку организации технического обслуживания и ремонта оборудования. Для оценки рекомендуется использовать критерии, приводимые в ГОСТ 28.001 и ГОСТ 20 831.

Показатели возможностей процессов

Существует ГОСТ Р 50779.44—2001 "Статистические методы. Показатели возможностей процессов. Основные методы расчета". Стандарт применяют в тех случаях, когда выходной показатель качества процесса измеряют по количественному признаку, а индивидуальные значения для отдельных единиц продукции подчиняются закону нормального распределения. Для многих практических приложений достаточно близости распределения к нормальному. В стандарте приводятся методики расчета индексов возможностей стабильных процессов, по которым оценивается уровень несоответствий продукции на выходе технологического процесса. Кроме приведенных в указанном стандарте, имеются и другие показатели возможностей процессов. Их применение должно быть обосновано.

Пособия (методики и анкеты-вопросники) для экспертов по проверке качества технологических процессов

В органе по сертификации СМК "Союзсерт" разработаны методики и анкеты-вопросники для следующих процессов и видов деятельности: сталеплавильного; плавильного цветных металлов; прессовочного; механообрабатывающего; литейного; кузнечно-штамповочного; гранульной и порошковой металлургии; сварочного; цехов термической обработки; цехов нанесения покрытий; технического обслуживания и ремонта основного и вспомогательного оборудования; инструментального обеспечения производства.

Они учитывают требования существующих общероссийских нормативных документов и устанавливают требования к проверке качества указанных видов процессов.

Методики предусматривают проверку оценки предприятием результативности используемых технологических процессов, соблюдения технологической дисциплины, наличия мероприятий по непрерывному улучшению процессов.

Каждая из перечисленных методик включает разделы:

1. Общие положения.
2. Проверка организации системы менеджмента качества конкретного процесса.
3. Проверка организации процесса.
4. Проверка состояния основного и вспомогательного технологического оборудования.
5. Проверка наличия документов по аттестации рабочих мест.
6. Оценка существующей системы менеджмента качества производства продукции.
7. Оценка существующей системы контроля качества готовой продукции.
8. Оценка квалификации персонала.
9. Проверка системы менеджмента качества маркировки, упаковки, хранения и отгрузки продукции.
10. Проверка организации и ведения записей, свидетельствующих о соответствии технологического процесса и продукции установленным требованиям.
11. Проверка наличия записей, свидетельствующих о проведении анализа со стороны руководства по оценке результативности функционирования системы качества конкретного процесса, произведенных корректирующих и предупреждающих действий.
12. Проверка сопроводительной документации на продукцию на предмет полноты содержащихся в ней сведений по качеству и обеспечения прослеживаемости.
13. Проверка организации по непрерывному улучшению ее деятельности.
14. Проверка организации и проведения внутренних аудитов.
15. Оформление результатов проверки.

В каждой методике приводится перечень общероссийских стандартов, регламентирующих соответствующий вид деятельности. Ниже в качестве примера приводится анкета-вопросник по оценке менеджмента качества сварочного производства (процесса):

1. Какие основные направления и цели организации в области обеспечения качества сварочного производства официально сформулированы высшим руководством?
2. Как определены и документально оформлены ответственность, полномочия и взаимодействие персонала, который руководит, выполняет и проверяет работу, влияющую на качество сварочного производства?
3. Каким образом со стороны руководства, несущего административную ответственность за качество сварочного производства, осуществляется анализ эффективности действующей системы менеджмента качества?
4. Какими ресурсами обладает предприятие для обеспечения качества в сварочном производстве?
5. Как организована система обеспечения качества сварочного производства? (Структура системы менеджмента качества, документированные процедуры, планирование качества).
6. Как служба сварочного производства участвует в анализе контрактов, и каким образом документально оформляется это участие?
7. Каким документом регламентируется и как регистрируется взаимодействие службы сварочного производства с подразделениями, ведущими разработки, в которых используется сварка?
8. Какие государственные и отраслевые стандарты и стандарты предприятия, устанавливающие требования к конструкции сварных соединений внедрены? (Перечень).
9. Каким образом организовано управление документами по качеству сварочного производства? Актуализация государственных стандартов, выпуск и утверждение нормативных документов предпри-

ятия, документирование данных о качестве, порядок изменения документации?

10. Как служба сварочного производства участвует в закупках предприятия по сварочному оборудованию, приборам и сварочным материалам:

10.1. Имеются ли документированные процедуры, определяющие обоснование необходимости закупки, анализа обоснованности закупки конкретного оборудования?

10.2. Обозначены ли лица, несущие персональную ответственность за технические вопросы и сроки закупки?

10.3. Имеется ли на предприятии реестр поставщиков, в котором отражаются данные по качеству, соблюдению сроков и стоимости выполненных поставок?

10.4. Имеются ли типовые формы документов на закупку, отражающие точную идентификацию закупаемой продукции, желаемых поставщиков, сроки поставки, технические требования к продукции, требования по проверке продукции у поставщика и на предприятии?

11. Какие документальные процедуры имеются на предприятии по управлению продукцией, поставляемой потребителем?

12. Требования по сопроводительной документации, входному контролю, согласованию возможных отклонений, срокам поставки и т. д.

13. Как организованы и какими документами регламентируются процедуры идентификации и прослеживаемости продукции, изготовляемой с использованием сварки?

13.1. Когда и на каком сварочном посту выполнялись работы по сварке, кто выполнял и кто проконтролировал выполнение сварочных работ?

