ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4

2010

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **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, **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)

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Гроховский Д. В. — Принципы конструирования малошумных центробежных многоступенчатых насосов энергетических установок 3

Никифоров А. Н., Банах Л. Я. — Определение условий отсутствия неустойчивых режимов в системе "гибкий ротор — уплотнительное кольцо", связанных с действием неконсервативной гидродинамической силы в кольцевом зазоре 11

Александров И. К. — Энергетическая неэффективность разветвленных кинематических цепей 20

Мельников В. З. — Синтез зубчатых передач с произвольным *n*-парным зацеплением 29

Раков В. А., Смирнов А. В. — Определение необходимой мощности ДВС гибридных силовых установок транспортных средств 32

Цвик Л. Б., Шапова М. В., Храменок М. А. — О моделировании сложных напряженных состояний на пластинчатых образцах с концентраторами в виде канавок 36

Юсуфов А. Р., Абачараев И. М., Санаев Н. К. — Перспективные направления нанесения защитных покрытий на детали машин 40

Минаев А. Я. — Автоматизированный комплекс для испытаний на удар и вибрацию 42

Остсёмин А. А. — Расчет режимов дуговой сварки в углекислом газе стыковых соединений без разделки кромок. 46

Ахмедпашаев М. У. — Влияние легирующих элементов на свойства сложнолегированных сталей до цементации, используемых в вырубных штампах. 48

Манахов П. В., Федосеев О. Б. — Аппроксимация кривых упрочнения стали 08Х22Н6Т и стали 20 параболическими функциями 50

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

Корнеев А. Ю., Ярославцев М. М. – Динамические характеристики конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения 52

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Юркевич В. В. — Динамические испытания фрезерного станка УФ-280 58

Еренков О. Ю., Игумнов П. В., Никишечкин В. Л. — Исследование механических свойств полимерных композитных материалов 61

Микипорис Ю. А. — Трибоэлектризация топлив 64

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. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 1 68

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Саламатина Н. И., Федотов С. В., Клячко Л. М., Степанов А. Е., Приходько Е. А. — Методология управления системными кризисными явлениями 72

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Гортышов Ю. Ф., Дружинин А. М., Гуреев В. М., Гумеров И. Ф., Строганов В. А. — Поршневые кольца или поршневые уплотнения? 80

Цыбулько А. Е., Романенко Е. А. — Натуральная механическая модель (критерий) предельных состояний материалов при сложном нагружении. 83

Первый международный форум "Технологии в машиностроении — 2010" 85

К 100-летию со дня рождения В. Н. Кудрявцева. 87

Реклама. 67, 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Grokhovsky D. V. — Design principles of low-noise centrifugal multi-step pumps for electric power installations

Nikiforov A. N., Banakh L. Ya. — Defining of absence conditions of unstable state in the system "flexible rotor — sealing ring", related with action of a non-conservative hydrodynamic force in annular gap

Aleksandrov I. K. — Energy non-effectiveness of branched kinematic chains

Mel'nikov V. Z. — Synthesis of toothed gears with arbitrary *n*-pair engagement

Rakov V. A., Smirnov A. V. — Defining of necessary power of hybrid internal-combustion engines of hauling units

Tsvik L. B., Shapova M. V., Khramenok M. A. — On modeling of the combined stresses on plate-type samples with concentrators in the groove form

Yusufov A. R., Abacharaev I. M., Sanaev N. K. — Prospective ways of protective coats putting on the machineries

Minaev A. Ya. — An automated complex for impact and vibration tests

Ostsemin A. A. — Calculation of arc welding conditions of butted joints without grooving in the carbon dioxide medium

Akhmedpashaev M. U. — Effect of alloying elements on the properties of the alloy-composite steels before the cementation, assigned for use in the punching dies

Manakhov P. V., Fedoseev O. B. — Approximation of hardening curve of steel 08X22H6T grade by 20 parabolic functions

Series of articles "Problems of tribology — friction, wear, and lubrication"

Korneev A. Yu., Yaroslavtsev M. M. — Dynamic characteristics of conical multiple-wedge hydrodynamic supports of liquid friction

MANUFACTURING ENGINEERING

Yurkevich V. V. — Dynamic tests of the UF-280 milling machine

Erenkov O. Yu., Igumnov P. V., Nikishechkin V. L. — Study of stress-strain properties of polymer structural materials

Mikiporis Yu. A. — A fuel triboelectrization

Series of articles "Theory and practice problems of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Elaboration of a new theory of thermal processes. 4. Analysis of basic theoretical studies of the cutting thermal physics

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Salamatina N. I., Fedotov S. V., Klyachko L. M., Stepanov A. E., Prikhod'ko E. A. Management methodology by the systemic crisis phenomena

TECHNICAL INFORMATION

Gortyshov Yu. F., Druzhinin A. M., Gureev V. M., Gumerov I. F., Stroganov V. A. — What is better — the piston rings, or the piston packing ones?

Tsybul'ko A. E., Romanenko E. A. — Natural mechanical model (criterion) of the materials limiting state at complicated loading

First International forum "Technologies in the engineering industry — 2010"

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

Сдано в набор 01.02.2010. Подписано в печать 16.03.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,79. Заказ 282.

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", 2010

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.671:621.311

Д. В. ГРОХОВСКИЙ, д-р техн. наук
(Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург), тел.: 8-9119730681

Принципы конструирования малошумных центробежных многоступенчатых насосов энергетических установок

Рассмотрены основные принципы конструирования центробежных насосов с низкой виброактивностью. Показано, что повышение уровня вибрации насосов обусловлено не столько величиной остаточного дисбаланса ротора, сколько конструктивно-технологическими факторами, часть из которых органически присуща многоступенчатым насосам и они не могут быть устранены каким-либо способом.

Ключевые слова: вибрация, шумовая "загрязненность", акустическая оптимизация, безопорный ротор, выбор числа лопаток, небалансируемость центробежного многоступенчатого насоса.

Basic design principles of low-noise centrifugal pumps are considered. It was shown that pump's vibration level growth is conditioned not so much by residual rotor unbalance, as by design-technological factors, some part of which is inherent organically to the multi-step pumps, so that they cannot be eliminated whatever.

Keywords: vibration, noise "pollution", acoustical optimization, unsupported rotor, blades number choice, multi-step pump unbalancing.

Одним из направлений развития динамики машин в последнее время, хотя и не в прежнем темпе, является акустическая динамика, в задачи которой входит и поиск взаимосвязей вибрации машины с ее динамической напряженностью и надежностью.

Число паропроизводящих установок, в основном стационарных (на атомных и тепловых электростанциях) и в гораздо меньшей степени судовых (корабельных), постоянно растет, что обусловило увеличение числа работающих высоконапорных центробежных насосов. Среди них преобладают центробежные многоступенчатые насосы (ЦМН), используемые в качестве как главных, так и пускорезервных агрегатов в питательных системах котлов и реакторов.

Широкое распространение ЦМН требует тщательной отработки их конструкций с целью получения рациональных соотношений эксплуатационных (заданных) и конструктивно-изменяемых (управляемых) параметров. При этом необходимо обеспечить минимальные уровни вибраций насосов, так как в настоящее время уровни вибраций отечественных и зарубежных ЦМН превышают все допустимые нормы, приближаясь к уровням вибраций двигателей внутреннего сгорания [1].

Неослабевающий интерес к решению данной задачи вызван постоянно увеличивающейся вибрационной и шумовой "загрязненностью" окружающей среды. Так, за последние 50 лет уровень шума в городах повысился на 20 дБ. Вибрация же оказывает самое неблагоприятное воздействие на человека, способствуя развитию шумовибрационной патологии [2].

Особенно сильно влияние вибрации сказывается в условиях ограниченного пространства типа судовых (корабельных) помещений при длительном автономном плавании, о чем свидетельствуют данные судовой практики и медицины. При этом малые амплитуды колебаний машины "маскируют" разрушительное воздействие вибрации на живые организмы.

Именно выявление источников вынуждающих сил, расчет их интенсивностей и частот воздействия является актуальной задачей, решение которой должно предшествовать поиску оптимального соотношения параметров ЦМН. Необходимость решения указанной задачи подтверждается как существованием повышенных уровней вибраций, во всем низкочастотном диапазоне ЦМН различных назначений и конструкций, так и некоторыми особенностями динамического поведения, не укладывающимися в рамки обычных представлений о причинах вибрации насосов (рис. 1). Высокий уровень вибрации L корпуса опорного подшипника, ротора на частоте $f_r = 50$ Гц — наглядное тому подтверждение.

Особенностью акустической оптимизации параметров ЦМН является учет вращения ротора насоса

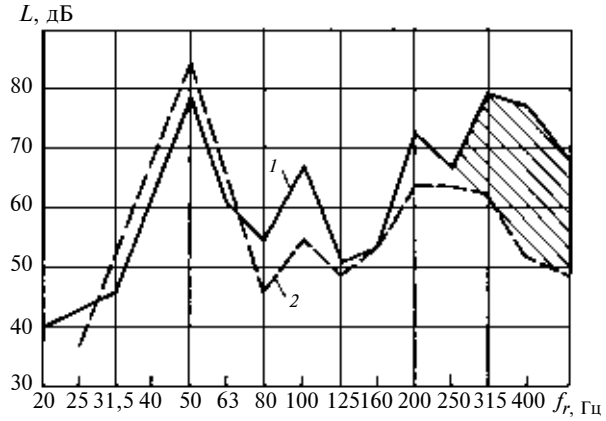


Рис. 1. Спектрограммы виброускорений корпуса подшипника при различных расходах:
1 — на спецификационном режиме; *2* — с нулевым расходом жидкости: (на ротор добавляли грузы для получения примерно одинаковых уровней вибрации на частоте f_r)

в узких кольцевых каналах, заполненных жидкостью под давлением и оказывающих неоднозначное влияние на инерционно-жесткостные свойства ротора. Пренебрежение этим обстоятельством является причиной несовершенства ряда динамических моделей ротора ЦМН и, как следствие, получение ошибочных результатов.

Так, динамические модели роторов ЦМН, предложенные А. А. Ломакиным [3, 4] и В. А. Марцинковским [5], являются принципиально ошибочными и непригодными для расчета собственных частот ротора и амплитуд вынужденных колебаний насоса. Неадекватность этих моделей существующим реальным конструкциям роторов ЦМН подтверждается многочисленными несоответствиями расчетных и экспериментальных данных при анализе динамического поведения ЦМН в случае внесения различных конструктивных изменений в систему "ротор — корпус". Так, например, значительно изменялась жесткость упругих связей в системах "ротор — корпус", "корпус — опорные конструкции" и в упругой муфте насосного агрегата. В широких пределах изменялась величина остаточного дисбаланса ротора при установке на ротор добавочных масс в различных местах: на разгрузочном диске и на двух балансировочных головках, разнесенных по длине ротора.

Однако повышенные уровни вибраций корпусов опорных подшипников ротора, особенно на частоте f_r, оставались неизменными и превышали расчетные на $16 \div 18$ дБ при допустимой точности $\pm$ 3 дБ. Невыясненными оставались причины так называемой небалансируемости насоса и значительной величины возмущающей силы, передаваемой опорным конструкциям несмотря на наличие амортизаторов.

Еще более непонятным был результат сопоставления вибраций насоса, работающего без перекачивания воды (сухого), и этого же насоса, работающего на спецификационном режиме. Дело в том, что "сухой" насос при незатянутых сальниковых уплотнениях и неработающих межступенчатых щелевых уплотнениях (вода в них не поступала) был отбалансирован на частоте $f_r = 50$ Гц двумя корректировочными массами до требуемого уровня вибрации $L = 52$ дБ на корпусах подшипников ротора. Затем насос был подключен к всасывающей и напорной магистралям и вновь запущен. При этом уровни вибраций корпусов опорных подшипников резко возросли (на $25 \div 30$ дБ), хотя величина остаточного дисбаланса ротора оставалась прежней, а собственная частота ротора выросла с 60 до 90 Гц из-за включения в работу межступенчатых щелевых уплотнений (см. рис. 1).

Согласно исследованиям А. А. Ломакина при дросселировании в щелевых уплотнениях осевого давления возникают центрирующие (поддерживающие) гидростатические силы, повышающие жесткость ротора и поэтому способствующие снижению вибраций. Рассчитанная по формулам А. А. Ломакина собственная частота ротора увеличилась почти в 2 раза, а уровень виброускорений вместо снижения возрос почти в $18 \div 30$ раз.

Кроме того, передаваемая на опорные конструкции вынуждающая сила в 5,5 раза превосходила таковую от остаточного дисбаланса ротора, рассчитанную по формулам теории колебаний. Еще удивительнее было то, что произведение массы насоса на ускорение не равнялось вынуждающей силе, т. е. динамическое поведение машины не соответствовало второму закону Ньютона!

К сожалению, ни экспериментаторы, ни работники завода, на котором создавался и исследовался данный серийный ЦМН, так и не сумели понять и оценить полученный феноменальный результат. Этот факт, как и многие другие обнаруженные особенности динамического поведения насоса, заставил тщательно пересмотреть существующие взгляды на динамику ротора и оценить влияние конструктивно-технологических факторов насоса на виброактивность машины в целом.

В частности, описанный результат эксперимента с "сухим" насосом объясняется достаточно просто на основе исследований А. А. Ломакина.

При вращении горизонтального ротора насоса на него будет действовать система сил, показанная на рис. 2. В подшипниках скольжения (ПС) возникают гидродинамические силы масляного слоя, которые будут приподнимать ротор. В результате статического прогиба горизонтального ротора гидростатические силы, возникающие в межступенчатых щелевых уплотнениях (за рубежом это называют эффектом Ломакина), также будут приподнимать ротор. Однако занять равновесное положение ротор не сможет, так как этому мешают концевые (контактные) уплотнения ротора, из-за которых

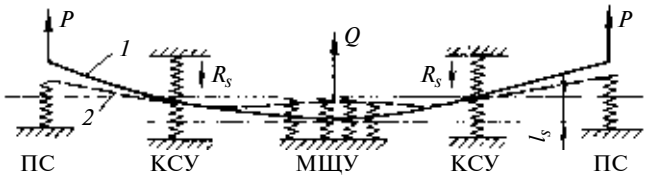


Рис. 2. Формы упругой линии оси вращающегося ротора при существующих способах его центровки:
R_s и l_s — реакция и деформация КСУ; P — гидродинамическая сила масляного клина ПС; Q — суммарная упругая сила, возникающая в МЩУ

указанные силы будут взаимно препятствовать друг другу.

Жесткость концевых сальниковых уплотнений (КСУ) оказалась достаточно большой ($C_s = 90$ кН/мм), что определено и проверено в почти аварийном эксперименте автором статьи. Так, с целью уменьшения протечек воды через сальники было дополнительно подтянуто их нажимное устройство. Через мгновение из-под затянутого сальника вырвался дым, насос сильно застучал, что не позволило снять спектрограмму вибрации ввиду явно аварийной ситуации. Осмотр насоса показал, что верхняя часть набивки сальника обуглилась в месте контакта с ротором, и ее пришлось полностью заменить.

Эксперимент показал, что ротор сильно прижимается к сальниковой набивке указанными силами верхней части, возникающими в масляном слое и в межступенчатых щелевых уплотнениях (МЩУ). Стало понятно, почему протечки воды через сальниковые уплотнения независимо от уплотняемого давления всегда происходят в их нижней части: сальник отжимается вверх, а внизу образуется серповидная щель. Позже это явление было обнаружено на специальном стенде для испытаний сальниковых уплотнений [6].

В результате действия указанных сил ротор горизонтального насоса приобретает произвольную изогнутую форму; неконтролируемый изгиб оказывает сильное влияние на динамику ротора и насоса в целом. Это хорошо видно на примере вертикально расположенного ротора (рис. 3), установленного с эксцентриситетом относительно оси МЩУ. Помимо этого были обнаружены значительный расход масла и перепад температур в смазочной системе опорных подшипников. Это явно противоречило установившемуся мнению о том, что опорные подшипники ЦМН являются легко нагруженными элементами, так как никаких сил, кроме веса ротора, они не воспринимают.

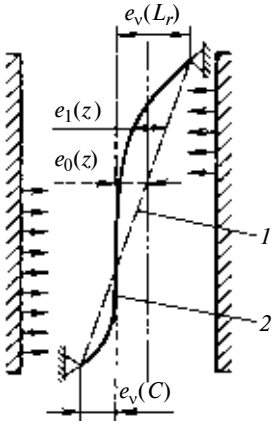


Рис. 3. Упругая линия оси вращающегося вертикального ротора ЦМН при наличии начального эксцентриситета [$e_0(z) \neq 0$] и перекоса [$e_v(z) \neq 0$] относительно оси МЩУ:
1 — начальное положение оси неподвижного ротора; *2* — положение оси вращающегося ротора; стрелками показаны направления сил, действующих со стороны МЩУ

Решение обратной задачи по зафиксированным значениям расхода масла ($\Delta q = 125$ л/ч) и перепада температур ($\Delta t = 13$ °С), выполненное автором статьи, показало, что опорные подшипники ЦМН воспринимают нагрузку, равную 14 кН, почти в 9 раз превышающую вес ($G = 1{,}50$ кН) ротора. Данный результат, во-первых, лишний раз подтвердил возникновение поддерживающих сил в межступенчатых щелевых уплотнениях (т. е. "эффект Ломакина", отрицаемый отечественными исследователями); во-вторых, позволил определить усилие, воспринимаемое опорными подшипниками при наличии концевых контактных уплотнений (манжет, сальников и др.), которое точно совпало с величиной, рассчитанной, исходя из схемы работы и размеров горизонтального ротора (см. рис. 2). В-третьих, стало очевидным, что динамическая модель ротора ЦМН, предложенная А. А. Ломакиным, пригодна для расчета виброакустических характеристик лишь вертикального ротора, строго соосного с межступенчатыми щелевыми уплотнениями и не имеющего контактных концевых уплотнений, т. е. достаточно идеального ротора ЦМН.

Иными словами, модель ротора ЦМН по А. А. Ломакину является абсолютно идеализированной, далека от реальных конструкций и поэтому непригодна для вибрационных расчетов иных конструкций ЦМН за исключением вышеуказанного. Динамическая модель ротора ЦМН, предложенная В. А. Марцинковским, ошибочна принципиально, так как отрицает "эффект Ломакина", ставя его в зависимость от соотношения частоты вращения и напора насоса.

Схема взаимодействия концевых сальниковых уплотнений, межступенчатых щелевых уплотнений и опорных подшипников скольжения объясняет многочисленные особенности динамического поведения ЦМН на частоте вращения и кратных ей частотах, а также ряд явлений, не получивших до сих пор удовлетворительного объяснения. Помимо обнаружения высокой нагруженности опорных подшипников ротора ЦМН автором статьи была установлена необходимость учета концевых сальниковых уплотнений как нелинейных упругих опор ротора (в отличие от традиционного пренебрежения их жесткостью).

Нелинейность упругой характеристики концевых сальниковых уплотнений, выражаемая в про-

стейшем виде квадратичным двучленом, в сочетании с поличастотными воздействиями вынуждающих сил различной физической природы является одной из причин повышенных уровней вибраций на частоте f_r и их неустранимости обычной балансировкой путем установки на ротор корректирующих масс. В частности, при однонаправленности и равенстве допусков на овальность шеек вала в местах расположения сальниковых уплотнений и овальности $e_a = 0{,}01$ мм (данные завода-изготовителя) это создает вынуждающую силу $P_v = 1{,}8$ кН с частотой $2f_r = 100$ Гц. Наличие чисел лопаток рабочих органов, отличающихся на единицу (на рабочем колесе — 7 лопастей, на направляющем аппарате — 6 лопаток), обусловливает появление гидродинамических сил с частотами соответственно 350 и 300 Гц.

Воздействия различной физической природы из-за нелинейности упругих свойств сальниковых уплотнений обусловливают появление в существующем спектре частот дополнительных частот вынуждающих сил соответствующей интенсивности и, в частности, на частоте $f_r = 50$ Гц. Модули этих сил на порядок и более превышают модуль вынуждающей силы от остаточного дисбаланса ротора. Уже этим объясняются небалансируемость ЦМН и повышенные уровни вибрации на частоте вращения.

Но помимо указанных факторов на частоте вращения действуют еще и другие вынуждающие силы, обусловленные наличием муфты в составе насосного агрегата. О негативной роли муфты в виброактивности того или иного агрегата в литературе вообще не упоминается, поскольку муфту обычно рассматривают лишь как элемент соединения валов, учитывая ее наличие при расчете крутильных колебаний. Кроме того, отсутствуют сведения о модулях и частотах воздействия вынуждающих сил, об их зависимости от радиального смещения стыкуемых валов и неточностей изготовления сопрягаемых деталей муфты.

Как показано в работе [7], для муфт с дискретным числом упругих элементов при наличии лишь радиального смещения ($e_0 \neq 0$) валов характерно возникновение двух сил: 1) вынуждающей силы F_0, сложным образом зависящей от сил трения упругих элементов по сопрягаемым поверхностям полумуфты и числа λ упругих элементов и действующей с частотой вращения; 2) статической силы P_{es}^{τ}, вектор которой направлен вдоль радиального смещения. В общем случае (при наличии радиального смещения валов $e_0 \neq 0$ и неточностей изготовления $\Delta t_\tau \neq 0$) возникает вынуждающая сила $P_{md}^{\tau} = P_0\xi_0$, действующая с частотой вращения и зависящая от относительной ошибки шага $\xi_0 = \Delta t_\tau/\delta_0$, где δ_0 — номинальная деформация упругого элемента муфты под действием приходящейся на него радиальной силы P_0.