13.2. Как обеспечивается обратная прослеживаемость качества сварочных работ? (Как проследить на готовом изделии по документам качество сварных соединений всех входящих в него узлов и установить ответственность за его обеспечение).

14. Как организовано управление процессами сварки?

15. Каким документом (документами) регламентируются требования к сварочным производствам (сварочным постам)?

16. Каким документом (документами) регламентируются требования к сварным соединениям и методам их контроля?

17. Каким документом (документами) регламентируются требования по техническому обслуживанию и ремонту сварочного оборудования?

18. Как организованы контроль и испытания продукции, изготовленной с использованием сварки?

18.1. Как организован и какими документами регламентируется входной контроль сварочных электродов, проволоки, флюсов, защитных газов?

18.2. Какие виды контроля и испытаний используются для оценки качества выполняемых технологических процессов сварки?

18.3. Какие виды контроля и испытаний по оценке качества сварных соединений проводятся в составе готового изделия?

18.4. В каких документах регистрируются данные о результатах контроля и испытаний по оценке качества сварных соединений?

19. Как организована и кем контролируется поверка контрольных, измерительных и испытательных средств, используемых в сварочном производстве?

20. В каком документе учитываются рекомендации ИСО 10012—2003 "Системы менеджмента измерений. Требования к измерительным процессам и измерительному оборудованию"?

21. Какими документами идентифицируется статус каждого вида контроля и испытаний, используемых при производстве, монтаже и техническом обслуживании продукции, изготовляемой с использованием сварки?

22. Как организовано и какими документами регламентируется управление продукцией, не соответствующей требованиям?

23. Как гарантируется, что несоответствующая требованиям продукция не может попасть непреднамеренно на следующую операцию, на сборку или к потребителю?

24. Как организованы анализ и принятие решений по сварным конструкциям с несоответствиями и какими документами регламентируются эти процедуры?

25. Как организована и каким документом регламентируется процедура утилизации несоответствующей продукции?

26. Какими документами регламентируются корректирующие и предупреждающие действия?

27. Как организовано и каким документом регламентируется рассмотрение жалоб потребителей и сообщений о несоответствиях продукции требованиям к качеству сварных соединений и принятие решений по ним?

28. Как организовано изучение причин появления несоответствий качества сварных соединений, утверждение и регистрация его результатов?

29. Как подготавливаются, утверждаются, реализуются и регистрируются действия по устранению несоответствий качества сварных соединений установленным требованиям?

30. Каким документом регламентируется, как инициируются, утверждаются и проводятся предупреждающие действия по обеспечению качества сварных соединений?

31. Как представляется информация руководству и потребителю о проведенных предупреждающих действиях?

32. Как организовано и каким документом регламентируется хранение сварочных материалов и сварных конструкций между операциями, исключающими их повреждение и порчу до использования или последующей операции?

УДК 628.3

И. Г. ШАЙХИЕВ, канд. техн. наук (Казанский ГТУ), Р. Т. БАТЫРШИН (ОАО КамАЗ), П. О. ОСИПОВ (ЗАО "Ионообменные технологии, г. Москва), e-mail: ildars@inbox.ru

Очистка отработанных СОЖ с использованием мембранных технологий на ОАО "КАМАЗ"

Исследована возможность очистки отработанных смазочно-охлаждающих жидкостей марок "Инкам", "Кампрол" и "Борамин" с использованием ультрафильтрационной и обратноосмотической установок. Показано, что фильтрат после обратноосмотической очистки можно снова использовать в технологическом цикле.

Ключевые слова: смазочно-охлаждающие жидкости, очистка, ультрафильтрация, обратный осмос.

The possibility of purification of the lubricating fluids "Incas," "Kamprol" and "Boramin" marks using the ultrafiltration and reverse-osmosis plants has been studied. It was shown that the filtrate after the reverse-osmosis purification can be used again in the technological cycle.

Keywords: the lubricating fluids, purification, ultrafiltration, reverse osmosis.

Ни одна технология водоподготовки и очистки сточных вод в современном мире не развивается сейчас так стремительно, как мембранная. Главное преимущество мембранных процессов очистки стоков перед любой другой технологией — безреагентность, что удешевляет стоимость очистки в результате снижения эксплуатационных (подвоз реагентов) и экологических (утилизация осадков) расходов [1]. Немаловажным фактором является возможность повторного использования очищенных сточных вод в качестве полноценного ресурса [2].

Мембранные методы очистки воды основаны на том, что некоторые компоненты системы проходят через мембрану медленнее других или вовсе задерживаются ею. Как правило, разделение с помощью мембраны осуществляется при температуре окружающей среды без фазовых превращений, что наряду с простотой установок определяет их экономичность. Мембраны для вышеуказанных баромембранных методов различаются не только по величине пор, но и по материалу и форме. Для практических целей

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 85)

33. Как организовано и каким документом регламентируется управление регистрацией данных о качестве?

34. Как идентифицируются, собираются и индексируются данные о качестве?

35. Как организовано хранение данных, обеспечивающее их быстрое нахождение, исключение порчи или утраты, конфиденциальность информации?

36. Как организуются и проводятся внутренние проверки качества по сварочному производству?

37. Каким документом регламентируются процедуры проверки?

38. Каким персоналом осуществляются проверки?

39. Как результаты проверок доводятся до сведения проверяемых подразделений?

40. Как контролируются и регистрируются выполнение и эффективность проведенных корректирующих мероприятий?

41. Как организована подготовка персонала, влияющего на качество сварных соединений?

42. Как организована аттестация сварщиков, предусмотренная надзорными органами?

43. Как организуется (если есть необходимость) техническое обслуживание (ремонт) поставленной заказчику продукции? Какими документами регламентируются эти работы?

44. Какими документами регламентируется применение статистических методов при разработке и применении сварочных процессов?

45. Как организована деятельность по непрерывному улучшению? Как организовано планирование деятельности по улучшению системы менеджмента качества? Какие мероприятия по улучшению системы менеджмента качества реализуются на текущий момент?

46. Как организован анализ СМК производства со стороны руководства. Предусмотрен ли анализ СМК производства на текущий год? Какие записи об анализе СМК производства со стороны руководства имеются?

Соответствуют ли, по мнению ответственных за обеспечение качества лиц, имеющиеся записи по проведенным анализам требованиям пункта 5.6 ГОСТ Р ИСО 9001—2008?

Аналогичные анкеты разработаны и по перечисленным выше процессам.

полупроницаемые мембраны используются в составе мембранных фильтрующих элементов следующих конструкционных исполнений: с плоскими мембранами типа фильтр-пресс; с трубчатыми мембранами, расположенными как внутри, так и снаружи трубок; с трубчатыми мембранами, свернутыми по спирали; с плоскими мембранами, свернутыми в рулон; с полыми волокнами.

В настоящее время для процессов обратного осмоса, нано- и ультрафильтрации наиболее широко используются полимерные мембраны. Однако они имеют ряд недостатков: низкое сопротивление температурным, химическим и бактериальным воздействиям водной среды; недостаточную механическую прочность; невысокую селективность. В последнее время большое распространение получают неорганические керамические мембраны.

Особое значение в настоящее время имеет разработка эффективных и экономичных методов очистки сточных вод от эмульгированных в них масел. Сточные воды, содержащие эмульгированные масла, представляют собой многочисленную группу сточных вод от разнообразных производств, имеющихся в каждом регионе страны. К таким сточным водам в машиностроении относятся, в частности: обезжиривающие моющие растворы (ОМР), используемые для мойки металлических поверхностей перед ремонтом или сборкой узлов машин, перед нанесением гальванопокрытий или перед окраской; отработанные СОЖ, применяемые для интенсификации процессов резания, шлифования, прокатки, волочения металлов.

Перечисленные сточные воды имеют разнообразные свойства: pH среды от 4 до 13; температуру до 80 °С; разнородный химический и дисперсный состав загрязнений. Часто эти сточные воды представляют собой самоэмульгирующиеся коллоидные системы, обладающие кинетической и термодинамической устойчивостью.

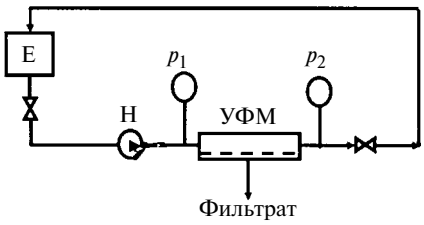


Схема лабораторной установки мембранного разделения отработанной СОЖ

Удаление механических примесей и свободных масел из таких сточных вод не представляет затруднений. Основной задачей их обезвреживания является удаление эмульгированных масел, что связано с необходимостью разрушения устойчивой структуры эмульсий. Традиционные методы очистки сточных вод, содержащих эмульгированные масла, — флотация, отстаивание, коагуляция, фильтрование и другие, не удовлетворяют возросшим требованиям по обеспечению степени очистки воды.

В настоящее время наибольшее распространение получил метод мембранного разделения водомасляных эмульсий с использованием трубчатых ультрафильтров. Последние предназначены для регенерации отработанных моющих и обезжиривающих растворов, утилизации отработанных СОЖ, улавливания и концентрирования масел и нефтепродуктов постов мойки автотранспортных средств, трюмовых (льяльных) вод судов, балластных вод танкеров и т. п. В зависимости от требований, предъявляемых к качеству фильтрата, используют одно- и двухступенчатые установки. Одноступенчатые установки предназначены, в частности, для регенерации отработанных моющих и обезжиривающих растворов.

В связи с вышеизложенным нами проводились работы по исследованию очистки 3 %-го отработанного раствора эмульсии водоэмульсионной СОЖ марки "Инкам-1" (ТУ 0258-004-42147065-ОП-00), применяемой на ОАО "КамАЗ" на операциях лезвийной и абразивной обработки цветных металлов, алюминиевых сплавов и нормально обрабатываемых сталей, с целью повышения стойкости режущего инструмента. Экспериментальные работы проводили на установке, схема которой представлена на рисунке.

Исходная СОЖ из емкости Е насосом Н подается на мембранный модуль УФМ. Под действием рабочего давления поток разделяется на две части: частично очищенный от поллюантов фильтрат, который собирается в приемную емкость, и концентрат, который постоянно возвращается в исходную емкость. В процессе работы концентрация примесей постепенно доходит до максимально возможных значений. Давление регистрируется манометрами p_1 и p_2.