Таким образом, на частоте вращения действует система вынуждающих сил различной физической природы. В нее входит центробежная сила от остаточного дисбаланса ротора и кинематическое возмущение, вызванное овальностью шеек вала под сальниковыми уплотнениями в сочетании с нелинейностью упругих свойств этих уплотнений. Кроме того, система вынуждающих сил обязательно включает в себя гидродинамическую силу, обусловленную неудачным выбором чисел лопаток рабочих органов насоса в сочетании с нелинейностью упругих свойств сальниковых уплотнений, силу трения, обусловленную наличием муфты с дискретным числом упругих элементов, и силу, обусловленную неточностями изготовления сопрягаемых деталей муфты.

Понятно, что при наличии столь внушительной системы вынуждающих сил, модули которых несопоставимы с модулем вынуждающей силы от остаточного дисбаланса, традиционная балансировка ротора путем установки на него двух корректирующих масс бесполезна и неоправданна. Попытки заводов-изготовителей ЦМН добиться снижения уровней вибраций на частоте вращения именно таким путем привели лишь к громадным затратам средств и времени без какого-либо положительного результата.

Таков итог традиционного подхода к конструированию и доводке ЦМН, распространенного повсеместно, включая иностранные фирмы.

На основе выполненного анализа виброактивности насоса автором была предложена конструкция ЦМН без выносных опор (рис. 4, заявка № 1726411 от 1971 г.). Однако ВНИИГПЭ упорно отказывал в выдаче авторского свидетельства под различными предлогами, пока в 1980 г. (через 9 лет!)

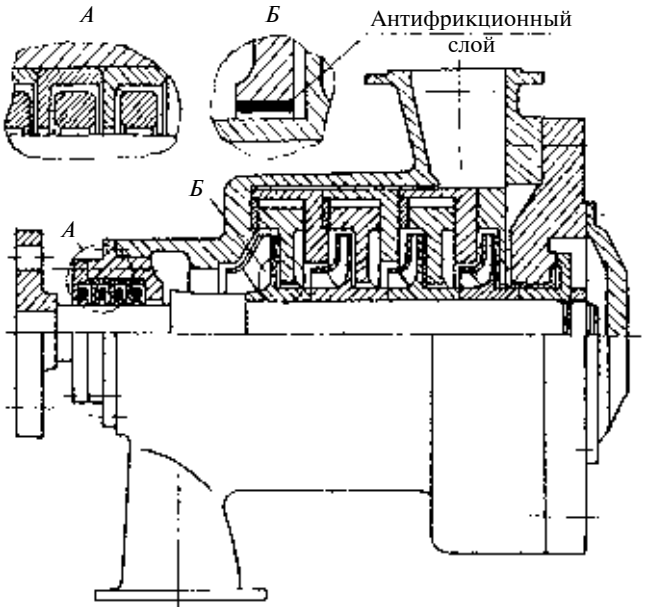


Рис. 4. Безопорный ЦМН

не появилась акцептованная заявка на насос с безопорным ротором в ФРГ, а автору советской заявки отказали уже на "законном" основании.

Помимо уменьшения осевого размера и значительного снижения массы ЦМН с безопорным ротором имеет лучшие виброакустические характеристики. Это фактически было подтверждено при частичной реализации предложения автора путем установки на мощном ЦМН ПЭ-600-300 внутреннего подшипника, работающего на водяной смазке. При этом был ликвидирован выносной подшипник со стороны разгрузочного устройства. Но это — паллиативное решение, не отражающее основной проблемы: снижения виброактивности всего ЦМН.

Не менее важным является выбор числа лопаток рабочих органов ЦМН — рабочего колеса и направляющего аппарата. До последнего времени считалось, что эти числа не должны иметь общего множителя и тем более быть равными друг другу. Лучшим сочетанием считалось $Z_r = Z_s \pm 1$, где Z_r — число лопастей рабочего колеса, Z_s — число лопаток направляющего аппарата. Это утверждение настолько проникло в сознание создателей ЦМН, что их не смутило даже упоминание в книге известного специалиста по вибрациям Дж. П. Ден-Гартога "Механические колебания" (М.: Машгиз, 1960. С. 60) о реконструкции мощной ($N = 115$ МВт) гидротурбины, в которой по его предложению было изменено число лопаток на направляющем аппарате, которое стало иметь общий множитель с числом лопастей рабочего колеса. Реализация предложения дала ощутимый эффект в виде значительного снижения уровня вибрации на определенной "лопастной" частоте.

На простой гидродинамической модели ступени центробежного насоса (рис. 5) автором статьи было показано [7], что при взаимно простых числах лопаток рабочих органов помимо вынуждающего момента возникают две вынуждающие силы, действующие с разными "лопастными" частотами ($f_p^{(r)}$ и $f_p^{(s)}$), равными произведению частоты вращения на соответствующее число лопастей (лопаток) рабочего органа. При наличии общего множителя или даже равенстве чисел лопаток рабочих органов вынуждающие силы отсутствуют: действует только вынуждающий момент, который может вызывать не только крутильные, но и поперечные колебания насоса при несовпадении центра жесткости и центра инерции колеблющихся масс.

Идеи автора статьи нашли свое подтверждение не только благодаря опыту Дж. П. Ден-Гартога с гидротурбиной, но и в конструкции зарубежного мощного ЦМН ($N = 15$ МВт, $f_r = 108$ Гц), имеющего равное число лопаток рабочих органов. Кроме того, в отечественных мощных ЦМН ПТ-450-300 и ПЭ-600-300 и в обратимых насос-турбинах Кубанской ГРЭС также выбраны одинаковые числа лопаток рабочих органов. В вертикальных насосах для шлюзов Аму-Бухарского канала числа лопаток рабочих органов имеют общий множитель.

Упомянутые гидромашины показали успешную работу при незначительных уровнях вибраций в низкочастотном диапазоне воздействия. Странно то, что данный опыт не получил дальнейшего распространения. Предложения автора статьи вызвали негативную реакцию специалистов ВНИИгидромаша.

Позже идеи автора статьи, включая его рекомендации, были подтверждены прямыми экспери-

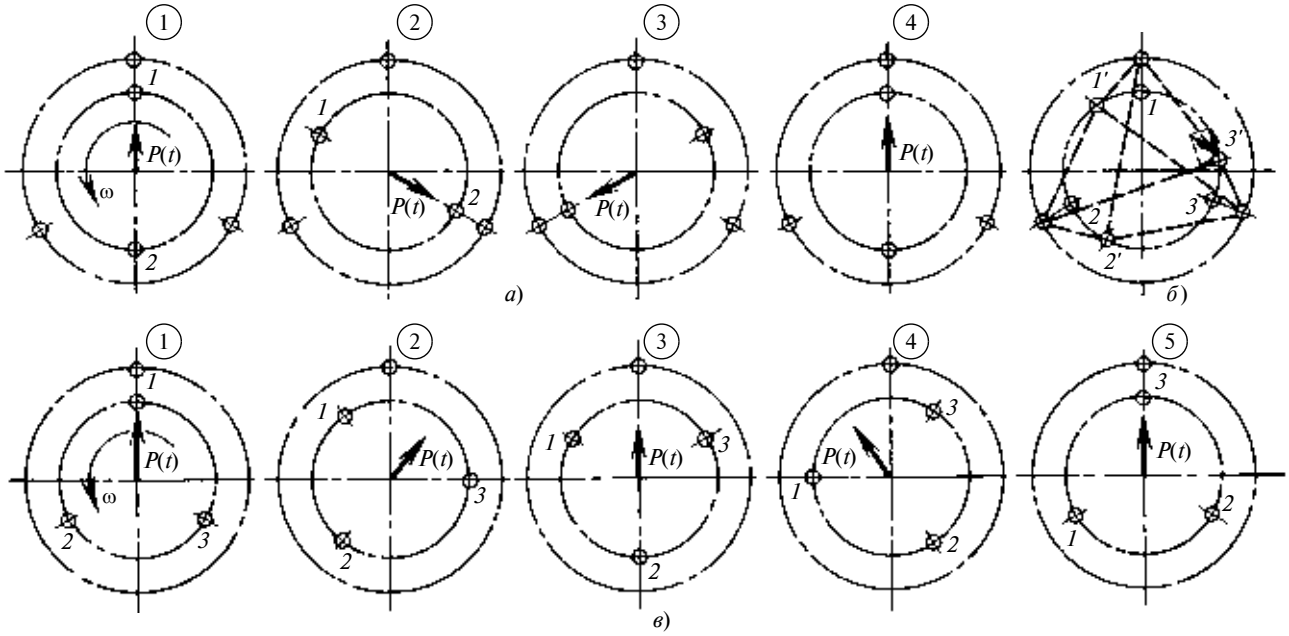


Рис. 5. Гидродинамическая модель центробежной машины для определения величин и частот вынуждающих сил и моментов: *а* — $Z_r \neq Z_s$; *б* — $Z_r = Z_s = M$; *в* — $Z_s = 1$; цифры в кружках означают последовательные положения ротора при его повороте на угол $\varphi = \pi/2$; *1, 2, 3* — положение векторов сил; *1′, 2′, 3′* — то же при их повороте

ментами на Калужском турбинном заводе (Б. Н. Зотовым), и поддержаны в публикациях некоторых исследователей, правда, без ссылки на работы автора данной статьи (см. Митенков Ф. И. и др. Главные циркуляционные насосы АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1989. 376 с; Аникеев Г. И. и др. Исследование пульсаций давления в центробежном насосе // Динамика и прочность упругих и гидроупругих систем. М.: Наука, 1975. С. 48—52).

Рекомендации автора статьи были проверены и на стенде в Военно-Морской академии им. адмирала Н. Г. Кузнецова (Н. Н. Титовым).

В соответствии с результатами теоретических исследований составлена таблица вынуждающих сил P и моментов M на той или иной частоте, в зависимости от соотношения чисел лопаток рабочих органов. Важно отметить, что полученные результаты были экспериментально подтверждены другими авторами. Это лишний раз подчеркивает объективность выводов автора статьи, а не его прямую заинтересованность в подгонке экспериментальных и теоретических результатов, что нередко встречается во многих исследовательских работах, особенно в кандидатских диссертациях. Результаты, приведенные в таблице, позволяют сделать вывод о неприемлемости выбора чисел лопаток рабочих органов с разницей в одну единицу, что так упорно на протяжении десятков лет отстаивали проектировщики ЦМН.

Число Z_s лопаток направляющего аппарата	Число Z_r лопастей рабочего колеса			
	5	6	7	8
	Номер "лопастной" гармоники j			
	1 2 3 4 5	1 2 3 4 5	1 2 3 4 5	1 2 3 4 5
1	PPPPP / PPPPM	PPPPP / POOOO	PPPPP / POOOO	PPPPP / POOOO
2	PMPMP / PPPPM	MMMMM / OOMOO	PMPMP / PPPPP	MMMMM / OOOMO
3	PPMPP / PPPPM	MMMMM / OMOMO	PPMPP / PPPPP	PPMPP / POPOP
4	POPMP / PPPPM	OMOMO / OOMOO	POPMP / PPPPP	MMMMM / OMOMO
5	MMMMM / MMMMM	PPPPM / POOOP	PPPPM / PPPPP	PPPPM / POPOP
6	POOOP / PPPPM	MMMMM / MMMMM	POOOP / PPPPP	OOMOO / OOOMO
7	PPPPP / PPPPM	PPPPP / POOOP	MMMMM / MMMMM	PPPPP / POPOP
8	POPOP / PPPPM	OOOMO / OOMOO	POPOP / PPPPP	MMMMM / MMMMM
9	PPOPP / PPPPM	OOMOM / OMOMO	PPOPP / PPPPP	PPOPP / POPOP
10	OMOMO / MMMMM	OOOOM / OOMOO	POPOO / PPPPP	OOOOM / OOOMO

Примечания: 1. В числителе указаны воздействия на частоте f_p^{ε}, в знаменателе — на частоте f_p^{r}. 2. P и M наличие вынужденных сил и моментов гидродинамических воздействий; О — их отсутствие.

Особо следует отметить влияние муфты насосного агрегата на его виброактивность, поскольку муфта является самым мощным источником вибрации на частоте вращения и кратных ей частотах. Главное, что интенсивность этого источника возмущений зависит лишь от неточностей изготовления и монтажа муфты, которые принципиально не могут быть сведены к нулю. Несмотря на обилие монографий и статей, посвященных исследованиям муфт тех или иных конструкций (особенно зубчатых муфт для мощных турбоагрегатов), отсутствуют какие-либо сведения о частотах воздействия и модулях вынуждающих сил, их зависимостях от параметров муфты, точности изготовления ее элементов и др., либо опубликованные данные зачастую противоречат друг другу. Отсутствуют подобные сведения даже в современных справочниках и энциклопедии "Машиностроение", несмотря на публикацию работ автором еще в середине 1980-х годов [8].

Как указывалось ранее, при рассмотрении муфты с дискретным числом упругих элементов при наличии радиального смещения валов (в литературе иногда это называется эксцентриситетом или несоосностью валов) нами было установлено, что в этом случае возникают лишь две силы: вынуждающая, действующая с частотой вращения, и статическая. Величина последней достаточно значительна и оказывает существенное влияние на упругие свойства опорных подшипников скольжения ротора насоса.

Например, в исследуемом ЦМН была использована муфта с числом упругих элементов (пальцев) $\lambda = 10$, расположенных на радиусе $R = 100$ мм; жесткость муфты $C_\tau = 0{,}4 \div 1$ МН/см, а радиальное смещение валов (несоосность) по заводским данным $e_0 = 0{,}02$ мм. При потребляемой мощности насоса $N = 300$ кВт и частоте вращения ротора $n = 3000$ мин$^{-1}$ статическая сила $P_{es}^{\tau} = 0{,}5\lambda C_\tau e_0 = 0{,}5 \cdot 10(0{,}4 \div 1{,}0)0{,}002 = (0{,}4 \div 1)$ кН при весе ротора 1,50 кН. Вынуждающая сила, обусловленная неточностями изготовления, может значительно превышать статическую силу, особенно при жестких упругих элементах.

Не следует забывать и то, что концы роторов, соединяемые муфтой в единый агрегат, имеют разные амплитуды вынужденных колебаний, зависящие от многих факторов. В связи с этим при работе агрегата муфта будет создавать дополнительную вынуждающую силу, действующую с частотой вращения, модуль которой $P_a = 0{,}53\lambda C_\tau e_a$, где e_a — динамический эксцентриситет стыкуемых валов. Это означает, что хорошо отбалансированные порознь машины могут оказаться причиной повышенных уровней вибраций всего агрегата при работе в его составе, что неоднократно подтверждалось на практике. Иными словами, требование раздельной

балансировки машин агрегата нельзя признать обоснованным, так как необходимо решать комплекс вопросов, связанных с обеспечением требуемых виброхарактеристик машинного агрегата.

Таким образом, вторым принципом рационального конструирования малошумного ЦМН является отказ от муфты, т. е. по возможности выполнять ЦМН в виде электро- или турбонасоса вместо насосного агрегата.

Не менее важным является учет присоединенных масс жидкости, которые оказывают весьма существенное влияние на динамические свойства ротора и виброактивность насоса вследствие малости радиальных зазоров в межступенчатых щелевых уплотнениях. Исследования автора показывают, что в первом приближении присоединенные массы жидкости сильно понижают собственные частоты ротора, но их влияние полностью или частично нивелируется центрирующими силами, возникающими в межступенчатых щелевых уплотнениях (эффект Ломакина). Поэтому для жестких, в виброакустическом понимании, "сухих" роторов ЦМН (как правило, число ступеней в них не должно превышать 4) влиянием присоединенных масс жидкости можно пренебречь (собственные частоты "сухого" и "мокрого" роторов почти не отличаются друг от друга).

Для длинных роторов (гибких в виброакустическом понимании) при работе на воздухе ("сухие" роторы) влияние присоединенных масс жидкости весьма велико и не может компенсироваться эффектом Ломакина относительно частот собственных колебаний. Более того, совместное воздействие перекачиваемой жидкости и центрирующих сил, возникающих в межступенчатых щелевых уплотнениях, приближает собственные частоты ротора к частоте вращения, т. е. гибкие (длинные) роторы с числом ступеней более 5 работают на спецификационном режиме вблизи резонанса, а то и вообще на резонансной частоте. Именно этим объясняются высокие и неустранимые уровни вибрации отечественных ЦМН промышленного назначения, имеющих в основном гибкие роторы, их нечувствительность к остаточному дисбалансу ротора. Лишь сильное демпфирование жидкости в межступенчатых щелевых уплотнениях и наличие сальниковых уплотнений спасает положение, предотвращая поломку ротора и аварию насоса.

Отсюда следует третий принцип создания малошумных ЦМН: роторы должны быть жесткими, число ступеней ЦМН не должно превышать 4.

В связи с этим при проектировании малошумных ЦМН в качестве критерия малошумности используется коэффициент φ_j ($j = 1, 2$) отстройки от резонанса ротора. Дело в том, что основным предельным состоянием среди других является наличие резонанса в системе "ротор—межступенчатые щелевые уплотнения", при котором возможен контакт ротора и втулки щелевых уплотнений с последующим выходом насоса из строя. Тогда, рассматривая ротор насоса как двухопорную балку с шарнирным закреплением концов, автор получил уравнение взаимосвязи эксплуатационных (подача Q и напор H) и конструктивно-изменяемых (длина l и диаметр d ротора, масса Σm_i насаженных на ротор деталей, допускаемое напряжение $[\tau]$ кручения материала вала и др.) параметров:

$$f_r = 42{,}5j^2/\varphi_j\{K_w[\tau]/(QH\varphi_j)^{-1}(1 + \nu_r)/\xi_1)^3\eta_0\, j^2\}^{0,2} \leqslant \leqslant ([f_r]_{\text{cav}} \text{ или } [f_r]_{\text{пр}})_{\min}, \quad (1)$$

где η_0 — общий КПД насоса; $[f_r]_{\text{cav}}$ и $[f_r]_{\text{пр}}$ — допустимые частоты вращения ротора из условия обеспечения бескавитационной работы рабочего колеса и его прочности (принимается минимальное значение); $\varphi_1 = 1{,}25 \div 1{,}40$ при $j = 1$ и $\varphi_2 = 0{,}7 \div 0{,}8$ при $j = 2$; $K_w = f_s^w/f_s^a$ (f_s^ww и f_s^a — собственные частоты ротора соответственно в воде и воздухе); $\nu_r = \Sigma m_i/m_{\text{в}}$ ($m_{\text{в}}$ — масса вала); $\xi_1 = \delta_{st}/b_0$ (δ_{st} — статический прогиб вала, b_0 — радиальный зазор в межступенчатом щелевом уплотнении).

Уравнение (1) применимо ко всем центробежным энергетическим машинам: с его помощью многокритериальная задача рационального соотношения параметров ЦМН сводится, по существу, к однокритериальной. Так как для принятой расчетной схемы ротора ЦМН $\delta_{st} = 5m_r g L_r/(384\ EI)$, где EI — изгибная жесткость ротора, то можно сразу определить величину L_r по формуле

$$L_r = 11{,}75(\lambda_a/\lambda_\lambda)^4, \text{ м}, \quad (2)$$

где $\lambda_a^4 = q_n h_\tau$; $\lambda_\lambda^4 = (1 + \nu_r)$; $q_n = Q/n$; $h_\tau = H/[\tau]$.

В сочетании с полученным условием оптимальности размеров межступенчатых щелевых уплотнений по минимуму протечек и максимуму поддерживающей силы (эффект Ломакина) в виде:

$$l_s = 6b_0/\lambda_s, \quad (3)$$

где λ_s — коэффициент сопротивления движению жидкости по щели; $b_0 = 3 \cdot 10^{-3} d_{\text{в}}$ — радиальный зазор ($d_{\text{в}}$ — диаметр вала).