Для проведения ультрафильтрационного разделения использовали керамическую трубку с порами размером 500 Å. Рабочее давление составляло 3 атм., температура разделяемого раствора $t = 20 \div 45$ °С, площадь фильтрации 0,53 м^2. Начальная производительность мембраны по воде составила $Q_в = 113$ л/(м$^2 \cdot$ ч) при температуре 24 °С, объем пропущенной отработанной СОЖ — 16,5 л. После проведения эксперимента объем фильтрата составил 14,4 л, объем концентрата — 2,1 л. Однако было отмечено, что производительность мембраны к моменту завершения эксперимента резко упала и составила по воде $Q_в = 20,5$ л/(м$^2 \cdot$ ч). На практике регенерация мембран осуществляется путем химической промывки растворами реагентов. Проведенные исследования показали, что производительность мембраны не только достигает исходного значения, но и превы-

шает ее в случае промывки оборудования молочной сывороткой, что позволило довести производительность мембраны по воде до $Q_в$ = 340 л/(м^2 · ч).

Однако физико-химический анализ показал высокое содержание различных анионов и высокий ХПК, обусловленные наличием в фильтрате органических соединений, в частности нефтепродуктов (табл. 1).

При разделении смазочно-охлаждающих и жиросодержащих вод требования к качеству фильтрата ужесточаются, так как он обычно сбрасывается в канализацию или используется для приготовления технологических растворов. В связи с этим фильтрат в дальнейшем подвергался обратноосмотической очистке на лабораторной установке. Схема установки обратного осмоса и принцип разделения аналогичны процессу ультрафильтрации. Использовали полиамидную мембрану с площадью фильтрации 0,5 м^2 марки Filmtec TW 30-1812-75. Рабочее давление составляло 10 атм., начальная производительность рулона по воде $Q_в$ = 45 л/(м^2 · ч) при t = 25 °С. При объеме пропущенного стока 13 л объем фильтрата составил 11,8 л, а объем концентрата 1,2 л.

Отмечено снижение производительности установки, связанное с забиванием пор мембраны. После проведения эксперимента производительность установки по воде составила $Q_в$ = 16 л/(м^2 · ч). Использование разных моющих составов (табл. 2) позволило несколько повысить производительность установки, которая тем не менее уступала первоначальной.

В дальнейшем ультрафильтрационная и обратноосмотическая установки были использованы для исследования разделения СОЖ марки "Кампрол-3" (ТУ 0253-016-27833685—2001), применяемой в качестве технологической среды в виде 1,5÷10 %-й водной эмульсии на операциях лезвийной обработки металлов и сплавов. Условия проведения эксперимента соответствовали описанным ранее. Анализ данных, приведенных в табл. 3, показал, что в процессе ультрафильтрации отработанной СОЖ марки "Кампрол-3" наблюдается несколько меньшая степень очистки фильтрата по неорганическим анионам в сравнении с очисткой СОЖ марки "Инкам-1". В то же время при использовании обратного осмоса наблюдается иная зависимость — удаление поллюантов из фильтрата, полученного после пропускания СОЖ марки "Кампрол-3", выше, чем в случае прохождения через мембрану ультрафильтрата СОЖ марки "Инкам-1". По всей видимости, данное обстоятельство объясняется более высоким

Таблица 1

Результаты анализов исходной СОЖ "Инкам-1", ультрафильтрата и фильтрата обратного осмоса

Показатели	Исходная СОЖ марки "Инкам-1"	Фильтрат после ультрафильтрации	Степень удаления поллюантов из исходной СОЖ, %	Фильтрат после обратного осмоса	Степень удаления поллюантов из ультрафильтрата, %
pH	9,5	9,28	—	9,12	—
ХПК, мг O_2/л	19 580	4560	76,7	666	85,3
Жесткость общая, мг-экв/л	3,6	5,0	—	2,6	48
Содержание, мг/л:					
ионов аммония	21	8,0	61,9	6,0	25
нитрат-ионов	64	14,8	—	20	86
нитрит-ионов	19	0,62	96,7	0,06	90
сульфат-ионов	30	145	—	9,0	93,7
фосфат-ионов	88	12,5	85,7	1,0	92
хлорид-ионов	575	163	41,6	121,8	25
катионов Al^{3+}	9,4	5,1	45,7	0,00115	99,9
железа общего	15	0,395	97,3	0,0245	93,7
катионов Cu^{2+}	0,2	0,273	—	0,051	81
катионов Ni^{2+}	0,9	0,0092	98,9	0,00245	73
катионов Zn^{2+}	0,6	0,69	—	0,0357	95
ПАВ	8,8	1,61	81,7	0	100
жиров	6700	206,4	96,9	4,0	98
нефтепродуктов	6030	14,2	99,7	0,197	98,6
Сухой остаток, мг/л	9860	6362	35,4	1810	71,5

Таблица 2

Влияние состава моющих растворов на производительность обратноосмотической установки после промывки

Номер п/п	Состав моющего раствора	Производительность после промывки, л/(м^2 · ч)
1	2 %-й раствор триполифосфата натрия + 0,5 %-й раствор трилона Б. Доведение раствором NaOH до pH = 12,0	23,0
2	1,5 %-й раствор пиросульфита натрия (однократная промывка)	22,7
3	1,5 %-й раствор пиросульфита натрия (двухкратная промывка)	27,8
4	1 %-й раствор фторида аммония	20,0
5	1 %-й раствор трилона Б + 10 мг/л моющего стредства "СОРТИ". Доведение раствором NaOH до pH = 11,0	26,0

Таблица 3

Результаты анализов исходной СОЖ "Кампрол-3", ультрафильтратов и фильтратов обратного осмоса

Показатели	Исходная СОЖ марки "Кампрол-3"	Фильтрат после ультрафильтрации	Степень удаления поллюантов из исходной СОЖ, %	Фильтрат после обратного осмоса	Степень удаления поллюантов из ультрафильтрата, %
pH	8,5	8,84	—	8,72	—
ХПК, мг O_2/л	85120,0	12 312	85,5	1140,0	90,7
Жесткость общая, мг-экв/л	6,8	2,5	63,0	0,11	95,6
Содержание, мг/л:					
ионов аммония	360,0	240,0	33,0	60,0	75,0
нитрат-ионов	463,0	200	56,8	8,0	96,0
нитрит-ионов	112,0	6,9	93,8	0,63	90,8
сульфат-ионов	80,0	172,0	—	6,0	96,5
фосфат-ионов	1040,0	335,0	67,7	5,0	98,5
хлорид-ионов	67,0	176,0	—	8,15	95,3
катионов Al^{3+}	14,3	0,615	95,6	0,073	88,0
железа общего	18,0	3,8	78,9	0,057	98,4
катионов Cu^{2+}	3,4	2,51	26,0	0,047	98,0
катионов Ni^{2+}	0,5	0,055	89,0	0,0033	94,0
катионов Zn^{2+}	9,8	1,8	81,6	0,13	92,7
ПАВ	10,2	2,2	78,0	1,55	29,5
жиров	12450,0	164,1	98,6	4,43	97,2
нефтепродуктов	62470,0	41,8	99,9	111	97,3
Сухой остаток, мг/л	6888,0	7495	89,0	1037,0	86,2

Таблица 4

Результаты анализов исходной СОЖ "Борамин", ультрафильтратов и фильтратов обратного осмоса

Показатели	Исходная СОЖ марки "Борамин"	Фильтрат после ультрафильтрации	Степень удаления поллюантов из исходной СОЖ, %	Фильтрат после обратного осмоса	Степень удаления поллюантов из ультрафильтрата, %
pH	10,5	9,87	—	8,45	—
ХПК, мг O_2/л	42560,0	18696,0	56,1	834,24	95,5
Жесткость общая, мг-экв/л	6,4	15,0	—	0,16	—
Содержание, мг/л:					
ионов аммония	213,0	86,0	60	28,2	67,4
нитрат-ионов	130,0	60,0	53,8	14,5	75,8
нитрит-ионов	66,0	5,5	91,7	0,93	83,1
сульфат-ионов	40,0	110,0	—	0,1	99,99
фосфат-ионов	165,0	120,0	27,3	1,4	98,8
хлорид-ионов	150,15	145,86	2,8	45,1	69,1
катионов Al^{3+}	1,73	0,574	66,8	0,0134	97,7
железа общего	39,0	13,46	65,5	0,313	97,7
катионов Cu^{2+}	11,0	8,4	23,4	0,0386	99,5
катионов Ni^{2+}	1,0	0,57	43	0,0075	98,7
катионов Zn^{2+}	14,6	6,81	53,4	0,09	98,7
ионов B^{3+}	11,0	10,93	0,6	1,087	90,1
ПАВ	1150,0	43,2	96,2	1,04	97,6
жиров	2580,0	50,0	98,1	3,86	92,3
нефтепродуктов	16437,0	6,16	99,9	1,1	82,1
Сухой остаток, мг/л	53260,0	14840,0	72,1	1220,0	91,8

содержанием загрязняющих веществ и реагентов, входящих в состав СОЖ марки "Кампрол-3".

Следующим этапом работы было исследование возможности использования ультрафильтрационной и обратноосмотической установок для разделения компонентов СОЖ "Борамин" (ТУ 2484-023-27833685—2003), предназначенной для применения в качестве технологической среды в виде 1,5÷3 %-й водной эмульсии на операциях абразивной и лезвийной обработки углеродистых и легированных сталей (табл. 4). "Борамин" может также применяться для межоперационной промывки деталей из углеродистых и легированных сталей. Он представляет собой композицию на основе борсодержащих производных триэтоноламина и эфиров жирных кислот, которая при смешении с водой образует устойчивую эмульсию. Условия проведения эксперимента соответствовали описанным ранее, исключение составляет давление при проведении обратноосмотического разделения — 15 атм.

Сравнивая данные табл. 1 и 3, можно отметить, что при использовании ультрафильтрации для всех трех исследованных образцов СОЖ наблюдается значительное снижение такого показателя, как ХПК, связанное, очевидно, с задержкой на мембране нефтепродуктов, жиров и ПАВ, входящих в состав композиции. Следует отметить, что при использовании ультрафильтрационной очистки наблюдается проникновение катионов меди, хлорид- и сульфат-ионов в фильтрат. Названные анионы улавливаются на установке обратного осмоса, однако следует отметить, что в фильтрате после обратноосмотической мембраны наблюдается наличие катионов Cu^{2+}, нитрат-ионов и сухого остатка, содержание которых выходит за рамки требований при сбросе данных поллюантов в промышленную

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.31

Е. С. АСКАРОВ, канд. техн. наук (Казахский национальный ТУ им. К. Сатпаева, г. Алма-Ата),
e-mail: erlan57@mail.ru

Повышение эффективности работы ветровой энергетической установки малой мощности

Дается информация о разработке двух новых конструкций ветровой энергетической установки малой мощности: с горизонтальной осью вращения ветрового колеса и с вертикальной осью вращения колеса-ротора.

Ключевые слова: ветроэнергетическая установка, установка с горизонтальной осью, установка с вертикальной осью, повышение КПД ветроустановки, установка модульного исполнения.

The information on the development of two new designs of wind power installation of small capacity is presented. One design has horizontal rotation axis of the wind wheel, and another one-vertical rotation axis of the wheel-rotor.