Уравнения (1)—(3) образуют замкнутую систему зависимостей, положенную в основу алгоритма расчета параметров новых ЦМН и анализа существующих насосов с единых позиций (рис. 6). С помощью этой системы легко устанавливается тот факт, что действующие ЦМН в своем большинстве не являются оптимальными конструкциями ни по протечкам, ни по объемному и общему КПД, ни по виброакустическим и массогабаритным параметрам. Полученные зависимости позволяют научно

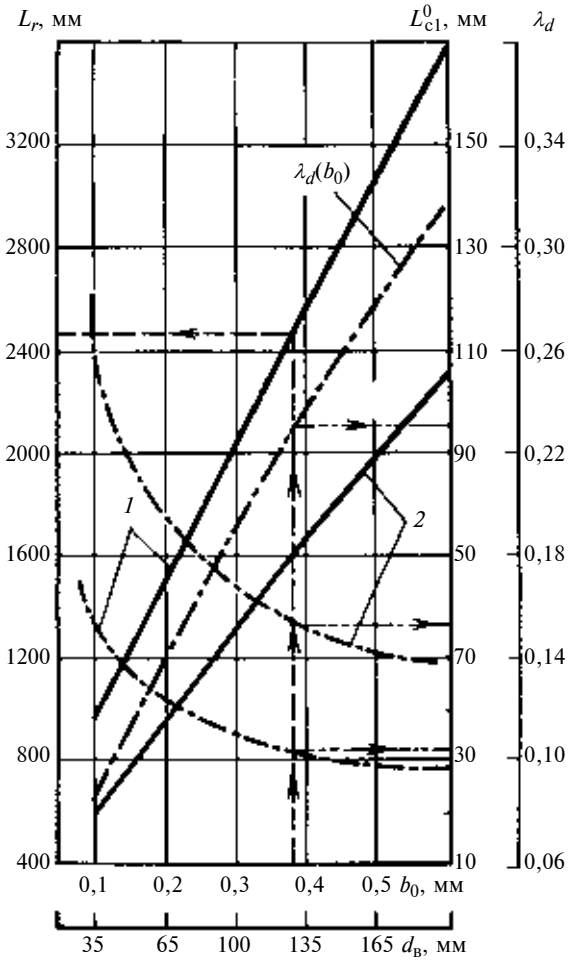


Рис. 6. Зависимости длины $L_r(b_0)$ ротора и его первой собственной частоты f^0_{c1} (b_0) и величины $\lambda_d(b_0)$ для гибкого (*1* при $\xi = 0{,}8$) и жесткого (*2* при $\xi = 0{,}2$) роторов:
сплошные линии относятся к длине ротора, штрих-пунктирные — к первой собственной частоте ротора

обосновать тенденции мирового насосостроения — создание одноагрегатных конструкций с коротким и жестким ротором. К тому же вследствие больших значений δ_{st} для гибких роторов характерны большие радиальные зазоры b_0 в межступенчатых щелевых уплотнениях и, следовательно, пониженные поддерживающие силы по сравнению с оптимальными размерами этих уплотнений. Поэтому конструкция ЦМН с гибким ротором не может иметь удовлетворительные виброакустические характеристики, она не является экономичной и тем более не может быть оптимальной для заданных значений Q и H.

Для ряда конструкций ЦМН с гибкими роторами целесообразнее было бы создание двух последовательно включенных ЦМН с жесткими роторами, причем массогабаритные показатели в обоих случаях были бы примерно одинаковыми, что подтверждается расчетами автора.

На основании исследований уравнений (1)—(3) в сочетании с известными в насосостроении зависимостями установлено, что конфигурация проточной части (управляемые или конструктивно-изменяемые параметры) ЦМН полностью характеризуется тремя симплексами S_ε ($\varepsilon = 1, 2, 3$): $S_1 = d_2^2\, i$; $S_2 = d_2^2\, i[\tau]^{2/5}$; $S_3 = b_0[\tau]^{2/5}$, где d_2 — диаметр рабочего колеса на выходе из него. Симплекс S_1 является основным, исходным данным в существующих расчетах проточных частей ЦМН, исходящих из условия $i = \text{var}$ и $f_r = \text{const}$. Симплекс S_2 отражает динамические свойства ЦМН, а симплекс S_3 определяет геометрию проточной части насоса в зависимости от потребляемой мощности и величины b_0.

С другой стороны, автором установлено, что заданные (эксплуатационные) параметры ЦМН с учетом динамических свойств ротора могут быть представлены в виде трех инвариантов D^ε_ν ($\varepsilon = 1, 2, 3$), которые применительно к жесткому ротору имеют вид:

$$D^{(1)}_\nu = (1{,}04 \div 1{,}25)10^{-3} H b_0 K_r^{5/3};$$

$$D^{(2)}_\nu = (1{,}46 \div 1{,}76)10^{-4} C^2_{QH} H K_r^2;$$

$$D^{(3)}_\nu = 0{,}14\, C^2_{QH} K_r,$$

где $K_r = f_{rc}/f_{rd}$ (здесь f_{rc} и f_{rd} — частоты вращения ротора: рассчитываемая по формуле (1) и принимаемая к проектированию); $C_{QH} = (QH)^{1/5}$.

Между симплексами S_ε и инвариантами $D^{(\varepsilon)}_\nu$ существует однозначное соответствие: $S_1 = D^{(1)}_\nu$; $S_2 = D^{(2)}_\nu$; $S_3 = D^{(3)}_\nu$. Отсюда непосредственно следует уравнение взаимосвязи заданных и управляемых параметров

$$S_2/S_3 = S_1 b_0 \text{ или } D^{(2)}_\nu / D^{(3)}_\nu = D^{(1)}_\nu b_0, \qquad (4)$$

которое можно считать основным правилом виброакустического проектирования ЦМН. Уравнение (4) означает, что конструкция малошумного ЦМН должна подчиняться определенным правилам, исключая всякий произвол в выборе управляемых параметров. Из уравнения (4) также следует, что величина S_1 является линейной функцией инвариантов $D^{(2)}_\nu$ и $D^{(3)}_\nu$, которые для заданных значений Q и H являются постоянными величинами, и отражает взаимосвязь между заданными и управляемыми параметрами ЦМН. Поэтому величина S_1 не может быть взята в качестве исходного значения при расчете параметров малошумного ЦМН: расчет должен начинаться с выбора значений $[\tau]$ и b_0.

Уравнение (4) полностью определяет конструктивные элементы проточной части, окончательные значения которых принимаются с учетом заданных ограничений. Выполнение условий (4) является четвертым принципом конструирования малошумных ЦМН.

Отметим, что из уравнения (1) следуют два важных вывода: 1) с увеличением Q и H должна уменьшаться частота вращения ротора, примером чему являются гидротурбины; 2) пропорциональная зависимость частоты вращения ротора от допускаемого напряжения кручения материала вала означает, что быстроходные роторы являются одновременно и более напряженными, т. е. помимо риска оказаться вблизи зоны резонанса быстроходный ротор ввиду высоких напряжений кручения оказывается и менее надежным, доказательством чему служит вся практика насосостроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Попков В. И., Мышинский Э. П.** Виброакустическая диагностика в судостроении. Л.: Судостроение, 1989. 256 с.
2. **Исследование** влияния вибраций машин и инструмента на руки человека-оператора при варьировании начальных условий / З. М. Бутковская, Е. Н. Кадыскина, Б. А. Потемкин, К. В. Фролов // Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора. М.: Наука, 1973. С. 5—16.
3. **Ломакин А. А.** Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров // Энергомашиностроение. 1955. № 2. С. 1—10.
4. **Ломакин А. А.** Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях. // Энергомашиностроение. 1958. № 4. С. 1—5.
5. **Марцинковский В. А.** Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970. 272 с.
6. **Kjellen B., Hanell B**. Dynamic properties of soft packing for rotating. // Proc. 6th Conf. Fluid Seal, Munich, 1973, Cranfield, A 2/13 — A2/31.
7. **Гроховский Д. В.** О причинах повышенных уровней вибрации на "лопастных" частотах центробежных гидромашин // Вестник машиностроения. 1985. № 3. С. 22—26.
8. **Гроховский Д. В.** Влияние ошибок изготовления и монтажа упругих муфт на динамику стыкуемых валов // Вестник машиностроения. 1985. № 11. С. 33—36.

УДК 621.0: 621.8

А. Н. НИКИФОРОВ, канд. техн. наук, Л. Я. БАНАХ, д-р техн. наук
(ИМАШ им. А. А. Благонравова), e-mail: n.andre@mail.ru

Определение условий отсутствия неустойчивых режимов в системе "гибкий ротор — уплотнительное кольцо", связанных с действием неконсервативной гидродинамической силы в кольцевом зазоре*

Приведены аналитический и численный анализ устойчивости движения закритического ротора с уплотнительным кольцом под действием гидродинамических сил, действующих в зазоре между ними, методы анализа, выявленные режимы и значения скоростей потери устойчивости.

Ключевые слова: роторная система, плавающее уплотнительное кольцо, кольцевой зазор, трение, динамическая устойчивость, вейвлет-анализ.

An analytical and numerical analysis of dynamic stability of a supercritical rotor with sealing ring under action of hydrodynamic forces in the gap between them is presented. The analysis techniques, revealed conditions, and buckling failure rates are described.

Keywords: rotor system, floating sealing ring, annular gap, friction, dynamic stability, wavelet-analysis.

Постановка задачи об устойчивости движения ротора в уплотнительном кольце

Форсирование роторных машин, например таких, как турбонасосные агрегаты жидкостных ракетных двигателей, и применение в них уплотнительных колец обусловили постановку задачи о потере динамической устойчивости системы "ротор—кольцо". При определенных частотах вращения роторной системы рабочая жидкость, просачивающаяся через дросселирующие кольцевые зазоры и демпфирующая колебания ротора и уплотнительного кольца, сама становится возбудителем колебаний.

При вращении с фиксированной частотой центр ротора и центр кольца, если оно плавающее, могут двигаться или по стационарным, или по нестационарным орбитам. Повторяющиеся орбитальные движения характеризуются равновесием внешних сил, действующих на ротор и кольцо, и сил реакции слоя рабочей жидкости в кольцевом зазоре. Увеличение неконсервативной силы рабочей жидкости с ростом частоты вращения может привести к нарушению равновесного динамического состояния роторной системы.

Если равновесное динамическое состояние устойчиво относительно малых возмущений, что определяется известными критериями, то в роторной системе возникают вынужденные и собственные колебания с постоянной амплитудой или с затуханием собственных гармоник. Если равновесное динамическое состояние нарушается, т. е. становится неустойчивым при малых возмущениях, то амплитуда колебаний возрастает до установления чрез-

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 09-01-90421-Укр_ф_а.

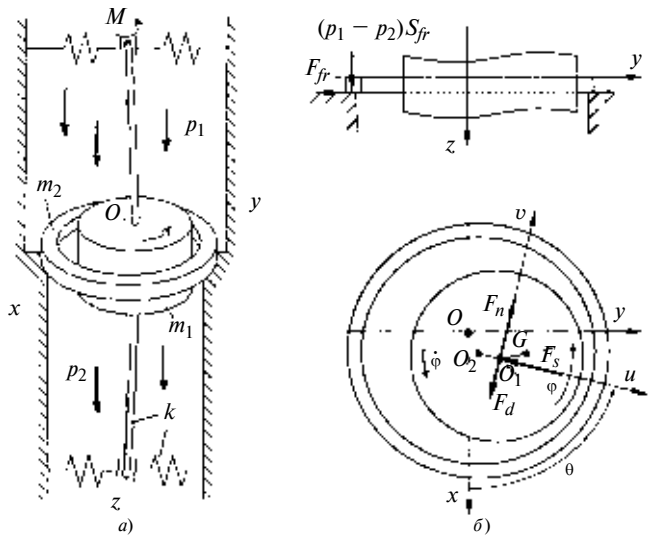


Рис. 1. Колебательная система "ротор—кольцо" (*а*), текущее положение диска в кольце (*б*)

вычайно нежелательного автоколебательного движения ротора или (и) кольца с собственной частотой и большой амплитудой.

Задачи по определению границ динамической устойчивости для вращающегося ротора, плавающего кольца и системы "ротор—кольцо" в условиях гидродинамических сил ранее решались без учета сил трения между кольцом и корпусом. Предельные случаи: ротор со щелевым уплотнением и полуподвижным кольцом (т. е. сила сухого трения значительно больше упругой гидродинамической силы); ротор со свободноплавающим кольцом (сила сухого трения мала).

С целью обеспечения корректности анализа устойчивости исходные уравнения движения для модели ротора в плавающем уплотнительном кольце с учетом гидродинамических сил и силы сухого трения на кольце будем рассчитывать при следующих допущениях: в модели "ротор—кольцо" (рис. 1) исключается влияние гироскопического эффекта; демпфирование в опорах ротора считается нулевым; угловая частота вращения $\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$; коэффициенты гидродинамических сил $k_h = \text{const}$ и $d_h = \text{const}$; сила сухого трения $F_{fr} = \text{const}$.

Исключение гироскопического эффекта обусловлено отсутствием его влияния на критические скорости ротора.

Пренебрежение демпфированием в опорах ротора обосновано тем, что его учет приводит к сужению области неустойчивых колебаний, что для поставленной задачи неприемлемо. Реальная картина может складываться таким образом, что возникающее неустойчивое вращение ротора в кольцах стабилизируется опорами.

Фиксированная частота вращения необходима для оценки орбитальной устойчивости неуравновешенного ротора при вращении в плавающем кольце.

Постоянство и независимость угловой частоты ω вращения гидростатической жесткости k_h, гидродинамического демпфирования d_h кольца и контактной силы F_{fr} трения обусловлены тем, что они считаются искомыми номинальными параметрами, обеспечивающими динамическую устойчивость роторной системы.

Пусть под действием перепада давлений $(p_1 - p_2)$ в зазоре δ_0 между вращающимся ротором и радиально подвижным кольцом протекает вязкая несжимаемая жидкость и установилась асинхронная прецессия ротора ($\dot{\theta} = \Omega = \text{const}$) вследствие его дисбаланса O_1G (см. рис. 1). Тогда закон распределения давления турбулентного течения в зазоре по уравнению Рейнольдса [1, 2] будет иметь вид:

$$p_0 = \frac{p_1 - p_2}{1+\eta}\left(1 + \frac{\chi\eta}{1+\eta}\cos\theta\right)(1 - \bar{z}) + \\ + \frac{\mu k_z L^2(0{,}5\dot{\varphi} - \dot{\theta})}{\delta_0^2}\,\frac{\bar{z}^2 - \bar{z}}{2}\,\chi\sin\theta, \qquad (1)$$

где $\eta = 75\delta_0/L$ (L — длина кольца в осевом направлении); $\chi = \Delta/\delta_0$ ($\Delta = O_1O_2$); $\bar{z} = z/L$ — безразмерная координата в осевом направлении; μ — вязкость жидкости; $k_z \approx 0{,}005\text{Re}$ — коэффициент турбулентности, зависящий от числа Рейнольдса.

Первое слагаемое уравнения (1) представляет собой статическую часть, обусловленную осевым течением под действием перепада давлений, второе слагаемое — вращением ротора.

Проекции на оси подвижной системы координат uv результирующей поля давления жидкости [формула (1)] определяются интегралами:

$$\left.\begin{aligned} F_u &= -LR\int_0^1\int_0^{2\pi} p_0\cos\theta\,d\theta\,d\bar{z} = \\ &= -\frac{\pi LR\eta(p_1 - p_2)}{2(1+\eta)^2}\chi = -k_h\Delta; \\ F_v &= -LR\int_0^1\int_0^{2\pi} p_0\sin\theta\,d\theta\,d\bar{z} = \\ &= \frac{\pi\mu k_z L^3 R}{12\delta_0^2}(0{,}5\dot{\varphi} - \dot{\theta})\chi = 0{,}5\dot{\varphi}\,d_h\Delta - d_h\Delta\dot{\theta}, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где $k_h = \dfrac{\pi LR\eta(p_1 - p_2)}{2\delta_0(1+\eta)^2}$, $d_h = \dfrac{\pi\mu k_z L^3 R}{12\delta_0^3}$ — гидродинамические коэффициенты (показатели жесткости и демпфирования) уплотнительного кольца с внутренним радиусом R.

Уравнение F_u определяет действие в кольцевом зазоре упругой гидродинамической силы $F_s = k_h\Delta$, которая стремится установить кольцо концентрично относительно ротора, даже когда тот не вращается. Уравнение F_v связано с вращением ротора и содержит неконсервативную $F_n = 0{,}5\dot{\varphi}\,d_h\Delta$ и демп-

фирующую $F_d = d_h\Delta\dot{\theta}$ гидродинамические силы. Их соотношение определяет провоцирование или препятствование прямой прецессии ротора.

Переходя от системы uv к системе xy, найдем проекции результирующей этих сил для неподвижной системы координат:

$$\begin{cases} F_x = -k_h\Delta\cos\theta - (0{,}5\dot{\varphi}d_h\Delta - d_h\Delta\dot{\theta})\sin\theta; \\ F_y = -k_h\Delta\sin\theta + (0{,}5\dot{\varphi}d_h\Delta - d_h\Delta\dot{\theta})\cos\theta. \end{cases} \quad (3)$$

Принимая во внимание, что $x_1 - x_2 = \Delta\cos\theta$, $\dot{x}_1 - \dot{x}_2 = -\Delta\dot{\theta}\sin\theta$, $y_1 - y_2 = \Delta\sin\theta$, $\dot{y}_1 - \dot{y}_2 = \Delta\dot{\theta}\cos\theta$, из уравнения (3) имеем:

$$\left.\begin{aligned} &F_x = -k_h(x_1 - x_2) - d_h(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \\ &- 0{,}5\dot{\varphi}d_h(y_1 - y_2); \\ &F_y = -k_h(y_1 - y_2) - d_h(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + \\ &+ 0{,}5\dot{\varphi}d_h(x_1 - x_2). \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Из выражений (4) видно, что гидродинамические силы приводят к динамической связи ротора с кольцом.

Если гибкий вертикальный вал можно считать невесомым, а расположенный посередине между двух опор диск — массивным и неуравновешенным, то смещение оси ротора будет полностью определено, если известны координаты x_1y_1 центра O_1 диска, т. е. составляющие прогиба вала посредине пролета, и угол φ между дисбалансом диска ($O_1G = a$) и прогибом вала (OO_1) (см. рис. 1).

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания центра вращающегося диска, можно вывести из уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = F_i, \quad i = 1, 2, 3, ..., \quad (5)$$

где $L = K - U$ — функция Лагранжа; q_i, $\dot{q}_i$ — обобщенные координаты и их производные по времени; F_i — внешние обобщенные силы.

Кинетическая энергия диска и потенциальная энергия изогнутого вала определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned} &K = \frac{m_1\dot{x}_G^2}{2} + \frac{m_1\dot{y}_G^2}{2} + \frac{I_{G0}\dot{\varphi}^2}{2} = \frac{m_1\dot{x}_1^2}{2} + \\ &+ \frac{m_1\dot{y}_1^2}{2} + m_1a\dot{\varphi}(\dot{y}_1\cos\varphi - \dot{x}_1\sin\varphi) + \frac{I_0\dot{\varphi}^2}{2}; \\ &U = kx_1^2/2 + ky_1^2/2. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Здесь принято во внимание: $I_{G0} \approx I_0$; координаты x_1 и y_1 центра диска связаны с координатами x_G, y_G центра масс диска выражениями:

$$x_G = x_1 + a\cos\varphi;$$
$$y_G = y_1 + a\sin\varphi.$$

Подставив выражения (6) в уравнение (5), получим уравнения поперечных колебаний вала с неуравновешенным диском:

$$\left.\begin{aligned} &m_1\ddot{x}_1 + kx_1 = m_1a(\dot{\varphi}^2\cos\varphi + \ddot{\varphi}\sin\varphi) + F_x; \\ &m_1\ddot{y}_1 + ky_1 = m_1a(\dot{\varphi}^2\sin\varphi - \ddot{\varphi}\cos\varphi) + F_y; \\ &I_0\ddot{\varphi} + m_1a(\ddot{y}_1\cos\varphi - \ddot{x}_1\sin\varphi) = M, \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

где F_x, F_y — проекции результирующей внешних сил, действующих на диск; M — внешний крутящий момент, приложенный к валу.

Уравнения (7) описывают как переходные режимы в окрестности критической угловой скорости $\omega_0 = \sqrt{k/m_1}$, так и установившиеся режимы при $\varphi = \omega t$.

Уравнения колебаний кольца как твердого тела запишем, исходя из принципа Даламбера. Причем пусть кольцо опирается на корпус, как показано на рис. 1, и его движение определяется лишь силой инерции кольца, т. е. $m_2\frac{\mathrm{d}^2(OO_2)}{\mathrm{d}t^2}$, результирующей $F = f(F_s, F_d, F_n)$ гидро(газо)динамических сил рабочего слоя и силой F_{fr} трения кольца о корпус. Тогда в проекциях этих сил на оси Ox и Oy уравнения, описывающие движение центра O_2 кольца, примут вид:

$$\left.\begin{aligned} &m_2\ddot{x}_2 + F_{fr}^x\mathrm{sgn}(\dot{x}_2) + F_x = 0; \\ &m_2\ddot{y}_2 + F_{fr}^y\mathrm{sgn}(\dot{y}_2) + F_y = 0. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Здесь проекции силы трения имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &F_{fr}^x = F_{fr}\dot{x}_2/\sqrt{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2}; \\ &F_{fr}^y = F_{fr}\dot{y}_2/\sqrt{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2}. \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

В данном случае сила трения кольца о корпус задана подобно силе трения Кулона. Возможно и другое определение этой силы с учетом зависимости ее величины от угловой скорости кольца. Однако это может быть оправдано лишь для задач с граничным или полужидкостным трением. При работе же кольца без твердой смазки и перекосов его контакт с корпусом происходит в режиме трения, близком к сухому.