Keywords: wind power installation, the installation with horizontal axis, the installation with vertical axis, efficiency enhancement of the wind turbine, installation of modular design.

В настоящее время развитие альтернативной экологически чистой энергетики имеет огромное значение. Ясно, что сжигание минерального топлива с целью получения энергии не имеет серьезных перспектив ввиду истощения запасов топлива и ухудшения экологической ситуации в мире. Хорошей перспективой является ветровая энергетика, которую человек использует уже много сотен лет. Она возобновляема и практически экологически чиста.

Наиболее перспективно использование ветровой энергии для обеспечения небольших отдаленных населенных пунктов. Это объясняется тем, что строительство крупных ветровых энергетических установок (ВЭУ) дело достаточно сложное, удельный выход энергии на единицу массы или стоимости установки невысок, большое значение имеет фактор нестабильности ветрового потока. Снабжение энергией, получаемой от ВЭУ, небольших объектов (поселки, деревни, хутора, железнодорожные разъезды и т. д.) — идеальный вариант. Для таких объектов невыгодно строить отдельную линию электропередачи, так как стоимость энергии в связи с отдаленностью объекта от централизованной крупной электростанции будет большой.

Малые ВЭУ давно используются в практике, в мире их насчитывается несколько миллионов. Но актуальной остается задача повышения эффективности данного вида ВЭУ [1]. Коэффициент полез-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 89)

канализацию и на биологические очистные сооружения. В связи с этим фильтрат после обратноосмотической очистки можно направлять на технологические цели, такие как промывка оборудования, получение рабочих растворов СОЖ, промывочные гальванические растворы и т. д.

В реальных условиях отработанные СОЖ указанных марок, потребление которых на ОАО "КамАЗ" составляет сотни тонн в год, необходимо предварительно очищать от грубодисперсных и взвешенных частиц, попадающих в процессе обработки металлов на фильтры, а затем направлять на мембранную очистку. Концентраты, содержащие в своем составе в основном органические вещества, в дальнейшем планируется утилизировать путем сжигания на специальных установках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Первов А. Г., Телитченко Л. А.** Мембранные технологии очистки воды // Экология производства. 2005. № 11. С. 70—74.

2. **Керамические** мембраны, аппараты и установки для очистки воды, сточных вод, отработанных масел и технологических жидкостей // РХТУ — экономике России. Завершенные научные разработки: Справочник. М.: Изд-во РХТУ, 2002. 83 с.

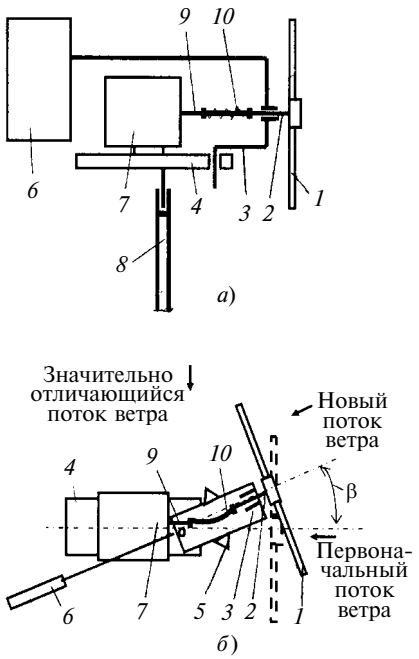


Рис. 1. Схема ВЭУ с горизонтальной осью вращения ветрового колеса и улучшенной возможностью ориентации колеса по направлению ветра:
а — вид сбоку; *б* — вид сверху

ного действия (КПД) идеальной ВЭУ равен 0,593. Это доказано давно. Необходимо отметить, что попытки увеличить эту цифру бессмысленны: нельзя забрать у ветра энергии больше этой величины, т. е. более 59 %. В зоне ветрового колеса ветер должен постоянно сменяться, в противном случае за ветровым колесом образуется штилевая зона, которая будет тормозить новые потоки ветра. Следовательно, утверждения некоторых исследователей, что они получили для ВЭУ КПД > 0,593, недостоверны. Наша задача — получить конструкцию ВЭУ с КПД, максимально приближенным к идеальному.

Рассмотрим первый тип ВЭУ. Это ВЭУ с горизонтальной осью вращения ветрового колеса. Такие установки имеют реальный КПД ≈ 0,4÷0,45. Их основной недостаток — необходимость ориентации ветрового колеса по направлению ветра. Максимальный эффект получается, если плоскость ветрового колеса перпендикулярна к потоку ветра. В такой установке ветроколесо и генератор обычно установлены на платформе, снабженной флюгером и имеющей возможность свободного поворота на башне. Ветровое колесо и генератор имеют значительную массу, что создает значительные силы трения в оси вращения платформы и затрудняет поворот платформы для ориентации ветрового колеса при действии ветра на флюгер. Особенно это сказывается при незначительном изменении направления ветра (в пределах 30°). Было бы желательно создать такую ВЭУ, в которой при небольших углах изменения потока ветра поворачивалось бы только ветровое колесо. Такая установка значительно быстрее реагирует на изменения потока ветра, и ее КПД выше. Предлагается следующее решение [2].

Ветроустановка (рис. 1) состоит из: ветрового колеса *1*, установленного на горизонтальном валу *2*, который смонтирован на дополнительной платформе *3*. Платформа *3* установлена на платформе *4* с возможностью ограниченного поворота в одну сторону на угол β (ориентировочно β = 30°). Ограничение поворота обеспечивается упорами *5*. К платформе *3* жестко крепится флюгер *6*. На основании платформы *4* установлен генератор *7*, а сама платформа *4* — на башне *8* и может свободно поворачиваться относительно оси башни. Вал *9* генератора *7* и вал *2* ветрового колеса *1* соединены гибкой муфтой *10*, передающей крутящий момент при смещении осей валов *2* и *9* не более, чем на угол β в одну сторону. Для передачи небольшой мощности (в пределах 5 кВт) в качестве муфты могут быть использованы стальная пружина, резиновая трубка, карданная муфта и т. д., причем частота вращения вала *2* невысокая: в пределах 300 мин$^{-1}$.

Ветроустановка работает следующим образом. На ветровое колесо *1* набегает первоначальный поток ветра, направление которого перпендикулярно к плоскости колеса *1* (см. рис. 1, *б*). Колесо начинает вращаться и через гибкую муфту *10* передает вращение на вал *9* генератора *7*. Предположим, что через некоторое время направление ветра изменилось, но не более чем на угол β. Поток ветра давит на плоскость флюгера *6* и поворачивает дополнительную платформу *3* с ветровым колесом *1* до оптимального положения (плоскость ветроколеса *1* перпендикулярна к потоку ветра). Силы ветра вполне достаточно, чтобы совершить такой поворот. При этом поворачивается только колесо *1* с дополнительной платформой *3*. Генератор *7* остается на месте. Силы трения в оси поворота дополнительной платформы *3* незначительные. При значительном изменении направления потока ветра под воздействием силы ветра на флюгер произойдет поворот платформы *4*, что соответственно сориентирует колесо *1*.

Рассмотрим второй тип ВЭУ — с вертикальной осью вращения ветрового колеса. Основной недостаток этой ВЭУ — сложность изготовления длинного вала и его вертикальный монтаж в подшипниковых опорах. Изготовление опор также является сложной технологической задачей, так как требуется обеспечить соосность опор и их жесткость. Недостатком конструкции является и большая масса вала, которая давит на нижнюю вращательную опору и создает большой момент трения, т. е.

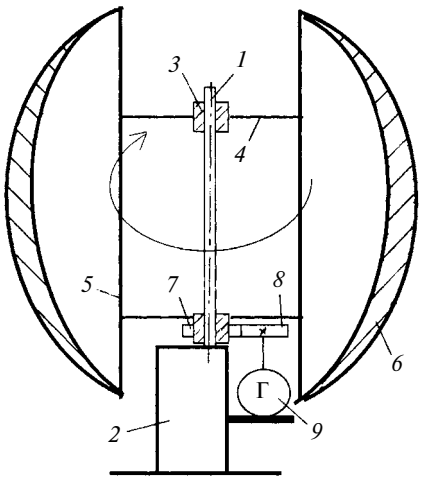


Рис. 2. Схема ВЭУ с вертикальной неподвижной осью вращения ветрового колеса

уменьшается коэффициент полезного действия установки.

Этот тип ВЭУ имеет достаточно небольшой КПД (не более 0,18). Утверждения некоторых исследователей, что они получили КПД вертикальной ВЭУ на уровне 0,3÷0,4 практикой не подтверждаются. Небольшой КПД установки приводит к увеличению ее размеров и массы, что значительно влияет на развитие этого типа ВЭУ. Как видим, КПД ВЭУ этого типа в 2 раза меньше КПД ВЭУ с горизонтальной осью вращения. Известно, что мощность ВЭУ линейно зависит от площади ветрового колеса, ометаемой ветром. Следовательно, при всех равных условиях площадь ветрового колеса ВЭУ с вертикальной осью должна быть как минимум в 2 раза больше, чем у колеса ВЭУ с горизонтальной осью. Например, ВЭУ с вертикальной осью мощностью 3 кВт должна иметь ометаемую площадь не менее 40 м^2, а для этого необходим вал длиной 7÷8 м.

Ясно, что изготовление такого вала и его монтаж в корпусе — задача сложная. Как некоторое решение этой задачи возможно модульное исполнение установки, т. е. делают несколько частей-модулей, а затем собирают их на месте в единое целое. Можно предложить несколько иной способ решения этой сложной технологической задачи: отказаться от вращающегося вала и заменить его неподвижной осью, на которой будут вращаться втулки с прикрепленным к ним ветровым колесом [3].

Такая ВЭУ (рис. 2) состоит из: вертикальной оси *1*, которая жестко установлена в корпусе-основании *2*. На оси *1* установлены две втулки *3* с возможностью свободного проворота. К втулкам в диаметральном направлении прикреплены распорки *4*, к которым присоединены вертикальные стержни *5*. К стержням *5* крепятся лопасти *6* ротора Дарье. На нижней втулке соосно и жестко установлено зубчатое колесо *7*, кинематически связанное с зубчатым колесом *8*, жестко закрепленным на валу генератора *9*, который установлен на корпусе-основании *2*. Расстояние между опорами *3* может быть намного меньше высоты лопастей *6* (ориентировочно в 2÷3 раза). Следовательно, высота оси *1* также может быть уменьшена.

Ветроустановка работает следующим образом. На лопасти *6* набегает ветер и они начинают вращаться. Вращение передается втулкам *3*, зубчатому колесу *7* и колесу *8*, которое вращает вал генератора *9*. Применение предлагаемой конструкции ВЭУ позволит упростить технологию ее изготовления.