Подставим уравнения (4) в выражения (7) и (8), получим следующую систему дифференциальных уравнений движения связанной системы "ротор—кольцо":

$$\left.\begin{aligned} &m_1\ddot{x}_1 + kx_1 + k_h(x_1 - x_2) + d_h(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \\ &+ 0{,}5\dot{\varphi}d_h(y_1 - y_2) = m_1a(\dot{\varphi}^2\cos\varphi + \ddot{\varphi}\sin\varphi); \\ &m_1\ddot{y}_1 + ky_1 + k_h(y_1 - y_2) + d_h(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - \\ &- 0{,}5\dot{\varphi}d_h(x_1 - x_2) = m_1a(\dot{\varphi}^2\sin\varphi - \ddot{\varphi}\cos\varphi); \\ &I_0\ddot{\varphi} + m_1a(\ddot{y}_1\cos\varphi - \ddot{x}_1\sin\varphi) = M; \\ &m_2\ddot{x}_2 + F_{fr}^x\mathrm{sgn}(\dot{x}_2) + k_h(x_2 - x_1) + \\ &+ d_h(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + 0{,}5\dot{\varphi}d_h(y_2 - y_1) = 0; \\ &m_2\ddot{y}_2 + F_{fr}^y\mathrm{sgn}(\dot{y}_2) + k_h(y_2 - y_1) + \\ &+ d_h(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + 0{,}5\dot{\varphi}d_h(x_2 - x_1) = 0. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

С учетом сделанных выше замечаний, выражений (9) и ввода комплексных переменных $q_1 = x_1 + iy_1$ и $q_2 = x_2 + iy_2$ система уравнений (10) в случае постоянной частоты вращения ($\varphi = \omega t$) может быть приведена к виду:

$$\left.\begin{aligned} & m_1\ddot{q}_1 + kq_1 + k_h(q_1 - q_2) + d_h(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) - \\ & - i\frac{1}{2}\omega d_h(q_1 - q_2) = m_1 a\omega^2 e^{i\omega t}; \\ & m_2\ddot{q}_2 + k_h(q_2 - q_1) + d_h(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) - \\ & - i\frac{1}{2}\omega d_h(q_2 - q_1) + F_{fr}^x \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) + iF_{fr}^y \operatorname{sgn}(\dot{y}_2) = 0. \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

В качестве исходных параметров для расчетов примем:

$$\left.\begin{aligned} & m_1 = 1{,}5 \text{ кг}; \ m_2 = 0{,}15 \text{ кг}; \ a = 10^{-5} \text{ м}; \\ & \omega_0 = \sqrt{k/m_1} = 6000 \text{ с}^{-1}; \\ & k/k_h = 20; \ F_{fr} = k_h\delta_0/c; \ c = 0{,}1 \div 6; \\ & \delta_0 = 0{,}05 \text{ мм}; \ d_h = 100(\text{Н}\cdot\text{с})/\text{м}. \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Аналитическое решение системы уравнений (11) — трудная задача, поэтому заменим ее нелинейные слагаемые $F_{fr}^x \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) + iF_{fr}^y \operatorname{sgn}(\dot{y}_2)$ гармоническим рядом. Если перемещение x_2 кольца представить как $X_2\cos\omega t$, а y_2 как $Y_2\sin\omega t$, откуда $\dot{x}_2 = -X_2\omega\sin\omega t$, $\dot{y}_2 = Y_2\omega\cos\omega t$; тогда могут быть получены следующие ряды по гармоникам частоты ω:

$$\operatorname{sgn}(\dot{x}_2) = \operatorname{sgn}(-X_2\omega\sin\omega t) =$$
$$= -\frac{4}{\pi}\frac{X_2}{|X_2|}\sin\omega t + f_1(\cos n\omega t, \sin n\omega t);$$
$$\operatorname{sgn}(\dot{y}_2) = \operatorname{sgn}(Y_2\omega\cos\omega t) =$$
$$= \frac{4}{\pi}\frac{Y_2}{|Y_2|}\cos\omega t + f_2(\cos n\omega t, \sin n\omega t).$$

Отбросив высшие гармоники, получим первое приближение для силы сухого трения:

$$i[-iF_{fr}^x \operatorname{sgn}(\dot{x}_2) + F_{fr}^y \operatorname{sgn}(\dot{y}_2)] \approx iF_{fr}\frac{4}{\pi}\frac{A_2}{|A_2|}e^{i\omega t}, \quad (13)$$

где $A_2 = X_2 + iY_2$ — комплексная амплитуда кольца.

Подставив выражение (13) в систему уравнений (11), получим линеаризованную систему:

$$\left.\begin{aligned} & m_1\ddot{q}_1 + kq_1 + k_h(q_1 - q_2) + d_h(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) - \\ & - i\frac{1}{2}\omega d_h(q_1 - q_2) = m_1 a\omega^2 e^{i\omega t}; \\ & m_2\ddot{q}_2 + k_h(q_2 - q_1) + d_h(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) - \\ & - i\frac{1}{2}\omega d_h(q_2 - q_1) + iF_{fr}\frac{4}{\pi}\frac{A_2}{|A_2|}e^{i\omega t} = 0. \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Следуя методу Ляпунова, об устойчивости нелинейной системы можно судить по корням характеристического уравнения, составленного для ее линейного приближения. Поэтому, отыскивая решение системы (14) в виде $q_1 = A_1 e^{i\Omega t}$; $q_2 = A_2 e^{i\Omega t}$, перейдем к рассмотрению характеристического уравнения линеаризованной системы:

$$\left(-m_1\Omega^2 + id_h\Omega + k + k_h - i\frac{\omega d_h}{2}\right) \times$$
$$\times \left(-m_2\Omega^2 + id_h\Omega + k_h - i\left(\frac{\omega d_h}{2} - \frac{4F_{fr}}{\pi|A_2|}\right)\right) -$$
$$- \left(k_h + id_h\Omega - i\frac{\omega d_h}{2}\right)^2 = 0. \quad (15)$$

Согласно критериям Ляпунова можно утверждать, что комплексные корни (частоты) этого уравнения вида $\Omega = \lambda + i\beta$ характеризуют колебания с собственной частотой λ и изменяющейся амплитудой. Если показатели β затухания положительны, собственные колебания сопровождаются затуханием амплитуд. Если хотя бы для одного показателя $\beta < 0$, колебания с собственной частотой будут происходить с нарастанием амплитуды во времени, что соответствует неустойчивому движению системы.

Уравнение (15) позволяет определить условия устойчивости для трех различных случаев стационарного движения системы "ротор—кольцо". Обратимся к исследованию устойчивости каждого из них.

Условия устойчивого движения ротора в полуподвижном кольце

Полуподвижное кольцо, для которого не выполняется условие самоцентрирования, при отсутствии соударений и устойчивом движении ротора остается в покое ($q_2 = 0$) и работает как щелевое уплотнение. При этом возникающие в кольцевом зазоре гидродинамические силы иначе воздействуют на колебания ротора, что следует из характеристического уравнения (15), которое упрощается и принимает вид:

$$-m_1\Omega^2 + id_h\Omega + k + k_h - i\frac{\omega d_h}{2} = 0. \quad (16)$$

Знаки корней уравнения (16) можно определить, не решая его, если воспользоваться критерием Рауса—Гурвица. Корни будут иметь положительные мнимые части, если главные миноры Δ_2 и Δ_4 матрицы

$$\begin{vmatrix} -m_1 & 0 & k + k_h & 0 \\ 0 & d_h & -\frac{\omega d_h}{2} & 0 \\ 0 & -m_1 & 0 & k + k_h \\ 0 & 0 & d_h & -\frac{\omega d_h}{2} \end{vmatrix} \quad (17)$$

удовлетворяют неравенствам $\Delta_2 < 0$; $\Delta_4 > 0$.

Первое условие выполняется тождественно, второе дает область устойчивого движения ротора в полуподвижном кольце (кольцах):

$$\omega < 2\sqrt{\frac{k + k_h}{m_1}} = 2\sqrt{\omega_0^2 + \frac{k_h}{m_1}} = 2\Omega, \qquad (18)$$

т. е. ротор должен вращаться с частотой, меньшей удвоенной собственной частоты.

Кроме того, из неравенства (18) следует, что сравнительно большая гидростатическая жесткость k_h относительно приведенной жесткости k ротора и подшипников существенно расширяет область устойчивого движения ротора. Например, если суммарная гидростатическая жесткость n колец $\sum_{i=1}^{n} k_{hi} = 0{,}25k$, то $\omega < 2{,}2\omega_0$. В то же время изменение вязкого гидродинамического демпфирования вообще не влияет на ширину области устойчивости.

Условия устойчивого движения плавающего кольца в случае жесткого ротора

В случае жесткого ротора, вращающегося на жестких опорах с частотой, меньшей его первой собственной, не возникает поперечных колебаний оси ($q_1 = 0$). При этом если он вращается в плавающем кольце, то действие гидродинамических сил в радиальном зазоре может привести к появлению неустойчивых колебаний кольца.

Ответ на вопрос, при каких условиях это происходит, найдем из характеристического уравнения:

$$-m_2\Omega^2 + id_h\Omega + k_h - i\left(\frac{\omega d_h}{2} - \frac{4F_{fr}}{\pi A_2}\right) = 0.$$

Аналогично матрице (17) составим матрицу с действительными коэффициентами:

$$\begin{vmatrix} -m_2 & 0 & k_h & 0 \\ 0 & d_h & -\left(\frac{\omega d_h}{2} - \frac{4F_{fr}}{\pi A_2}\right) & 0 \\ 0 & -m_2 & 0 & k_h \\ 0 & 0 & d_h & -\left(\frac{\omega d_h}{2} - \frac{4F_{fr}}{\pi A_2}\right) \end{vmatrix}.$$

Раскрыв определитель $\Delta_4 > 0$, получим условие динамической устойчивости плавающего кольца на жестком роторе:

$$\omega < 2\sqrt{\frac{k_h}{m_2}} + \frac{8F_{fr}}{\pi A_2 d_h}, \qquad (19)$$

где $A_2 = \delta_0$ — максимально возможная амплитуда колебаний кольца от случайного возмущения.

Из неравенства (19) следует, что угловая скорость ротора должна быть меньше удвоенной собственной частоты кольца, определяемой гидростатической жесткостью, с учетом влияния демпфирования. Результат этого влияния интересен тем, что в отличие от сухого трения кольца о корпус (F_{fr}) увеличение коэффициента d_h вязкого трения приводит к понижению пороговой частоты, при которой возникают неустойчивые колебания плавающего кольца.

Расчет пороговых частот при рассмотрении неравенства (19) как равенства с варьированием значений k_h и F_{fr}, а также анализ колебаний кольца в их окрестности на основе численного решения системы уравнений (11) при $q_1 = 0$ показали, что выражение (19) справедливо, пока выполняется соотношение $k_h\delta_0 > 2F_{fr}$. В противном случае самоцентрирующееся движение кольца при сухом трении сопровождается залипаниями и получается негармоническим. Поэтому найденное с помощью приближенного метода гармонического баланса условие не работает!

Условия устойчивого движения связанной системы "ротор—кольцо"

Случай вибрирующего ротора и плавающего кольца является самым распространенным, поэтому исследование устойчивости их движения как связанной гидродинамическими силами системы представляет особенный интерес. В большой степени это объясняется тем, что при возникновении неустойчивых колебаний одного из них другое также может потерять устойчивость движения.

Получить компактное аналитическое выражение для области устойчивости связанной системы "ротор—кольцо", анализируя (15) с помощью критерия Рауса—Гурвица, не представляется возможным. Поэтому воспользуемся методом теории возмущений, учитывая, что безразмерные коэффициенты демпфирующих и неконсервативных сил малы по сравнению с коэффициентами упругих сил. В частности, если привести второе уравнение системы (14) к безразмерному виду, то при исходных параметрах (12) и вращении с собственной частотой ротора ($\omega = \omega_0$) его безразмерные коэффициенты будут иметь значения: $\frac{k_h}{m_2\omega_0^2} = 0{,}5$; $\frac{d_h}{m_2\omega_0} = 0{,}1$; $\frac{\omega d_h}{2m_2\omega_0^2} = 0{,}05$; $\frac{F_{fr}}{m_2\omega_0^2} = 0{,}00025$ (при $c = 0{,}1$).

Введем обозначения $n_1 = \omega d_h/2$; $n_2 = \omega d_h/2 - 4F_{fr}/(\pi A_2)$ и перепишем выражение (15) в виде:

$$(-m_1\Omega^2 + id_h\Omega + k + k_h - in_1) \times$$
$$\times (-m_2\Omega^2 + id_h\Omega + k_h - in_2) - (k_h + id_h\Omega - in_1)^2 = 0.$$

Сделав замену $\Omega = \lambda + \beta$, где β определяет влияние демпфирующих и неконсервативных сил и поправку к частотам λ порождающего уравнения

$$(-m_1\lambda^2 + k + k_h)(-m_2\lambda^2 + k_h) = k_h^2, \qquad (20)$$

а затем, пренебрегая членами второго порядка малости $\beta^2 = d_h\beta = n_1\beta = n_2\beta = d_h n_1 = d_h n_2 = d_h^2 = n_1 n_2 = n_1^2 = 0$, получим:

$$-m_1\lambda^2[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] - 2m_1\lambda\beta[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] - m_1\beta^2[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] + id_h\lambda[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] + id_h\beta[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] + (k + k_h)[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] - in_1[-m_2(\lambda^2 + 2\lambda\beta + \beta^2) + id_h(\lambda + \beta) + k_h - in_2] - k_h^2 - 2k_h[id_h(\lambda + \beta) - in_1] - [id_h(\lambda + \beta) - in_1]^2 = 0.$$

Далее, группируя оставшиеся коэффициенты, выделим β:

$$\beta = i\frac{(k + k_h - m_1\lambda^2)(d_h\lambda - n_2) - (k_h + m_2\lambda^2)(d_h\lambda - n_1)}{2\lambda[m_1 k_h + m_2(k + k_h) - 2m_1 m_2\lambda^2]}.$$

Поскольку устойчивому движению, т. е. движению с затуханием собственных колебаний $q_i = A_i e^{i\Omega t} = A_i e^{i(\lambda + \beta)t} = A_i e^{i\beta t}(\cos\lambda t + i\sin\lambda t)$, будет соответствовать положительный числитель данного выражения, то условие устойчивости запишем в виде:

$$(k + k_h - m_1\lambda^2)d_h\lambda - (k_h + m_2\lambda^2)d_h\lambda > (k + k_h - m_1\lambda^2)n_2 - (k_h + m_2\lambda^2)n_1$$

или с учетом $n_1 = \omega d_h/2$ и $n_2 = \omega d_h/2 - 4F_{fr}/(\pi A_2)$:

$$[k - \lambda^2(m_1 + m_2)]d_h\lambda > [k - \lambda^2(m_1 + m_2)]\frac{\omega d_h}{2} - (k + k_h - m_1\lambda^2)\frac{4F_{fr}}{\pi A_2}.$$

Принимая во внимание уравнение (20), окончательно получим:

$$\omega < 2\lambda + \frac{k_h^2}{m_2^2\lambda^4}\frac{8F_{fr}}{\pi\delta_2 d_h}, \qquad (21)$$

где, как показали проверочные расчеты, в качестве собственной частоты системы "ротор—кольцо" следует брать наибольшую:

$$\lambda = \sqrt{\frac{k + k_h}{2m_1} + \frac{k_h}{2m_2} + \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{k + k_h}{m_1} + \frac{k_h}{m_2}\right)^2 - 4\frac{kk_h}{m_1 m_2}}}.$$

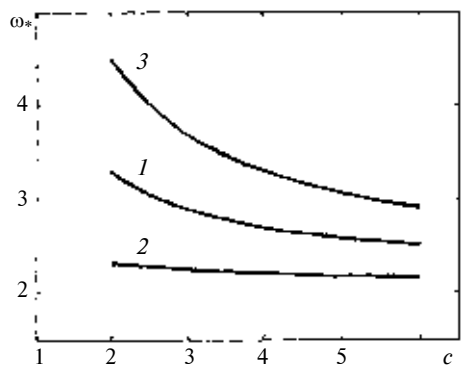


Рис. 2. Изменение частоты потери устойчивости для системы "ротор—кольцо" при различной вязкости гидродинамического демпфирования:
1 — d_h = 100 (Н · с)/м (керосин); *2* — d_h = 500 (Н · с)/м (масло); *3* — d_h = 50 (Н · с)/м (спирт)

На рис. 2 представлены расчетные данные, показывающие изменение безразмерной частоты потери устойчивости ($\omega_* = \omega/\omega_0$) в зависимости от коэффициента радиальной подвижности кольца ($c = k_h\delta_0/F_{fr}$): $\omega_* = 2\lambda + \frac{k_h^2}{m_2^2\lambda^4}\frac{8k_h}{\pi d_h c}$. Пороговая частота неустойчивости приближается к удвоенной частоте собственных колебаний ротора 2Ω (при $k \gg k_h$ к $2\omega_0$), если подвижность кольца и вязкость жидкости в кольцевом зазоре увеличиваются. Это согласуется с результатами численного решения исходной системы уравнений (11).

Замечая, что в выражении (21) $k_h^2/m_2^2 = \Omega_к^4$ — собственная (парциальная) частота вращения кольца в четвертой степени, а также учитывая, что λ — высшая собственная частота вращения системы "ротор—кольцо", данное неравенство может быть переписано в более технически понятном виде.

Изгибная жесткость ротора плюс жесткость подшипников равно k и много больше гидростатической жесткости ($k \gg k_h$), поэтому $\lambda^4 \to \Omega^4 = [(k + k_h)/m_1]^2$. Очевидно, на практике проще иметь дело не с параметром λ, а с технически понятным параметром Ω, т. е. с собственной (парциальной) частотой вращения ротора. Таким образом, для практического использования неравенство (21) целесообразно записать как $\omega < 2\Omega + \frac{\Omega_к^4}{\Omega^4}\frac{8F_{fr}}{\pi\delta_0 d_h}$.

Здесь важно заметить, что Ω несколько меньше λ, поэтому представленное неравенство дает заниженную предельную по устойчивости частоту вращения. Следовательно, возникающая в значениях частот разница может трактоваться как некий запас динамической устойчивости системы.

Определение границ орбитальной устойчивости ротора

Многочисленными теоретическими и экспериментальными исследованиями подтверждено, что вынужденные колебания, вызываемые неуравновешенностью, практически не влияют на область устойчивого движения ротора в средах различной вязкости [3]. Однако границы устойчивости, полученные из линеаризованных уравнений, не всегда совпадают с границами орбитальной устойчивости нелинейной роторной системы. Колебания, возникающие после потери устойчивости "в малом", могут иметь незначительные амплитуды и для реальной системы не представлять опасности [4].

Система "ротор—кольцо" становится нелинейной при наличии залипаний кольца. Как показали расчеты, метод гармонического баланса не работает при $c = k_h\delta_0/F_{fr} < 2$. Поэтому об устойчивости ротора в кольце с ограниченной подвижностью (залипающее и полуподвижное кольцо) будем судить по траекториям движения их геометрических центров. Искомые изменения координат во времени: $q_1 = x_1 + iy_1$ и $q_2 = x_2 + iy_2$ получим, интегрируя уравнения (11) методом Рунге—Кутта при заданных параметрах (12) и различных значениях частоты вращения ω.

После обобщения расчетных данных по полученным орбитальным движениям была построена карта областей устойчивости для системы "ротор—кольцо" (рис. 3). Граница *AB* совпадает с пороговой угловой скоростью $\omega = 2\Omega$, т. е. с пределом устойчивости ротора в полуподвижном кольце [неравенство (18)]. Тем не менее выше этого рубежа орбитальная устойчивость системы сохраняется. Ввиду качественных различий между траекториями ротора в случае полуподвижного и плавающего кольца нанесена линия *BD*. В то же время общий предел *CDE* для устойчивых траекторий, наступающий при $\omega > 3{,}1\Omega$, одинаков. При этом переходу *CD* свойственна неявная тенденция к потере устойчивости (нарастание амплитуды прецессии ротора во времени происходит едва заметно). Линия *EF* точно соответствует пороговым частотам, аналитически определяемым из условия (21).

Спектральный анализ колебаний на основе преобразования Фурье, переводящего описание сигнала (функцию времени) из временнóй области в частотную, показал, что представляют собой движения ротора в кольце с ограниченной подвижностью:

область *1* — устойчивая синхронная прецессия с угловой частотой ω вращения, обусловленная неуравновешенностью ротора;

область *2* — квазиустойчивая бигармоническая прецессия с постоянной амплитудой, равной амплитуде устойчивой прецессии, как результат наложения собственных колебаний с частотой Ω на

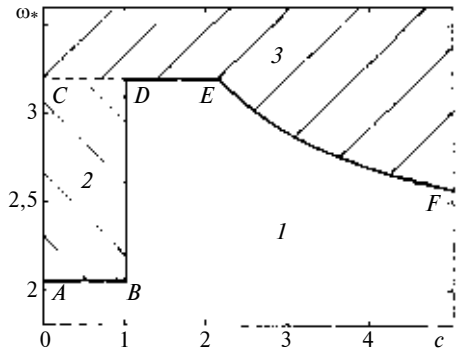


Рис. 3. Области режимов колебаний ротора в зависимости от относительной частоты вращения и коэффициента радиальной подвижности кольца:
1 — устойчивые; *2* — квазиустойчивые; *3* — неустойчивые

вынужденные колебания с угловой частотой ω вращения;

область *3* — неустойчивая асинхронная прецессия с частотой собственных колебаний ротора ($\Omega = \sqrt{(k + k_h)/m_1}$), вследствие потери устойчивости.

Характерные траектории движения центра ротора для каждой из трех выявленных областей приведены на рис. 4.

Физически квазиустойчивые колебания ротора можно объяснить непостоянством неконсервативной гидродинамической силы, вследствие периодических срывов полуподвижного кольца в самоцентрирующееся движение.

Состояние покоя кольца характеризуется неравномерностью зазора между ним и ротором, поэтому в данном случае неконсервативная сила велика. Действуя перпендикулярно смещению неуравновешенного ротора, она в диапазоне частот вращения выше удвоенной собственной угловой скорости ротора провоцирует его прецессию с частотой Ω собственных колебаний и одновременно самоцентрирующийся сдвиг кольца. В этот момент радиальный зазор по окружности получается более или менее равномерным, поэтому неконсервативная сила стремительно уменьшается. В результате кольцо залипает, а неуравновешенный ротор начинает совершать прецессионное движение с угловой частотой вращения, равной угловой скорости.

Периодическое залипание—движение полуподвижного кольца, приводит к возбуждению двухчастотного (с частотами Ω и ω) колебательного движения ротора с постоянной амплитудой того же порядка, что и в случае устойчивых вынужденных колебаний. При кратном отношении между угловой частотой вращения и частотой собственных колебаний ротора $\omega = n\Omega$ колебания ротора получаются чисто периодическими. Прецессия геометрического центра ротора представляет собой эпициклоиду с числом петель $n - 1$. В случае некратного отношения частот траектория получает низкочастотный дрейф (рис. 5).

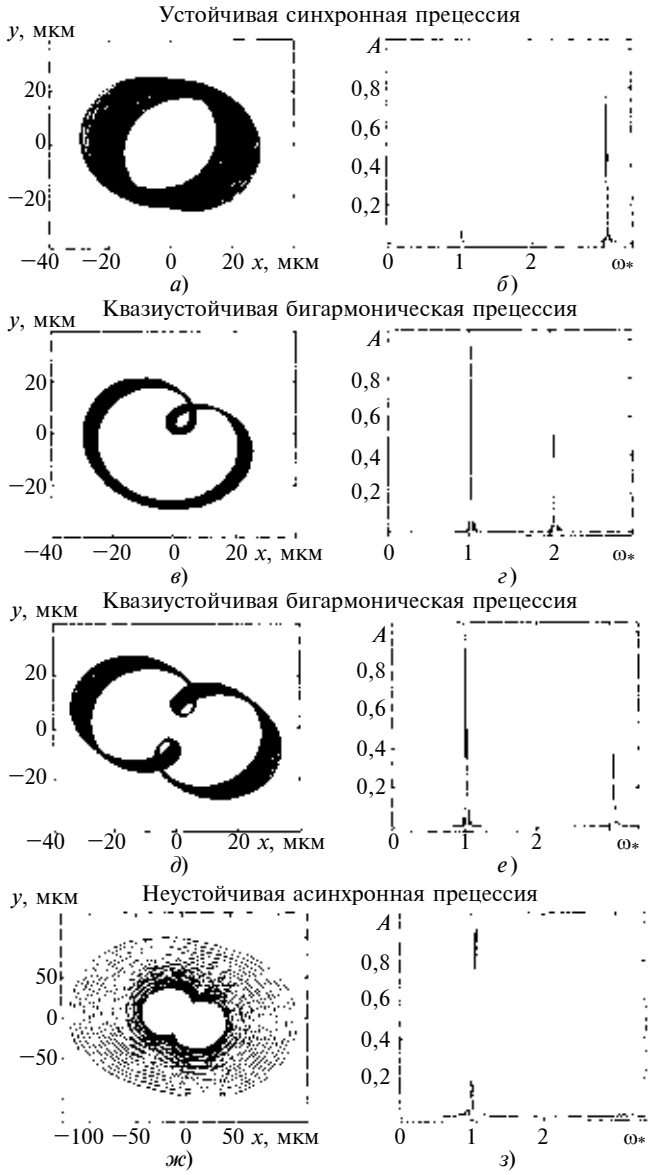


Рис. 4. Колебательные движения (*а*, *в*, *д*, *ж*) ротора в уплотнительном кольце и его частные спектры (*б*, *г*, *е*, *з*):
а, *б* — $\omega = 3\Omega$ при $c = 2$; *в*, *г* — $\omega = 2\Omega$ при $c = 0{,}5$;
д, *е* — $\omega = 3\Omega$ при $c = 0{,}5$; *ж*, *з* — $\omega = 3\Omega$ при $c = 3$

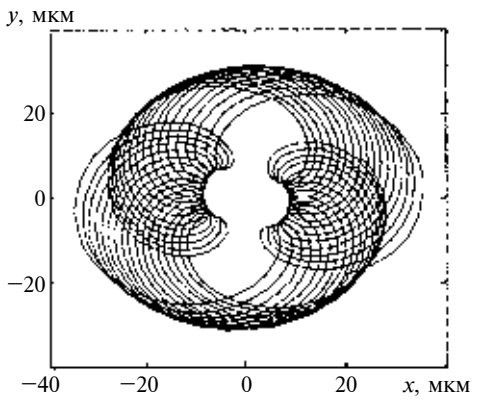


Рис. 5. Квазиустойчивая бигармоническая прецессия при некратных частотах колебаний ($\omega = 2$; 9Ω; $c = 0{,}5$)

Что касается перехода к неустойчивому состоянию ротора в полуподвижном кольце, то он не имеет четкой границы и тех тенденций, которые свойственны ротору в щелевом или плавающем уплотнении. Оба последних случая характеризуются стремительным увеличением амплитуды колебаний ротора при вращении с частотой, превышающей скорость потери устойчивости, тогда как колебания ротора в полуподвижном кольце сопровождаются медленным ростом амплитуды.

Размытая линия *CD* (см. рис. 3), разделяющая квазиустойчивую область *2* и неустойчивую область *3*, была определена с высокой точностью посредством вейвлет-анализа колебаний ротора.

Вейвлет-анализ устойчивости движения ротора

Делать выводы об устойчивости движения ротора по изменению во времени уровня вибрационного сигнала затруднительно, если убывание — нарастание амплитуд колебаний происходит квазистационарно. В этом случае вопрос устойчивости может быть решен с помощью вейвлет-анализа, прочно вошедшего в практику цифровой обработки сигналов.

В отличие от преобразования Фурье, которое заменяет временно́е представление исходного вибрационного сигнала $f(t)$ его частотным представлением, что является разложением на бесконечные по длительности синусоиды разной частоты: $f(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t}dt$, вейвлет-преобразование функции $f(t)$ состоит в ее разложении на множество масштабированных и сдвинутых версий базового вейвлета (англ. wavelet — маленькая волна):

$$C(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t)\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)dt,$$

где $\psi(t)$ — базовая вейвлет-функция; a и b — масштаб и сдвиг по времени.

Для временно́го ряда $f(t)$, имеющего ярко выраженную колебательную форму, целесообразно выбирать базовую вейвлет-функцию, визуально близкую к синусоиде. К таким относится вейвлет Морле (рис. 6). Если приближенно трактовать вейвлет как модулированную синусоиду, то ее частота и будет средней частотой вейвлета. В общем же случае, если временна́я зависимость вейвлетов далека от синусоидальной, определение средней частоты требует обработки сигнала и реализуется итерационными методами [5].

Результатом вейвлет-преобразования исходного вибрационного сигнала является двумерный массив коэффициентов в координатах *ab* (временной масштаб — временна́я локализация), который называется вейвлет-спектрограммой и несет инфор-

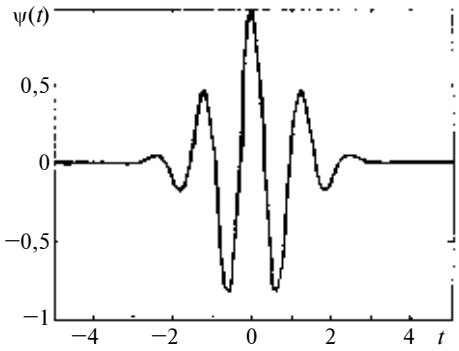


Рис. 6. Вейвлет Морле $\psi(t) = \exp(-t^2/2)\cos(5t)$

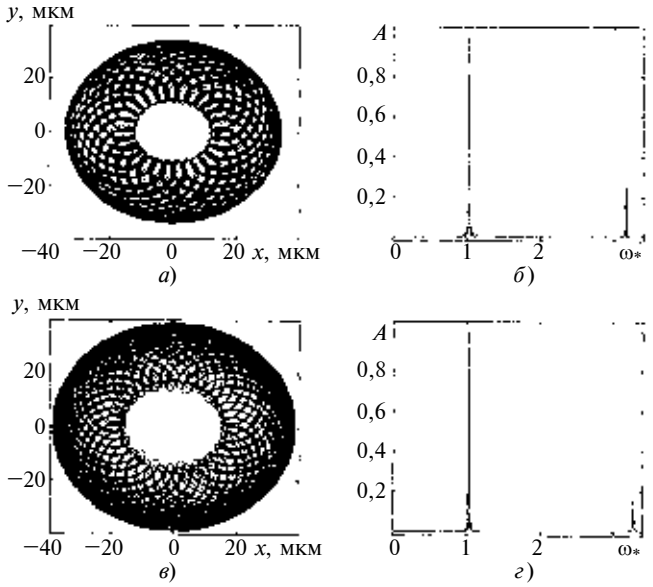


Рис. 7. Колебательные движения (*а*, *в*) ротора и его частотные спектры (*б*, *г*) при частотах вращения $\omega = 3{,}1\Omega$ (*а*, *б*) и $\omega = 3{,}2\Omega$ (*в*, *г*)

мацию об изменении частоты и амплитуды для различных составляющих сигнала во времени.

Вейвлет-спектрограмма временнóго ряда $f(t)$ представляет собой поверхность в трехмерном пространстве. Чаще используется двумерная визуализация в виде проекции на плоскость ab коэффициентов $C(a, b)$ цветотеневыми картинами. Большим значениям коэффициентов вейвлет-преобразования соответствуют ярко окрашенные области, которые располагаются вблизи той или иной локальной особенности функции $f(t)$, что позволяет легко определять их местоположение.

Рассмотрим пример вейвлет-анализа колебаний ротора, вращающегося в полуподвижном кольце ($c = 0{,}5$) с угловой скоростью $\omega = (3{,}1 \div 3{,}2)\Omega$, т. е. в окрестности границы динамической неустойчивости CD (см. рис. 3), которые приведены на рис. 7. По траекториям и тем более по преобразованиям Фурье невозможно установить, какое из этих движений устойчиво. В действительности второе движение (см. рис. 7, *в*) неустойчиво и сопровождается увеличением амплитуды колебаний ротора. Сделать такой вывод позволяет вейвлет-преобразование развертки колебаний ротора в одном из главных поперечных направлений (рис. 8, см. обложку журнала).

На общей вейвлет-спектрограмме, а также на ее увеличенных фрагментах по оси абсцисс отложены отсчеты вибрационного сигнала b, т. е. фактически время, по оси ординат — масштабы a, которые обратно пропорциональны частоте, цвет показывает значения вейвлет-коэффициентов $C(a, b)$, т. е. амплитуду гармоник.

По светлым оттенкам видно, что колебания ротора имеют две гармоники: одна оборотной частоты (окрестность 20-го масштаба) и частоты в 3 раза меньшей. Анализ увеличенных фрагментов вейвлет-спектрограммы показал, что по изменению цвета можно заметить, что амплитуда низкочастотной гармоники увеличивается со временем. Следовательно, анализируемые колебания являются неустойчивыми.

Если бы цвето-теневая картина оказалась постоянной или с обратным изменением интенсивности цвета, то это свидетельствовало бы об устойчивости движения ротора. Такой анализ вейвлет-спектрограмм колебаний − либо визуальный с помощью оператора, либо на основе методов распознавания изображений, позволяет судить о динамической устойчивости практически любых роторных систем.

Выводы

1. Исследована гидродинамическая устойчивость системы "ротор—уплотнительное кольцо" с учетом трех возможных динамических состояний кольца:

кольцо движется без залипаний, что соответствует гармоническим колебаниям кольца при благоприятных условиях для самоцентрирования ($k_h\delta_0/F_{fr} > 2$);

кольцо движется с залипаниями — колебания негармонические, а способность к самоцентрировнию определяется условием $1 < k_h\delta_0/F_{fr} < 2$;

кольцо является полуподвижным — оно остается в покое при устойчивом и безударном режиме колебаний ротора, т. е. когда условие самоцентрирования не выполняется ($k_h\delta_0/F_{fr} < 1$).

2. Аналитическое и численное определение границ устойчивого движения для связанной системы "ротор—кольцо" позволило установить:

чем меньше вязкость жидкости в кольцевом зазоре, тем выше пороговая частота вращения, при которой наступает потеря устойчивости;

наибольшее значение пороговой частоты достигается, если самоцентрирование кольца происходит при условии $1 < k_h\delta_0/F_{fr} < 2$, т. е. когда максимальная упругая гидродинамическая сила в кольцевом зазоре превышает силу трения на контактной поверхности кольца не более чем в 2 раза.

3. При выполнении второго условия предел устойчивости в системе "ротор—кольцо" может на-

УДК 62-231.3

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский ГТУ), e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Энергетическая неэффективность разветвленных кинематических цепей

Статья подводит итог большому числу публикаций, в которых фрагментарно представлен новый подход к энергетической оценке машин и механизмов.

Ключевые слова: энергетический расчет, фрикционные потери, многозвенные кинематические цепи, трансмиссии транспортных средств.

The paper summarizes a number of publications, in which a new approach to the energy estimation of machines and mechanisms in fragmentary form was presented.

Keywords: energy calculation, friction loss, ladder-type kinematic chains, transmissions of hauling units.

В данной статье на примере анализа трансмиссий транспортных средств с несколькими ведущими мостами продолжим рассмотрение проблемы расчета фрикционных потерь в машинах и механизмах. Как было указано в работах [1—7] и других публикациях, необходима существенная корректировка расчетных зависимостей, предлагаемых для энергетического расчета механических передач академическими курсами "Детали машин" и "Теория машин и механизмов" (ТММ).

В работах [5, 6 и др.] приведены зависимости и методики энергетического расчета многозвенных (удлиненных) кинематических цепей, учитывающие потери на холостой ход элементов и влияние нагрузочного режима кинематической цепи (КЦ). Было также указано, что использование традиционной методики расчета возможно только при введении ограничения, определяемого величиной граничного крутящего момента на приводном валу [1]:

$$M_{гр} = 28{,}3638\sqrt{\eta_{\Sigma} M_{х.х}}\,,\ Н\cdot м. \qquad (1)$$

В формуле (1): $M_{х.х}$ — момент холостого хода трансмиссии; η_{Σ} — суммарный предельный КПД трансмиссии, вычисленный по традиционной формуле $\eta_{\Sigma} = \prod_{i=1}^{n} R_i$, где R_i — предельное (табличное) значение КПД i-го элемента КЦ.

Необходимость введения величины $M_{гр}$ продиктована тем, что реальное значение КПД трансмиссии не является константой (как это принято в классических курсах), а подчиняется гиперболической закономерности, стремящейся к нулю при малых значениях крутящего момента на приводном валу:

$$\eta = \eta_{\Sigma}(1 - M_{х.х}/M) \text{ при } \omega = \text{const}, \qquad (2)$$

где η и M — текущие значения КПД трансмиссии и крутящего момента на приводном валу; ω — частота вращения приводного вала.

При $M > M_{гр}$ можно принять условие $\eta \approx \eta_{\Sigma}$. Это область стабильных значений КПД, в пределах которой допустимо использование упрощенной методики расчета, предлагаемой академическими курсами.

На основании зависимости (2) приходим к выводу, что реальное значение КПД трансмиссии зависит: а) от η_{Σ}, а именно от предельного КПД каждого элемента трансмиссии и от длины КЦ (другими словами, от числа элементов трансмиссии);

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 11)

ступать при частотах вращения, значительно превышающих удвоенную критическую частоту ротора ($2\omega_0$), и достигать значений порядка $4\omega_0$.

4. Выявлено существование квазиустойчивых режимов колебаний ротора в полуподвижном кольце в диапазоне частот вращения свыше удвоенной собственной частоты ротора. Эти режимы представляют собой бигармоническую прецессию неуравновешенного ротора с его собственной и оборотной частотами, и сопровождаются постоянной амплитудой, соизмеримой с амплитудой устойчивых вынужденных колебаний. Они возникают до наступления неустойчивого состояния роторной системы и поэтому могут служить сигналом приближения ее к порогу динамической устойчивости.

5. Предложен способ анализа устойчивости движения роторных систем при воздействии неконсервативных сил на основе вейвлет-преобразований вибрационных сигналов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Марцинковский В. А.** Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы: Изд-во Сумского ГУ, 2002. 336 с.

2. **Симоновский В. И.** Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. Харьков: Вища школа, 1986. 128 с.

3. **Tondl A.** Some Problems of Rotor Dynamics. Prague; London: Publishing House of the Czechoslovak Academy of Sciences, 1965. 434 p.

4. **Кальменс В. Я**. Исследование автоколебаний гибкого ротора на подшипниках скольжения // Колебания валов на масляной пленке. М.: Наука, 1968. С. 48—61.

5. **Дьяконов В. П.** Вейвлеты. От теории к практике. М.: СОЛОН-Р, 2002. 448 с.

б) от нагрузки на трансмиссию, т. е. от величины крутящего момента на приводном валу (при $M = M_{х.х}$ $\eta = 0$; при $M > M_{гр}$ $\eta \approx \eta_{\Sigma}$); в) от $M_{х.х}$: при увеличении $M_{х.х}$ относительно крутящего момента M на приводном валу КПД трансмиссии существенно снижается.

При разделении потока мощности, т. е. в случае разветвленных КЦ, последние два фактора становятся во много раз существеннее, чем в КЦ с последовательным соединением элементов. При этом принципиально ухудшается энергетическая эффективность механических передач.

Можно абсолютно уверенно утверждать, что проводить энергетический расчет разветвленных КЦ, располагая только константами, определяющими предельные значения КПД элементов, невозможно. Академические курсы предлагают выполнять эти расчеты с использованием упрощенных методик (дополнительно вводятся понижающие поправочные коэффициенты), которые к желаемым результатам не приводят.

В частности, хорошо известно, что топливная экономичность автомобилей с двумя или тремя ведущими мостами значительно хуже, чем базовых моделей с одной ведущей осью. Выполняя энергетический расчет КЦ, содержащей несколько параллельных потоков мощности, с использованием традиционных табличных коэффициентов, получаем неадекватные экспериментам результаты, согласно которым автомобиль с несколькими ведущими мостами должен расходовать топлива значительно меньше, чем это происходит на практике.

Теоретические и экспериментальные исследования, проводимые в ВоГТУ с 1970-х годов (по этому научному направлению имеется большое число публикаций в различных изданиях, защищены докторская и ряд кандидатских диссертаций), позволили разработать методику и компьютерные программы расчета КПД кинематических цепей с любым реально возможным уровнем разветвления [3, 7, 8]. Эти методики основываются на корректном расчете многозвенных последовательных цепей. При этом учитывается также, что чрезмерное удлинение КЦ (даже без разделения потока мощности) может привести к нежелательному (дограничному) нагрузочному режиму.

На основании экспериментальных исследований в работах [1—4] показано: наличие гиперболической функции (2) объясняется тем, что изменение фрикционных сил от нагрузки в кинематической паре подчиняется известной закономерности Амонтона—Кулона, которая была установлена для пар трения скольжения, и определяется аналогичной данной закономерности линейной зависимостью:

$$M_c = kM + M_0, \qquad (3)$$

где M_c — момент сопротивления, возникающий в передаче (элементе КЦ или трансмиссии в целом) при передаче движения; k — константа, определяющая предельные относительные нагрузочные потери в передаче, обусловленные силами внешнего трения; M — текущий крутящий момент на приводном валу; M_0 — начальный момент сопротивления передачи, определяемый силами молекулярного сцепления в кинематической паре при отсутствии внешней нагрузки. Величина M_0 определяет наличие момента холостого хода трансмиссии: $M_{х.х} = M_0/(1 - k) = M_0/R$.

В работах [5, 6] приведены рекуррентные уравнения для корректного расчета КПД многозвенных последовательных КЦ, которые в отличие от традиционных зависимостей учитывают влияние на текущее значение КПД нагрузочного режима трансмиссии в целом и моментов холостого хода каждого ее элемента. Однако для выполнения расчета *разветвленных* цепей с использованием ЭВМ в ряде случаев более целесообразными оказываются иные подходы, чем решения на основе рекуррентных уравнений. Эти методы позволяют при равноценном конечном результате расчета одновременно оценивать энергетическую эффективность каждого элемента трансмиссии, т. е. находить "слабые" звенья цепи, что особенно важно при энергетической оценке разветвленных КЦ повышенной сложности.

При постоянном (выбранном) номинальном скоростном режиме (ω = const) формула КПД одной кинематической ветви разветвленной трансмиссии может быть представлена в виде:

$$\eta = \frac{M_1}{Mu_1}\,\frac{M_2}{M_1u_2}\,\frac{M_3}{M_2u_3} \times \ldots \times \frac{M_n}{M_{n-1}u_n} = \frac{M_n}{Mu},$$

где $u_1 \div u_n$ — передаточные отношения соответствующих ступеней (кинематических звеньев) кинематической ветви; u — общее передаточное отношение кинематической ветви трансмиссии; $M_1 \div M_n$ — выходные моменты соответствующих ступеней, которые одновременно являются входными моментами для последующих ступеней; M — крутящий момент на приводном валу (валу двигателя).

В целях определения момента M_n с учетом закономерности (3) выполняют последовательное вычисление моментов всех ступеней (прямая схема расчета):

$$\begin{aligned} M_1 &= [M - (k_1M + M_{01})]u_1 \\ M_2 &= [M_1 - (k_2M + M_{02})]u_2 \\ M_3 &= [M_2 - (k_3M + M_{03})]u_3 \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ M_n &= [M_{n-1} - (k_nM + M_{0n})]u_n. \end{aligned} \qquad (4)$$

Приведенная схема (4) расчета является, по существу, вариантом алгоритма вычислений на основе рекуррентных выражений, представленных в работах [5, 6].

Особый интерес представляет расчет энергетических характеристик трансмиссии по обратной схеме, т. е. путем последовательного движения от выходного вала к входному, когда предварительно задана величина крутящего момента $M_{р.о}$ на рабочем органе (РО), являющаяся одновременно и величиной выходного момента M_n ($M_{р.о} = M_n$). В этом случае необходимо обеспечить последовательное решение цепи уравнений вида: $M_{i-1} = M_i/u_i + (k_1 M_{i-1} + M_{0i})$ или после упрощения

$$M_{i-1} = (M_i/u_i + M_{0i})/(1 - k_i) = (M_i/u_i + M_{0i})/R_i. \quad (5)$$

Для этой цели используют ПЭВМ (программа KPD8B [8]).

Расчет на основе зависимости (5) имеет существенное преимущество, так как обеспечивает энергетический анализ сложных машин и механизмов практически с любым разветвлением КЦ, что реализуется программой KPD8C [8]. В данной программе каждая ветвь независимо от уровня расположения ее в кинематической цепи рассчитывается по обратной схеме. В итоге определяются режимные параметры приводного двигателя (суммарный крутящий момент от действия всех ветвей КЦ и частота вращения), его мощность и вычисляется общий КПД сложной трансмиссии по выражениям:

$$\eta_т = \left(\sum_{i=1}^{m} N_{р.оi}\right)/N_д;$$

$$\eta_т = \left(\sum_{i=1}^{m} M_{р.оi}/u_{р.оi}\right)M,$$

где $N_{р.оi}$ — выходная мощность i-й внешней ветви (на i-м РО) кВт; $M_{р.оi}$ — момент на выходе i-й внешней ветви (на i-м РО), Н · м; m — число внешних ветвей; $N_д$ — мощность на валу двигателя, кВт; $u_{р.оi}$ — передаточное отношение от i-го РО до вала двигателя.

В целях выявления неблагополучных в энергетическом отношении элементов КЦ и возможности дальнейшей оптимизации ее энергетических параметров на каждом этапе расчета вычисляется характеризующий потенциальную возможность повышения КПД элемента цепи коэффициент использования: $K_и = \eta_i/R_i$, где η_i — фактический КПД i-го элемента КЦ, определяемый как функция от момента на входе: $\eta_i = f(M)$; R_i — предельное значение КПД i-го элемента КЦ.

На рис. 1 показана блок-схема сложной (разветвленной) механической трансмиссии с указанием способа маркировки собирательных звеньев (СЗ), в которых объединен (или разделен при прямой схеме расчета) поток мощности.

Внешняя ветвь определяется участком КЦ между РО и СЗ, внутренняя ветвь — это участок КЦ между собирательными звеньями. Согласно принятому способу маркировки СЗ, первая цифра маркировки (J) означает уровень расположения относительно двигателя, вторая (L) — порядковый номер СЗ. При этом и сам двигатель маркируется как собирательное звено 0,1.

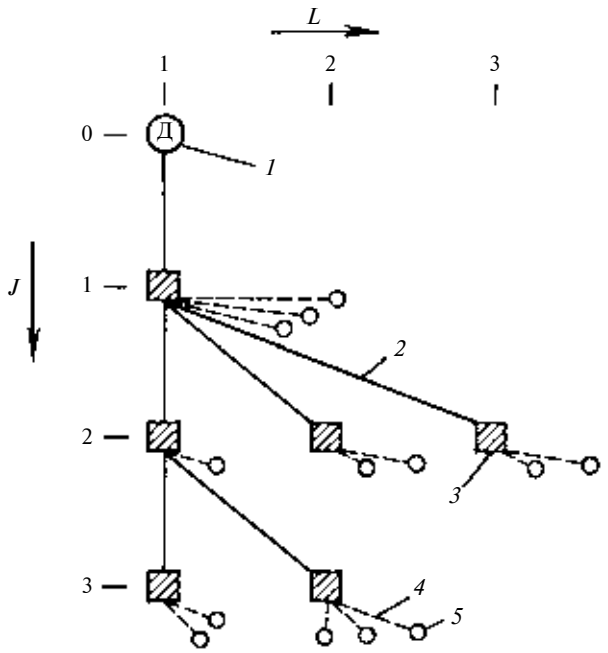


Рис. 1. Блок-схема кинематической цепи с указанием способа маркировки собирательных звеньев:
1 — двигатель; *2* — внутренняя ветвь; *3* — СЗ; *4* — внешняя ветвь; *5* — рабочий орган

Следует отметить, что на первом уровне всегда существует одно собирательное звено 1,1. Нулевая внутренняя ветвь, соединяющая СЗ 1,1 с двигателем, в наиболее простом конструктивном варианте может быть представлена соединительной муфтой либо вообще отсутствовать. В последнем случае нулевая ветвь характеризуется КПД и передаточным отношением $u = 1$ при отсутствии начального момента сопротивления ($M_0 = 0$).

Расчет на ПЭВМ (программа KPD8C [8]) проводится в диалоговом режиме. После ввода общих характеристик КЦ на экран дисплея выводится ее графическое изображение в виде блок-схемы в целях идентификации последней со схемой принятого к расчету варианта цепи, что позволяет избежать ошибок на начальном этапе расчета. Убедившись в идентичности обеих схем, оператор вводит параметры всех элементов КЦ, и расчет продолжается.

При выполнении расчета по обратной схеме программа учитывает свойство "непрозрачности" собирательных звеньев, которое заключается в том, что независимое прохождение через СЗ различных потоков мощности не допускается, т. е. перед выполнением энергетического расчета самого СЗ необходимо сложить крутящие моменты объединяющихся кинематических ветвей и только потом объединенный поток пропустить (трансформировать)

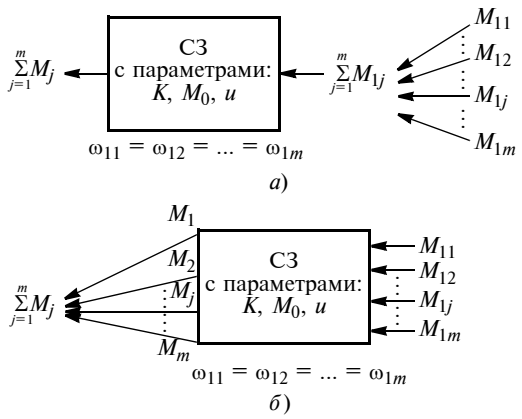


Рис. 2. Схемы расчета СЗ:
а — правильная; *б* — ошибочная

через СЗ (рис. 2, *а*). Однако сложение крутящих моментов возможно лишь при условии одинаковых угловых скоростей.

На основании этих требований СЗ включает в себя только те кинематические пары, где собирающиеся потоки мощности приобретают равные угловые скорости. Это является основанием для маркировки СЗ в блок-схеме расчета. Если при вводе исходных данных будет допущена ошибка при указании передаточных чисел элементов цепи, то это приведет к расхождению угловых скоростей потоков мощности перед СЗ и произойдет остановка расчета с указанием допущенной ошибки при вводе параметров кинематической цепи.

Продемонстрируем принцип "непрозрачности" СЗ с помощью расчетных зависимостей. Если СЗ "непрозрачно" (см. рис. 2, *а*) и потоки мощности предварительно объединяются, то расчетное выражение имеет вид: $\sum_{j=1}^{m} M_j = (1/u) \sum_{j=1}^{m} M_{1j} + \left(k \sum_{j=1}^{m} M_j + M_0\right)$. В случае "прозрачного" СЗ (см. рис. 2, *б*), допускающего прохождение множества потоков независимо друг от друга, даже при равенстве угловых скорости в объединяющихся потоках мощности получаем иное выражение: $\sum_{j=1}^{m} M_j = (1/u) \sum_{j=1}^{m} M_{1j} + \sum_{j=1}^{m} (kM_j + M_0)$, которое искажает результат, так как $k \sum_{j=1}^{m} M_j + M_0 \neq \sum_{j=1}^{m} (kM_j + M_0)$.

Таким образом, при наличии констант, определяющих предельное значение относительных потерь (или предельное значение КПД) и величину момента холостого хода для каждого элемента КЦ, предлагаемая программа позволяет достоверно рассчитать общий КПД трансмиссии с любым реально возможным разделением потоков мощности.

С целью количественной оценки влияния разделения потока мощности на величину момента холостого хода (и другие энергетические характеристики) сложной трансмиссии в ВоГТУ были проведены экспериментальные исследования энергетических характеристик трансмиссий грузовых автомобилей. Момент $M_{х.х}$ определяли путем прокручивания трансмиссий вывешенных автомобилей без нагрузки на ведущих колесах при изменяющемся передаточном отношении. Исследования проводили на автомобилях трех марок: МАЗ-5334 — с одной ведущей осью; КамАЗ-5320 — с двумя ведущими мостами; ЗИЛ-157 КД — с тремя ведущими мостами. Результаты исследований представлены на рис. 3 и в табл. 1. Оказалось, что экспериментальные точки с большой степенью достоверности аппроксимируются гиперболической функцией вида: $M_{х.х} = \alpha + \beta/u$, где u — общее

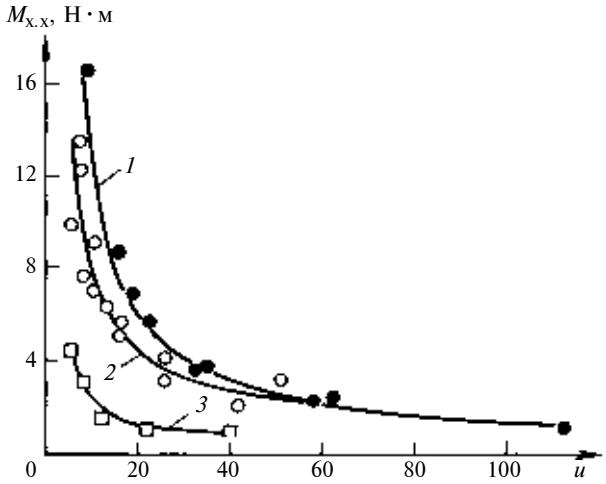


Рис. 3. α—β-характеристики трансмиссий грузовых автомобилей:
1 — ЗИЛ-157КД; *2* — КамАЗ-5320; *3* — МАЗ-5334

Таблица 1

Результаты экспериментального определения α—β-характеристик трансмиссии грузовых автомобилей

Наименование	Марка автомобиля		
	ЗИЛ-157КД	КамАЗ-5320	МАЗ-5334
Число измерений, на основании которых определена аппроксимирующая функция	30	42	26
Диапазон измерения передаточного числа *u* трансмиссии	7,74÷112,65	5,322÷51,065	5,1÷40,65
α-характеристика	0,405129	1,5084	0,461256
β-характеристика	115,9502	61,3879	20,3639
Относительное отклонение экспериментальных значений M_x от расчетных, получаемых по аппроксимирующей функции, %	6,5	6,8	6,6

передаточное отношение трансмиссии; α —константа, определяющая предельное минимальное значение $M_{х.х}$ (при $u \to \infty$); β — константа, характеризующая интенсивность изменения $M_{х.х}$ в зависимости от u. Поэтому функциональная зависимость $M_{х.х} = f(u)$ получила название α—β-характеристики трансмиссии.

Для определения зависимости, аппроксимирующей экспериментальные точки, использовали программу TRANS1, разработанную в ВоГТУ [3]. По этой же программе оценивали отклонения расчетных значений $M_{х.х}$ от экспериментальных с учетом t-критерия Стьюдента путем вычислений относительной ошибки.

Отметим, что введенное понятие α-β-характеристики трансмиссии обладает весьма существенной информативностью в плане прогнозирования энергетической эффективности трансмиссии в сочетании с заданными режимными характеристиками приводного двигателя.

В связи с тенденцией к использованию быстроходных двигателей с частотой вращения более 3000 мин$^{-1}$, которые имеют пониженный крутящий момент на валу, все чаще стали возникать ситуации, когда нагрузочные режимы двигателей неудачно сочетаются с α—β-характеристикой трансмиссии, что приводит к резкому снижению КПД передачи. На основании α—β-характеристики, определенной для конкретной элементной базы будущей трансмиссии, можно заранее просчитать эту ситуацию в области низких нагрузочных режимов. Как показали экспериментальные исследования, появление трансмиссий с пониженными нагрузочными режимами из-за использования быстроходных двигателей стало нормой. Эксплуатационный механический КПД этих передач не превышает 0,5.

При попадании в зону низких нагрузочных режимов (где КПД ⩽ 0,5) общие потери в трансмиссии в основном определяются постоянными, а не нагрузочными потерями, т. е. в этом случае можно принять допущение

$$M_c \approx M_{х.х}. \qquad (6)$$

Тогда при ω = const

$$\eta = M_{пол}/M \approx (M - M_{х.х})/M, \qquad (7)$$

где $M_{пол}$ — полезный момент на приводном валу.

Чем больше M приближается к $M_{х.х}$, тем точнее результаты, получаемые по формуле (7). При указанных допущениях на основании α—β-характеристики можно определить зависимость КПД передачи от u: $\eta = f(u)$ (рис. 4). Методика расчета выглядит следующим образом. Допустим, что нам известен выходной крутящий момент $M_{вых}$ (т. е. момент на РО), который по технологическим условиям независимо от параметров трансмиссии дол-

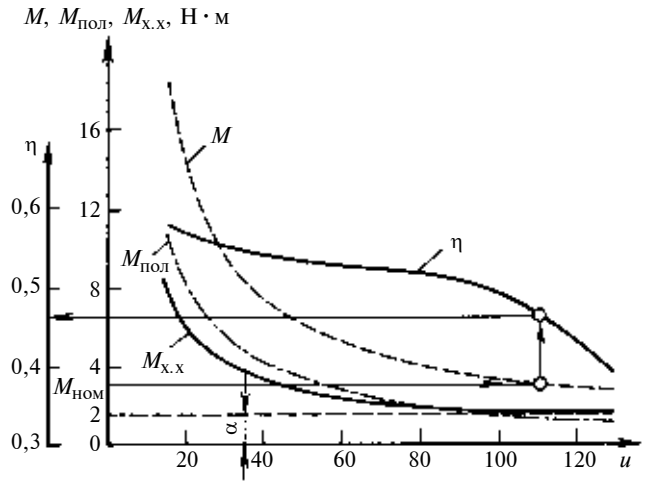


Рис. 4. Влияние α—β-характеристики на КПД трансмиссии при заданном постоянном выходном моменте $M_{вых}$ = 160 Н · м

жен быть сохранен: $M_{вых}$ = const. Тогда $M_{вых} = M_{пол}u$ = const, откуда $M_{пол} = M_{вых}/u$.

На основании допущения (6) получаем полный крутящий момент на приводном валу, обеспечивающий работоспособность передачи с учетом потерь: $M = M_{пол} + M_{х.х}$. Строим график $M = f(u)$ (см. рис. 4). Далее по формуле (7) вычисляем КПД передачи для всего рассматриваемого диапазона значений u. Представляем КПД также в виде графика $\eta = f(u)$ (см. рис. 4). Затем по построенной диаграмме на основании известной величины номинального крутящего момента $M_{ном}$ двигателя определяем соответствующее данному моменту значение КПД трансмиссии (направление движения по диаграмме показано стрелками).

Демонстрируемое графиком $\eta = f(u)$ снижение КПД с увеличением u следует из зависимости (7). Поскольку $M \to M_{х.х}$ при $u \to \infty$, то при $M \to M_{х.х}$

$$\lim \eta = \lim \frac{M - M_{х.х}}{M} = 0.$$

Как видно из графика $\eta = f(u)$, в зоне стабилизации α—β-характеристики, т. е. когда $M = \alpha$ = const, происходит резкое падение КПД. Это является предупреждением об энергетической нецелесообразности применения рассматриваемой трансмиссии с данным двигателем. Например, в исследованных трансмиссиях грузовых автомобилей стабилизация α—β-характеристики наступает при $u > 30 \div 40$. Поэтому неслучайно трансмиссия ЗИЛ-157КД на низших передачах при включении переднего моста с понижающим редуктором (u достигает 112) имеет КПД $0{,}35 \div 0{,}4$ (см. ниже). Это свидетельствует о плохой согласованности нагрузочного режима двигателя с энергетическими характеристиками трансмиссии.

На основании последнего заключения приходим к выводу, что при попадании в область ста-

бильных значений α—β-характеристики повышение передаточного отношения трансмиссии непременно приведет к уменьшению ее КПД. Повысить энергетическую эффективность передачи в этом случае можно только путем использования двигателя с более высоким значением эффективного момента, обеспечивающего работу трансмиссии с передаточным отношением до наступления стабилизации.

Итак, в результате исследований установлено:

1) увеличение числа ведущих осей приводит к существенному росту момента холостого хода $M_{х.х}$ (для автомобилей с тремя ведущими мостами потери на холостой ход трансмиссии увеличиваются практически на порядок по сравнению с потерями на прокручивание трансмиссии базового автомобиля с одной ведущей осью);

2) существенно уменьшается КПД передачи при значительном увеличении передаточного отношения (удлинении) трансмиссии, которое выполняется в целях снижения нагрузки на приводной двигатель, имеющий повышенный частотный режим и дефицит по крутящему моменту, т. е. не согласован с режимными параметрами трансмиссии;

3) в связи с разделением потока мощности снижается нагрузочный режим в ветвях КЦ.

Рассмотрим подробнее влияние (наиболее существенное) последнего фактора. Нагляднее всего это можно сделать на основе сопоставления автомобильных трансмиссий, для которых можно допустить условие идентичности потоков мощности, передаваемых к ведущим мостам. В этом случае определить КПД можно на основании одной КЦ, т. е. по потоку мощности, передаваемому от любого ведущего моста к двигателю. Тогда общий КПД для всей трансмиссии будет аналогичен рассчитанному для одной КЦ. На основании этого допущения перепишем формулу (2) применительно к расчету одной кинематической ветви:

$$\eta = \eta_{\Sigma}(1 - M_{х.х}/M_{д1}), \qquad (8)$$

где $M_{д1}$ — момент на валу двигателя от одной кинематической ветви (от одного ведущего моста).

Однако следует отметить, что используя универсальную формулу (8), мы отходим от идеальной методики расчета, не допускающей "прозрачности" СЗ (рис. 5), но эта некорректность компенсируется идентичностью потоков мощности, а также тем, что $M_{х.х}$, входящий в формулу (8), определен в результате сложения потерь холостого хода от всех параллельных потоков мощности.

С учетом отмеченных выше трех негативных факторов можно вполне уверенно прогнозировать принципиальное уменьшение КПД трансмиссии полноприводного автомобиля по сравнению с базовым вариантом с одной ведущей осью (рис. 6), так как:

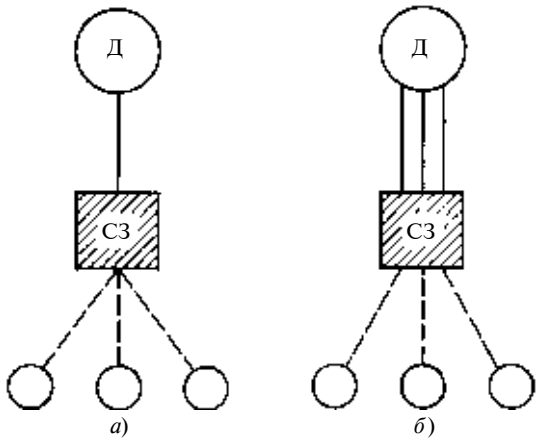


Рис. 5. Схемы потоков мощности в КЦ трансмиссии автомобиля с несколькими ведущими мостами:
а — идеальная; *б* — принятая к расчету с учетом идентичности потоков мощности

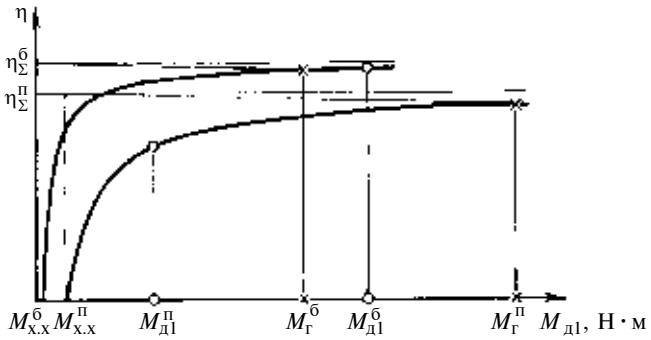


Рис. 6. Изменение текущего значения КПД трансмиссии полноприводного автомобиля в сравнении с базовым вариантом:
$M_{х.х}^{б}$, $M_{гр}^{б}$, $M_{д1}^{б}$ — моменты соответственно холостого хода, граничный, на валу двигателя, — базовый вариант; $M_{х.х}^{п}$, $M_{гр}^{п}$, $M_{д1}^{п}$ — моменты соответственно холостого хода, граничный, на валу двигателя от одной кинематической ветви, — полноприводный вариант; × — расчетные значения $M_{д}^{б}$ и $M_{д1}^{п}$ и соответствующие им значения КПД

1) многократное увеличение $M_{х.х}$ приводит к тому, что гиперболическая функция $\eta = f(M_{д1})$ становится более пологой, увеличивается область нестабильных значений КПД, а граничный момент возрастает;

2) удлинение КЦ (увеличение передаточного отношения ввиду дефицита крутящего момента на базовом двигателе) понижает суммарный предельный КПД трансмиссии полноприводной модели;

3) **обратно пропорционально числу ведущих мостов (числу потоков мощности) снижается крутящий момент в ветви КЦ,** а с уменьшением нагрузочного режима согласно зависимости (8) резко снижается текущее значение КПД и трансмиссия непременно попадает в область пониженных нестабильных значений.

Вполне корректное допущение, что КПД для одной идентичной ветви характеризует также и

КПД всей разветвленной КЦ и может быть рассчитан по универсальной формуле (8), где $M_{х.х}$ определяется с учетом передаточного отношения u по экспериментальной α—β-характеристике, многократно ускоряет процедуру расчета.

В соответствии с принятой схемой (см. рис. 5, *б*) энергетического расчета трансмиссии потребная мощность $N_д$ двигателя будет определена из соотношения

$$N_д = N_к/\eta_{об} \cong JM_{кр1}\omega_к/(1000\eta),$$

где $N_к$ — колесная мощность автомобиля, кВт; $\eta_{об}$ — общее значение КПД трансмиссии в соответствии с идеальной схемой (см. рис. 5, *а*) расчета; η —текущее значение КПД, определяемое в соответствии с принятой схемой (см. рис. 5, *б*) расчета по формуле (8) с учетом α—β-характеристики трансмиссии; $M_{кр1}$ — крутящий момент на одной ведущей оси автомобиля, Н · м; $\omega_к$ — частота вращения колес автомобиля, $с^{-1}$; J — число ведущих осей.

На основании формулы $M_{кр1} = M_{д1}u_\eta = M_{д1}\dfrac{\omega_д}{\omega_к}\eta$ (где $\omega_д$ — частота вращения двигателя, $с^{-1}$; $M_{д1}$ — момент на валу двигателя от одной кинематической ветви, Н · м) получаем расчетное выражение для определения мощности двигателя в другом виде: $N_д \cong JM_{д1}\omega_д/1000$, кВт.

Чтобы установить режимные параметры двигателя на основе представленных зависимостей, необходимо выполнить тяговый расчет автомобиля. Для этого используют известную зависимость [10]:

$$P_к = 9{,}8fG_а + \frac{KFv_а^2}{3{,}6}, \qquad (9)$$

где $P_к$ — сила тяги на ведущих колесах, Н; f — коэффициент сопротивления качению (0,015...0,035); $C_а$ — масса автомобиля, кг; K — коэффициент обтекаемости, для грузовых автомобилей $K = 0{,}6 \div 0{,}8$, Н · $с^2/м^4$; F — лобовая площадь автомобиля, $м^2$; $v_а$ — скорость движения автомобиля, км/ч.

Расчет выполняют для наиболее характерных условий: установившееся движение автомобиля на горизонтальном участке дороги. При этом скорость движения автомобиля на различных передачах выбирают, исходя из частоты вращения двигателя, близкой к максимальной.

В соответствии с принятой схемой расчета КЦ следует определить тяговый момент на одной ведущей оси автомобиля: $M_{к1} = (P_к R_к)/J$, Н · м, где $R_к$ — радиус качения колеса, м.

Расчет выполнялся на ЭВМ с использованием программы TRANS2, разработанной в ВоГТУ [3], для двух вариантов движения автомобиля: без груза

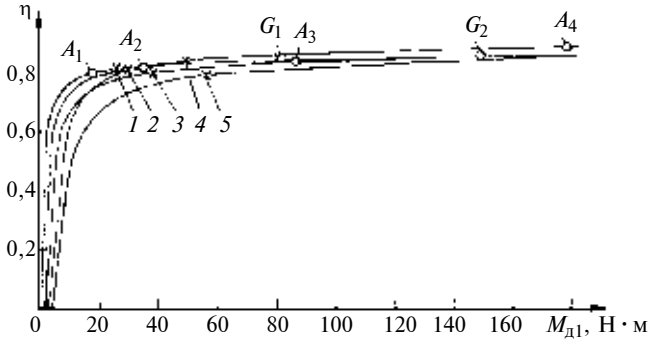


Рис. 7. Зависимости КПД автомобиля МАЗ-5334 от крутящего момента $M_д$ на ведущей оси, приведенного к валу двигателя:
$A_1 \div A_5$ — при движении порожнего автомобиля по асфальту на соответствующей передаче; $G_1 \div G_5$ — при движении груженого автомобиля по грунтовой дороге на соответствующей передаче; × — положение граничной точки трансмиссии; поз. *1 ÷ 5* соответствуют 1-й ÷ 5-й передачам

по асфальтобетонному покрытию (вариант *A*); с полной нагрузкой по грунтовой дороге (вариант *G*).

Проведем сравнительный анализ результатов энергетического расчета автомобиля МАЗ-5334 с одной ведущей осью и полноприводного автомобиля ЗИЛ-157 с тремя ведущими мостами.

Итоговые результаты энергетического анализа трансмиссии автомобиля МАЗ-5334 представлены графически (рис. 7). Из графиков видно, что практически на всех передачах трансмиссия автомобиля МАЗ-5334 работает в нагрузочных режимах, превышающих граничные значения. Исключение составляет только первая передача, где при расчетном варианте A_1 (движение автомобиля по асфальтобетонному покрытию на первой передаче) имеется незначительный выход за пределы граничного нагрузочного режима.

Таким образом, можно сделать вывод, что для автомобилей с одной ведущей осью, представителем которых является МАЗ-5334, вполне допустим энергетический расчет по традиционной методике без учета влияния на КПД момента холостого хода, поскольку нагрузочный режим трансмиссии этих автомобилей (как и предполагалось) обеспечивает надежное попадание в область стабильных значений КПД.

Трансмиссия трехосного автомобиля ЗИЛ-157 является характерным представителем крайне нерациональной в энергетическом отношении разветвленной кинематической цепи (табл. 2 и рис. 8). Практически на всех передачах она работает в дограничных нагрузочных режимах. Граничный режим преодолевается (и то не полностью ввиду недостаточной мощности двигателя) на пятой передаче с выключенным передним мостом.

Очевидно, что этот автомобиль нуждается в более мощном (или, по крайней мере, в более тихоходном, но равной мощности) двигателе с повышенным крутящим моментом. Запас крутящего мо-

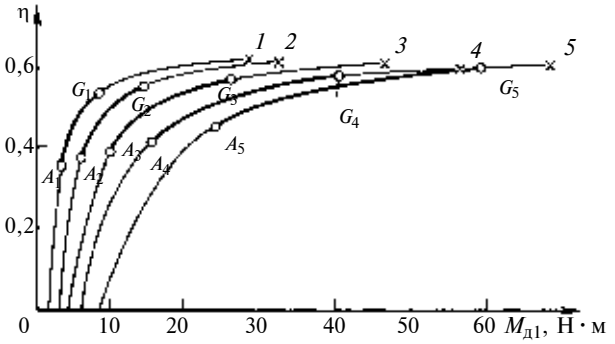


Рис. 8. Зависимость КПД трансмиссии автомобиля ЗИЛ-157 КД от крутящего момента на ведущей оси, приведенного к валу двигателя, с включенным передним мостом:

$A_1 \div A_5$ — при движении порожнего автомобиля по асфальту на соответствующей передаче; $G_1 \div G_5$ — при движении груженого автомобиля по грунтовой дороге на соответствующей передаче; × — положение граничной точки трансмиссии; поз. $1 \div 5$ — соответствуют 1-й ÷ 5-й передачам

мента двигателя позволил бы укоротить КЦ (уменьшить общее передаточное отношение на всех передачах) и в соответствии с α—β-характеристикой вывести трансмиссию за пределы граничных нагрузочных режимов. Другой путь — конструктивное совершенствование элементной базы трансмиссии в целях снижения механических потерь, т. е. улучшение самой α—β-характеристики. Возможно также на основе существующей элементной базы увеличить нагрузку на ведущих осях повышением грузоподъемности автомобиля (или путем использования прицепного состава), что опять же потребует повышения мощности двигателя и в первую очередь за счет увеличения крутящего момента.

В результате проведенных исследований приходим к выводу о необходимости применения на полноприводных автомобилях специальных (форсированных) ДВС со значительным крутящим (эффективным) моментом и пониженным скоростным режимом. Путь использования для полноприводных автомобилей двигателей базовой модели (с одной ведущей осью) за счет увеличения передаточного отношения трансмиссии на основе существующей элементной базы абсолютно бесперспективен. Разделение потока мощности, имеющее место в многоосных автомобилях, как раз требует более коротких (а не удлиненных) КЦ, которые легче могут быть выведены за пределы граничного нагрузочного режима. В связи с этим применение дизелей предпочтительнее, чем карбюраторных (бензиновых) ДВС.

На примере трансмиссий полноприводных автомобилей убеждаемся в том, что использование разветвленных механических передач с позиции энергетических (а также и конструктивных — см. ниже) показателей крайне нерационально. Расчеты, выполненные с использованием программы KPD8C, показали, что фрикционные потери в разветвленной механической передаче растут в геометрической прогрессии с увеличением уровня СЗ (например, если после разделения потоков на первом уровне КПД трансмиссии составляет около 0,5, то на втором уровне равен всего лишь 0,25, а на третьем — не более $0{,}1 \div 0{,}12$).

При существующем техническом уровне гидро- и электроприводов разветвленные механические трансмиссии следует рассматривать как ничем не оправданный анахронизм, особенно для машин серийного производства, так как это приводит к огромным потерям энергетических ресурсов. В настоящее время к разветвленным механическим передачам следует относиться, как к напоминанию о производстве позапрошлого столетия, когда трансмиссионные валы с ременными передачами использовали в станочном оборудовании.

Последователи традиционных механических передач приводят ряд негативных, по их мнению, качеств сервоприводов. В частности, достаточно распространенными доводами отрицательного отношения к использованию мотор-колес на полноприводном транспортном средстве (ТС) являются:

1) двойное преобразование энергии, которое якобы снижает общий КПД механизма (машины);

Таблица 2

Энергетические характеристики трансмиссии ЗИЛ-157КД

Передача	Общее передаточное отношение u трансмиссии	Скорость автомобиля $v_а$, км/ч	Частота вращения вала двигателя $\omega_д$, рад/с (мин$^{-1}$)	Момент холостого хода трансмиссии $M_{х.х}$, Н · м	Момент на валу двигателя от одной ведущей оси $M_{д1}$, Н · м		Потребная мощность двигателя $N_д$, кВт		Граничное значение КПД трансмиссии $\eta_{гр}$	Текущее значение КПД трансмиссии η	
					A	G	A	G		A	G
Передний мост включен											
1-я	112,57	4,2	262,9 (2510)	1,434	3,3	8,1	2,6	6,4	0,626	0,370	0,543
2-я	62,08	7,6	262,1 (2524)	2,273	5,6	14,3	4,4	11,2	0,625	0,397	0,562
3-я	34,67	13,6	261,9 (2538)	3,750	9,9	25,4	7,8	20,0	0,615	0,416	0,572
4-я	22,26	21,2	262,2 (2533)	5,614	15,8	39,9	12,4	31,4	0,604	0,434	0,578
5-я	15,14	31,4	261,7 (2464)	8,064	24,3	58,5	19,1	46,0	0,614	0,466	0,601

Примечание. Варианты A и G соответствуют движению автомобиля без груза по асфальтобетонному покрытию (f = = 0,015) и движению с полной нагрузкой по грунтовой дороге (f = 0,035).

2) отсутствие дифференциала, обеспечивающего пропорциональное изменение частоты вращения внешнего и внутреннего колес при повороте ТС, т. е. ухудшение маневренности ТС;

3) отсутствие блокировки (выключение дифференциала) колес ведущего моста при буксовании, т. е. ухудшение проходимости ТС.

Первый довод в определенной степени опровергает данная статья. Как было показано выше, механические потери автомобиля с тремя ведущими мостами составляют $40 \div 65$ %, в то время как в современных системах на преобразование механической энергии в электрическую и наоборот суммарно расходуется не более 20 %, и эти потери не зависят от числа потребителей (числа ведущих осей). Даже гидродинамические передачи с КПД, равным 70 %, при разделении потоков энергии становятся более эффективными, чем разветвленные КЦ.

Максимальный энергетический эффект наблюдается при использовании электрифицированного гибридного привода. Это является, во-первых, результатом применения систем рекуперации энергии торможения в электрический накопитель энергии (по экспериментальным исследованиям, проведенным в ВоГТУ, возврат энергии в накопитель составляет $30 \div 40$ % от энергии, потребляемой ТС при движении в городе). Во-вторых, используя адаптивные возможности электромеханической трансмиссии [9], удается вывести ДВС на режим внешней скоростной характеристики при стационарном нагружении, когда удельный расход топлива ДВС является минимальным. Все это позволяет реально (доказано экспериментально) повысить топливную экономичность ТС в $2 \div 3$ раза по сравнению с традиционными машинами, у которых механическая энергия передается к ведущим колесам без преобразования в электрическую.

Проблема "дифференциала" у электрифицированных ТС решается весьма просто. Дело в том, что тяговый электродвигатель мотор-колеса при движении ТС в нормальных дорожных условиях имеет мягкую механическую характеристику, при которой выдерживается режим постоянной мощности, т. е. частота вращения ведущего колеса изменяется обратно пропорционально моменту сопротивления вращению. Вследствие этого при повороте ТС скорость внутреннего колеса, испытывающего большее сопротивление движению со стороны дорожного покрытия, будет уменьшаться, в то время как скорость менее загруженного внешнего колеса пропорционально увеличится, что в механических передачах выполняет дифференциал.

"Выключение" дифференциала (блокировка оси ведущего моста) у электрифицированной трансмиссии выполняется тоже намного проще: для этого даже не надо останавливать ТС, достаточно с помощью электронной системы управления на всех ведущих колесах одновременно обеспечить жесткую механическую характеристику с заданной частотой вращения. Эта же система электронного управления тяговыми двигателями мотор-колес может обеспечить поворот полноприводного ТС без специального рулевого механизма, а также разворот ТС на месте при включении двигателей одного из бортов в обратном направлении, т. е. появляются новые возможности для повышения маневренности, проходимости и надежности ТС.

Многократно расширяются целевые функции ТС, так как можно собирать полноприводный автомобиль из универсальных модулей и создавать при этом ТС практически с любым числом ведущих осей, не сталкиваясь с конструктивными проблемами, связанными с компоновкой кинематической цепи. При этом существенно возрастает полезный объем ТС за счет пространства, которое раньше занимала механическая трансмиссия. Кроме того, унифицированные узлы и целые сборочные единицы во много раз повышают ремонтопригодность машины и снижают продолжительность ее ремонта и технического обслуживания.

В настоящее время в ВоГТУ функционирует комплексная лаборатория гибридного привода, располагающая определенным объемом запатентованных технологий и готовая к деловому сотрудничеству в целях реализации этих технологий при создании энергетически эффективных машин нового поколения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Александров И. К.** Определение потерь в механических трансмиссиях с учетом нагрузочных режимов // Техника в сельском хозяйстве. 1999. № 1. С. 20—24.
2. **Александров И. К**. Расчет коэффициента полезного действия механических трансмиссий с учетом нагрузочных режимов. Вологда: ВППО, 1992. 48 с.
3. **Александров И. К.** Энергетический анализ и пути снижения энергоемкости машинных агрегатов (на примере сельскохозяйственных машин). Вологда: Сев.-Двинское отдел. Инженерной академии РФ, 1993. 198 с.
4. **Александров И. К.** Совершенствование сельскохозяйственных машин и агрегатов на основе энергетического анализа: Дис. ... д-ра техн. наук. СПб., Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, 1993. 414 с.
5. **Александров И. К**. Коэффициент полезного действия многозвенной кинематической цепи // Вестник машиностроения. 2005. № 6. С. 33—35.
6. **Александров И. К., Александров В. И.** Модернизация расчета КПД многозвенной кинематической цепи // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 22, 23.
7. **Александров И. К**. Основные положения энергетического анализа машин: Учеб. пособие. Вологда: ВоПИ, 1999. 73 с.
8. **Александров И. К.** Пакет программ для персональной ЭВМ "РАКЕТ_11": Расчет КПД и других энергетических характеристик механических трансмиссий. Вологда: ВоПИ, 1991. 30 с.
9. **Пат. 2070649 С1 Рос. Федерации:** МПК^6 F 02 D 45/00, B 60 K 41/16. Способ стабилизации минимального расхода топлива двигателем внутреннего сгорания и устройство для его осуществления.
10. **Краткий** автомобильный справочник НИИАТ. М.: Транспорт, 1985. 224 с.

УДК 621.833

В. З. МЕЛЬНИКОВ, канд. техн. наук (ГОУ "МГИУ"), e-mail: melcapr@list.ru

Синтез зубчатых передач с произвольным *n*–парным зацеплением

Рассмотрены вопросы синтеза зубчатых передач с произвольным *n*-парным контактом зубьев, где *n* — любое целое число больше двух. Многопарное зацепление осуществляется в результате высотно-профильной модификации зубьев путем изменений и смещений исходного контура. Приведены расчетные зависимости для силового и прочностного анализа многопарных передач, а также примеры синтеза передач с трех-, четырехпарным и т. д. зацеплением в рабочем диапазоне чисел зубьев. Преимущества многопарного зацепления иллюстрируются примером расчета зубчатой пары в однопарном и многопарном исполнениях.

Ключевые слова: зубчатая передача, многопарное зацепление, высотно-профильная модификация, прочностной анализ.

Matters of synthesis of toothed gears with arbitrary n-pair teeth contact, where *n*-integer ($n > 2$), are considered. Multiple contact gear is realized as a result of high-profile teeth modification by means of changing and shifting of initial contour. The calculated dependences for powered and strengthening analysis of the multiple contact gears with three-, four-pair, etc. gears in the operating range of the teeth number are presented. The advantages of multiple contact gears are illustrated on the example of calculation of the gear pair in one-pair and multiple-pair performances.

Keywords: toothed gear, multiple contact (multiple-pair) toothing, high-profile modification, strengthening analysis.

Как показали исследования [1], зубчатые передачи с *n*-парным зацеплением (где $n = 2, 3, ...$) вследствие распределения нагрузки между одновременно контактирующими парами зубьев имеют более высокие эксплуатационные показатели, чем передачи с однопарным контактом. Необходимым условием, например, для двухпарного зацепления является положение, когда коэффициент ε_α торцевого перекрытия передачи, равный отношению длины активной линии зацепления *AD* (рисунок) к шагу зацепления *AB*, должен быть больше двух. Если отношение *AD*/*AB*, где *A* и *D* — точки пересечения линии зацепления с окружностями вершин зубьев, будет больше *n* (*n* — любое целое число, большее двух), то получим зацепление с *n*-парным контактом и соответствующим уменьшением рабочей нагрузки в единичном зацеплении. Парность *n* зацепления определяется при этом как функция ε_α:

$$n = \mathrm{INT}(\varepsilon_\alpha), \qquad (1)$$

где INT — оператор функции наибольшего целого числа, не превосходящего заданного числового значения (например, при $\varepsilon_\alpha = 10{,}637$ INT $(\varepsilon_\alpha) = 10$).

Следующим шагом в направлении дальнейшего повышения качества передач, в частности их несущей способности, является параметрический синтез передач при условии

$$\varepsilon_\alpha > 3. \qquad (2)$$

Решение подобной задачи возможно в основном с помощью специальных компьютерных программ на основе методик геометрического расчета передач, например методики из ГОСТ 16532—70 [2]. Синтез геометрии многопарного зацепления осуществляется путем высотно-профильной модификации зубьев в результате изменений и смещений исходного контура при нулевых и ненулевых значениях углов наклона зубьев. Параметры исходного контура для таких передач выбирают в пределах: угол профиля $\alpha \leqslant 20°$; коэффициент высоты головки $h_a^* \geqslant 1{,}5$. Для получения многопарного зацепления эти параметры выбирают на основе анализа потенциально возможных значений коэффициента торцевого перекрытия [3]

$$\varepsilon_{\alpha 0} = 4h_a^*/(\pi \sin 2\alpha). \qquad (3)$$

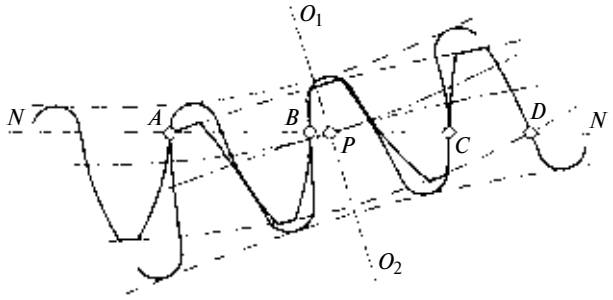


Таблица 1

$\alpha°$	h_a^*	$\varepsilon_{\alpha 0}$	$\alpha°$	h_a^*	$\varepsilon_{\alpha 0}$
14,5	1,0	2,626	17,5	1,3	2,886
14,5	1,1	2,889	17,5	1,4	3,108
14,5	1,2	3,152	17,5	1,5	3,300
14,5	1,3	3,414	17,5	1,75	3,885
14,5	1,4	3,677	17,5	2,0	4,439
14,5	1,5	3,939	17,5	2,25	4,994
14,5	1,75	4,596	17,5	2,5	5,549
14,5	2,0	5,253	20	1,0	1,980
14,5	2,25	5,909	20	1,1	2,179
14,5	2,5	6,566	20	1,2	2,377
17,5	1,0	2,220	20	1,3	2,575
17,5	1,1	2,442	20	1,4	2,773
17,5	1,2	2,664	20	1,5	2,971

Таблица 2

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
35	−0,347	3,023	50	−0,465	3,12
36	−0,40	3,068	60	−0,469	3,12
37	−0,45	3,112	70	−0,471	3,12
38	−0,457	3,118	80	−0,473	3,12
39	−0,459	3,119	90	−0,474	3,12
40	−0,46	3,12	100	−0,475	3,12

Примечания: 1. $z_1 = 35$; $x_1 = -0{,}347$; $\alpha = 20°$; $h_a^* = 1{,}7$. 2. Индексы 1 и 2 относятся соответственно к ведущему и ведомому колесам.

Таблица 3

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
37	−0,41	3,205	55	−0,452	3,234
38	−0,44	3,232	60	−0,454	3,234
39	−0,443	3,324	65	−0,456	3,234
40	−0,444	3,234	70	−0,458	3,234
45	−0,447	3,234	80÷90	−0,461	3,234
50	−0,45	3,234	100÷110	−0,464	3,234

Примечание. $z_1 = 37$; $x_1 = -0{,}41$; $\alpha = 20°$; $h_a^* = 1{,}75$.

Таблица 4

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
41	−0,1	3,068	45	−0,28	3,190
42	−0,14	3,095	50	−0,51	3,364
43	−0,19	3,128	55—115	−0,63	3,462
44	−0,23	3,156	120—165	−0,65	3,47

Примечание. $z_1 = 41$; $x_1 = -0{,}1$; $\alpha = 17{,}5°$; $h_a^* = 1{,}75$.

Таблица 5

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
55	−0,47	4,095	80—90	−0,51	4,130
56	−0,50	4,130	95—100	−0,52	4,134
57—59	−0,50	4,129	110—120	−0,52	4,132
60—65	−0,50	4,128	130—140	−0,52	4,131
70—75	−0,51	4,132	150—211	−0,53	4,134

Примечание. $z_1 = 55$; $x_1 = -0{,}47$; $\alpha = 17{,}5°$; $h_a^* = 2{,}0$.

Значения коэффициентов $\varepsilon_{\alpha 0}$ для отдельных исходных контуров приведены в табл. 1, из которой следует, что для стандартного исходного контура коэффициент $\varepsilon_{\alpha 0} < 2$, т. е. многопарное зацепление при стандартных значениях параметров исходного контура теоретически неосуществимо. В таблицах 2÷7 в качестве примеров приведены значения коэффициентов ε_α, рассчитанные по условию (2) на основе методики [2] для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления с исходными параметрами, исключающими подрез, интерференцию и недопустимое заострение зубьев. Расчет проводился в рабочем диапазоне чисел зубьев колес z_1, z_2 и коэффициентов смещений x_1, x_2, при модуле передач $m = 1$ мм. Параметры исходного контура выбирались на основе данных табл. 1.

Как видно из таблиц 1÷7, с уменьшением угла α и увеличением коэффициента h_a^* коэффициенты $\varepsilon_{\alpha 0}$ и ε_α увеличиваются и наоборот — при увеличении α и уменьшении h_a^* — $\varepsilon_{\alpha 0}$ и ε_α уменьшаются. Это справедливо как для прямозубых, так и для косозубых передач. Однако в косозубой передаче торцевое перекрытие всегда будет меньше из-за влияния угла β наклона зубьев, с увеличением которого коэффициент ε_α будет уменьшаться. В качестве примера в табл. 8 приведены коэффициенты ε_α для косозубых передач с углом наклона $\beta = 21°$ и исходными данными из табл. 7.

Анализ таблиц 1÷8 показывает, что возможности синтеза передач с любым n-парным зацеплением теоретически неограничены, если удовлетворяются основные условия существования зацепления:

$$m > 0;\ z_1 > 3;\ z_2 > 3;\ 0 < \alpha_{tw} < 90°;\ d_b < d_a, \quad (4)$$

где α_{tw} — угол зацепления; d_a и d_b — диаметры внешней и основной окружностей зубчатых колес.

Автоматизация геометрического синтеза передач позволяет проектировать их в соответствии с условиями (2)÷(4) с любым наперед заданным коэффициентом ε_α. Для обоснованного выбора параметров геометрии многопарных передач кроме собственно геометрического синтеза зацепления требуются силовой и прочностной анализы передач. В первом приближении без учета жесткости и погрешностей изготовления передач сила давления на зубья в зоне контакта определяется выражением

$$F_y = T/(nR_y \cos\alpha_y \cos\beta_b), \quad (5)$$

где T — крутящий момент на зубчатом колесе, Н·м; n — число одновременно контактирующих пар зубьев; R — радиус-вектор в точках контакта зубьев, м; α_y — угол давления в точках контакта, градус; β_b — основной угол наклона, градус.

Выражение (5), непосредственно характеризующее зависимость нагрузки на зубья от парности зацепления, можно использовать и для оценки прочностной выносливости передач. По аналогии с формулой (5) и с учетом ГОСТ 21354—87 [4] расчетные напряжения в

Таблица 6

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
66	−0,06	4,03	75	−0,35	4,26
67	−0,10	4,06	80	−0,50	4,39
68	−0,13	4,08	85	−0,66	4,54
69	−0,16	4,11	90	−0,75	4,63
70	−0,19	4,13	95÷105	−0,76	4,64

Примечание. $z_1 = 66$; $x_1 = -0{,}06$; $\alpha = 14{,}5°$; $h_a^* = 2{,}0$.

Таблица 7

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
83	−0,35	5,028	110	−0,68	5,390
85	−0,41	5,091	120	−0,68	5,388
90	−0,57	5,268	130	−0,68	5,386
95	−0,63	5,337	140	−0,68	5,385
100	−0,67	5,383	165	−0,69	5,390

Примечание. $z_1 = 83$; $x_1 = -0{,}35$; $\alpha = 14{,}5°$; $h_a^* = 2{,}25$.

Таблица 8

z_2	x_2	ε_α	z_2	x_2	ε_α
83	−0,35	4,508	110	−0,68	4,772
85	−0,41	4,555	120	−0,68	4,774
90	−0,57	4,679	130	−0,68	4,776
95	−0,63	4,729	140	−0,68	4,777
100	−0,67	4,762	165	−0,69	4,785

Таблица 9

Параметр зубчатой передачи	Многопарная передача		Однопарная передача
	двухпарная	трехпарная	
Модуль, мм	5	4,5	5
Межосевое расстояние, мм		165,75	
Угол профиля		20°	
Коэффициент высоты головки	1,3	1,75	1
Число зубьев*	32/33	37/38	30/31
Передаточное число	1,031	1,027	1,033
Угол наклона зубьев	15°	7°	22°
Коэффициент смещения*	−0,07/−0,4	−0,4/−0,45	0,261/0
Ширина зубчатого венца, мм		40	
Диаметр вершин зубьев, мм*	178/180	180/184	174,5/177
Высота зубьев, мм	14,25	16,88	11,22
Нормальная толщина зубьев, мм*	7,6/6,4	5,8/5,6	8,80/7,85
Угол зацепления	18°14'02"	15°37'53"	22°31'40"
Коэффициент торцевого перекрытия	2,17	3,19	1,44
Частота вращения шестерни, мин$^{-1}$		1500	
Материал зубчатой пары		20Х2Н4А	
Крутящий момент, Н · м*	1970/2030	2450/2510	1442/1490
Твердость зубьев		63 *HRC*	
Срок службы, ч		10 000	
Изгибные напряжения, МПа*	309/330	331/332	313/329
Контактные напряжения, МПа*	1048/1032	1050/1034	890/875
Допускаемое напряжение при изгибе, МПа*	1113/1113	1113/1113	1113/1113
Допускаемое контактное напряжение, МПа*	331/331	333/333	331/331
Коэффициент безопасности**	1,3/1,5	1,3/1,5	1,3/1,5
Коэффициент повышения несущей способности*	1,37/1,36	1,7/1,68	1/1

* В числителе указано значение для шестерни, в знаменателе — для колеса.

** В числителе указано значение при контакте, в знаменателе — при изгибе.

полюсе зацепления ведущего колеса многопарной передачи будут определяться выражениями:

$$\sigma_H = K_Z\sqrt{K_H F_t(u+1)/(nb_w d_w u)}\,; \qquad (6)$$

$$\sigma_F = K_F K_y F_t/(nb_w m), \qquad (7)$$

где σ_H, σ_F — соответственно расчетные контактные и изгибные напряжения на зубьях, МПа; K_H, K_F — коэффициенты нагрузки при контакте и изгибе; F_t — суммарная окружная сила на начальном цилиндре в торцевом сечении, Н; K_Z — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, форму сопряженных поверхностей зубьев, суммарную длину контактных линий и влияние угла наклона зубьев при контактном нагружении; K_y — коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений при изгибе; b_w, d_w — ширина зубчатого венца и начальный диаметр колеса, мм; u — передаточное число.

Согласно теории зацеплений [5], активная линия зацепления пары зубьев состоит их двух участков — зон однопарного и двухпарного зацепления. Целая часть коэффициента ε_α, т. е. $\mathrm{INT}(\varepsilon_\alpha) = n$, а дробная часть (мантисса) характеризует область $(n + 1)$-парного зацепления. При этом в многопарном зацеплении передаваемая нагрузка распределяется между контактирующими парами зубьев неравномерно, что можно учитывать дополнительно соответствующим коэффициентом неравномерности $K_n = 1{,}1 \div 1{,}25$ в зависимости от числа n, жесткости контакта, точности передачи и т. д. В соответствии с этим формулы (6), (7) принимают вид:

$$\sigma_H = K_Z\sqrt{K_H K_n F_t(u+1)/(\varepsilon_\alpha b_w d_w u)}\,; \qquad (8)$$

$$\sigma_F = K_F K_y K_n F_t/(\varepsilon_\alpha b_w m). \qquad (9)$$

Для примера в табл. 9 приведены результаты геометрического и прочностного расчетов зубчатой передачи механизма газораспределения дизельного агрегата с одно- и многопарным зацеплением и с сохранением габаритных размеров передачи с использованием методики [4] и зависимостей (8), (9). Как следует из табл. 9, передачи с двух- и трехпарным зацеплением могут передавать значительно больший крутящий момент (соответственно в 1,4 и 1,7 раза) по сравнению с однопарной передачей при одинаковых габаритных размерах. В реальных передачах, как показали предварительные результаты испытаний в ОАО "ГАЗ" и ОАО "Автодизель" многопарных передач, указанный эффект может быть даже несколько больше, что в определенной степени объясняется относительным несовершенством методик прочностного расчета, имеющих явно перестраховочный уклон.

Так как основное преимущество передач с многопарным зацеплением — снижение нагрузки на зубья при n-парном контакте, то на основе условий $(1) \div (9)$ можно проектировать передачи с большими передаваемым моментом и ресурсом при уменьшенных габаритных размерах. Повышение ресурса и несущей способности передачи достигается увеличением парности зацепления, а уменьшение габаритных размеров — уменьшением модуля. На основе допустимого компромисса между этими направлениями можно одновременно как повышать несущую способность и надежность передачи, так и минимизировать еет размеры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мельников В. З.** Синтез зубчатых передач с оптимальными показателями по прочности и шумности // Вестник машиностроения. 2004. № 2. С. 11—13.
2. **ГОСТ 16532—70**. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1983. 38 с.
3. **Справочник** по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И. А. Болотовского. М.: Машиностроение, 1986. 447 с.
4. **ГОСТ 21354—87**. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 128 с.
5. **Гавриленко И. А.** Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.

УДК 621.43.004.15.003.12

В. А. РАКОВ, А. В. СМИРНОВ (ВоГТУ, г. Вологда), e-mail: rakov_slava@mail.ru

Определение необходимой мощности ДВС гибридных силовых установок транспортных средств[1]

Описана методика определения необходимой мощности ДВС транспортных средств с гибридными силовыми установками с последовательной и параллельной схемой соединения элементов. Методика учитывает особенности работы гибридного привода и экономичные режимы работы ДВС. Методика может быть полезна при расчете тягового и энергетического режимов работы гибридных силовых установок.

Ключевые слова: гибридный привод, расчет тягового режима работы, необходимая мощность ДВС, последовательная и параллельная схемы, цепочка потерь, рекуперация.

Necessary power determination technique of internal-combustion engine of hauling units with hybrid power units with series and parallel grouping of cells is described. The technique takes into account the work peculiarities of hybrid drive and power-saving working conditions of the internal-combustion engine. The technique under consideration may be of use at calculation of traction and power working conditions of hybrid power units.

Keywords: hybrid drive, calculation of traction working condition, necessary power of internal-combustion engine, series and parallel schemes, loss chain, recuperation.

В качестве двигателя на современных машинах периодического действия используют ДВС и комбинированные или гибридные силовые установки (ГСУ). На транспорте последние используются, например, в автобусах; в сельском хозяйстве — на тракторах и универсальных силовых агрегатах.

Методика оценки эффективности применения ДВС в условиях неустановившегося режима работы была изложена в работе [1]. Достаточно давно профессором И. С. Ефремовым [2] была предложена методика расчета силового электропривода легковых и грузовых электромобилей. До сих пор ответить на вопрос, какой должна быть мощность ДВС гибридной установки, можно было или, основываясь на опыте работы уже существующих аналогов, или подбирая максимальную мощность интуитивным путем. Способов расчета тягового и энергетического режимов работы гибридных систем на данный момент не существует, что зачастую приводит к ошибкам при конструировании подобных систем, т. е. к не достижению требуемых энергетических показателей.

Для определения оптимальной мощности ДВС, работающего в комбинации с электрическим приводом, необходима методика расчета, учитывающая параметры автомобиля (массу, площадь лобового сопротивления), заданные динамические условия движения и характеристики самих элементов привода (трансмиссии, электромотора, накопителя энергии, силового преобразователя, генератора).

Предлагаемая методика включает: тяговый расчет; энергетический расчет последовательной схемы соединения элементов привода; энергетический расчет параллельной схемы соединения элементов привода. Все разделы связаны друг с другом, что позволяет провести сравнительный анализ и выбрать оптимальную схему привода для данного транспортного средства (ТС) в зависимости от заданного маршрута движения. Методика для удобства смоделирована и заложена в алгоритм программы расчета ГСУ-АВТО, что позволило провести исследования и получить теоретические зависимости.

Основой расчета является ездовой цикл, который представляет собой график зависимости скорости v ТС и продольного угла α наклона плоскости дороги от времени: $v = f(t)$; $\alpha = f(t)$. Данные зависимости можно получить практическим путем, записав изменение параметров при движении по заданному маршруту, или задать теоретически. В данном случае использован стандартный городской цикл по протоколу испытаний легковых автомобилей (директива 80/1268 ЕС 2004 г.) (рис. 1).

С помощью известных формул тягового расчета [3, 4] найдены силы сопротивления, действующие на автомобиль в каждой i-й точке: $N_{\text{к}i}$ — сила сопротивления качению; $N_{\text{в}i}$ — сила сопротивления воздуха; $N_{\text{и}i}$ — сила сопротивления инерции; $N_{\text{п}i}$ — сила сопротивления подъему. Суммарная сила сопротивления (кВт), действующая на ТС в каждой точке измерения, равна сумме всех сил: $N_{\text{т}i} = N_{\text{к}i} + N_{\text{в}i} + N_{\text{и}i} + N_{\text{п}i}$.

На рис. 2 представлена кривая изменения средней мощности для стандартного ездового цикла. Мощность $N_{\text{пол. ср}}$ показывает среднюю величину

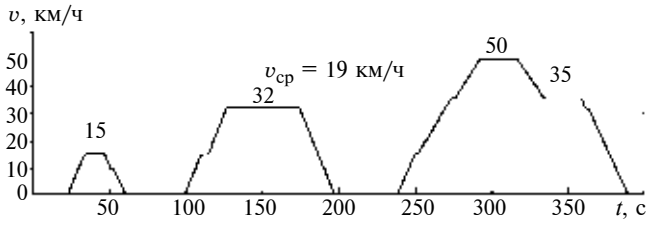


Рис. 1. Стандартный европейский ездовой цикл испытаний автомобилей на токсичность

[1] Статья подготовлена при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере.

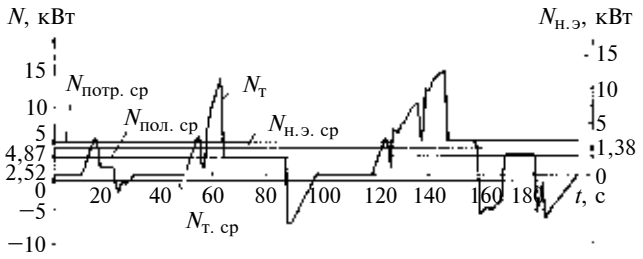


Рис. 2. График изменения суммарной мощности сопротивления (силы тяги) на ведущих колесах:
$N_{тi} = f(t)$ — сила тяги; $N_{пол.ср}$ — средняя положительная мощность на участке; $N_{т.ср}$ — средняя отрицательная мощность (средняя мощность торможения); $N_{н.э.ср} = \Sigma(N_i - N_{пол.ср})/n$ — средняя мощность пиковых нагрузок (средняя мощность накопителя энергии); $N_{потр.ср}$ — средняя мощность, рассчитанная только для группы аргументов на участке, имеющих положительное значение

только положительных значений мощности тяги на всем расчетном участке, т. е. фактически среднюю мощность привода ГСУ без учета возвращенной от рекуперации энергии: $N_{пол.\,ср} = \sum_1^n N_{т.пол.ср\,i}/n$. Мощность $N_{т.ср}$ показывает среднюю величину только отрицательных значений мощности тяги на всем расчетном участке, т. е. фактически среднюю мощность, поглощенную тормозными механизмами или рекуперированную обратно в накопитель энергии: $N_{т.ср} = \sum_1^n N_{т.отр\,i}/n$.

Расчет необходимой мощности ДВС гибридного привода с последовательной схемой соединения

На рис. 3, *а* представлена схема гибридного привода с последовательным соединением элементов. Как было отмечено, эта схема наиболее выгодна при движении в условиях частых разгонов и торможений. Механическая энергия, вырабатываемая двигателем (ДВС), преобразуется в электрическую с помощью генератора (Г), затем часть ее расходуется на заряд тягового накопителя энергии (ТНЭ), часть с помощью электромотора (Э) передается на колеса (К). Блок-схема общей цепочки потерь в последовательном приводе представлена на рис. 4, *а*.

В последовательной схеме ДВС не регулирует скорость движения, а работает в оптимальном для себя стационарном режиме, постоянно отдавая всю вырабатываемую мощность на заряд ТНЭ и движение. При отсутствии нагрузки на колесах и полном заряде батареи мощность не может быть реализована, в этом случае ДВС отключается. Исходя из этого можно сказать, что вся вырабатываемая ДВС мощность будет потрачена на движение и потери в приводе (ПР). Также можно сказать, что часть потраченной энергии вернется благодаря рекуперации торможения. Отсюда следует выражение:

$$N_{ДВС} = \frac{N_{пол.\,ср}}{K\eta_п} - N_{т.ср}\eta_р = \frac{N_{пр.\,ср} + N_{т.\,н.э.\,ср}}{K\eta_п} - N_{т.ср}\eta_р,$$

где $N_{ДВС}$ — необходимая мощность ДВС с учетом потерь в приводе, кВт; K — коэффициент эффективного режима работы ДВС на данном участке, определен экспериментальным путем [1, 5]; $\eta_п$ — КПД привода; $\eta_р$ — КПД рекуперации на маршруте; $N_{пр.ср}$ — средняя мощность, потребляемая напрямую от генераторной установки на маршруте; $N_{т.\,н.э.\,ср}$ — средняя мощность, проходящая через накопитель энергии на маршруте.