В старой конструкции (см. рис. 1) необходимо было иметь длинный вращающийся вертикальный вал, который должен быть закреплен в двух местах: внизу и вверху. Для ВЭУ мощностью 3 кВт вал должен быть длиной около 8 м. Длина вала практически равна длине ротора. Верхняя часть вала не может быть короче ротора, так как необходимо обеспечить крепление верхней опоры вала (обычно это туго натянутые тросы). Изготовить такой вал с обеспечением соосности и жесткости — сложнейшая технологическая задача: нужен специальный токарный станок, на котором можно обрабатывать такие длинные заготовки с требуемой точностью. Такой вал трудно монтировать и сложно обеспечить его крепление в верхней точке.

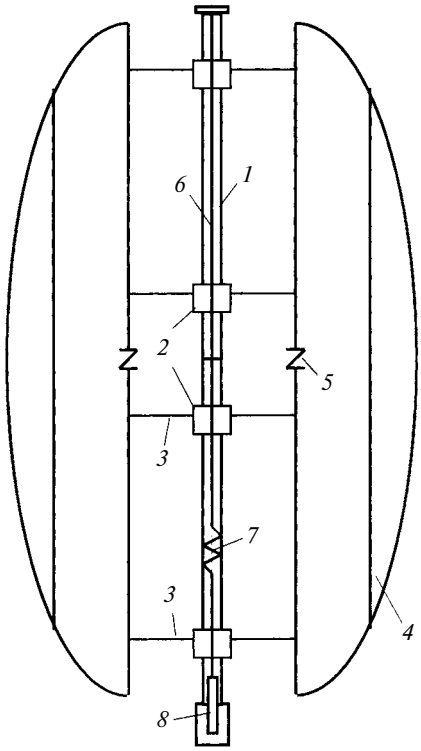


Рис. 3. Схема ВЭУ с вертикальной неподвижной осью вращения ветрового колеса модульного исполнения

Достоинством предлагаемой схемы (см. рис. 2) является то, что на основании устанавливается неподвижная жесткая ось, соосность которой необходимо обеспечить только в местах установки втулок. Расстояние между втулками, равное 3 м, может быть меньше высоты ротора в 2÷3 раза (при высоте ротора ≈8 м). Таким образом, в новой конструкции втулки вращаются вокруг жесткостной относительно короткой оси (длиной ≈3 м). Несоосность втулок также может быть достаточно большой (2÷3 мм). Эта погрешность будет компенсироваться упругостью и гибкостью самой конструкции лопастей. Ось не требует закрепления в верхней точке.

Все эти факторы значительно упрощают технологию изготовления ВЭУ: примерно на 25—30 %. Следует отметить, что именно проблема длинного вертикального вала является основной, сдерживающей широкое применение роторных ВЭУ на практике. К тому же масса втулок намного меньше массы длинного вала, следовательно, их вес будет создавать намного меньший момент трения в нижней вращательной опоре, что несомненно повысит КПД установки. Данное решение может быть применено в любой схеме ВЭУ с вертикальной осью вращения ротора, например в схемах Савониуса, Дарье, Эванса, Масгрува, карусельной и т. д.

Данную схему возможно применить и при создании модульных конструкций ВЭУ, что позволит создавать ВЭУ средней мощности — до 100 кВт. Оси *1* состыковываются по вертикали (рис. 3). На каждой оси *1* устанавливаются по две втулки *2*, к которым крепятся распорки *3* с лопастями *4* ротора. Для компенсации несоосности осей *1* и втулок *2* в лопастях *4* имеются упругие элементы *5*. Для обеспечения жесткости конструкции предлагается внутри осей *1* пропустить стальной канат *6*, который жестко закрепляется вверху. В нижней оси *1* имеется пружина *7*. Канат 6 внизу крепится к винту *8*. Вращение винта *8* обеспечивает натяжение каната *6*, а следовательно, соосность и жесткость осей *1*. Кроме того, эта схема не требует применения опор верхних частей осей *1*.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аскаров Е. С.** Конструкция ветроустановки малой мощности // Вестник машиностроения. 2007. № 11. С. 74—76.
2. **Инновационный пат. 22193 РК.** Ветровая энергоустановка малой мощности.
3. **Инновационный пат. 22192 РК.** Ветровая энергоустановка с вертикальной осью вращения ветроколеса.

ВАКУУМНАЯ ТЕХНИКА: справочник

Под ред. **К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова**

3-е изд. переработанное и дополненное

2009. – 600 с.: ил. ISBN 978-5-94275-436-5 **Цена 1100 р.**

Содержит основные сведения по теории вакуума, расчету, конструированию и эксплуатации вакуумных систем и их элементов. Приведены физико-механические характеристики материалов, применяемых для изготовления элементов вакуумной аппаратуры, методы ее сборки и отладки, правила эксплуатации. Описаны приборы для измерения давления в вакуумных системах методы и средства течеискания. Даны сравнительные характеристики отечественных и зарубежных образцов вакуумной техники.

3-е издание (2-е изд. 1992 г.) дополнено разделами по вакуумным смазкам и герметикам, нераспыляемым газопоглотителям, элементам газовых систем вакуумного технологического оборудования, безмасляным форвакуумным насосам, а также сравнительными характеристиками отечественных и зарубежных средств для получения вакуума и других элементов вакуумных систем.

Для инженерно-технических работников и специалистов, занимающихся конструированием, производством и эксплуатацией вакуумных систем, а также для студентов технических вузов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU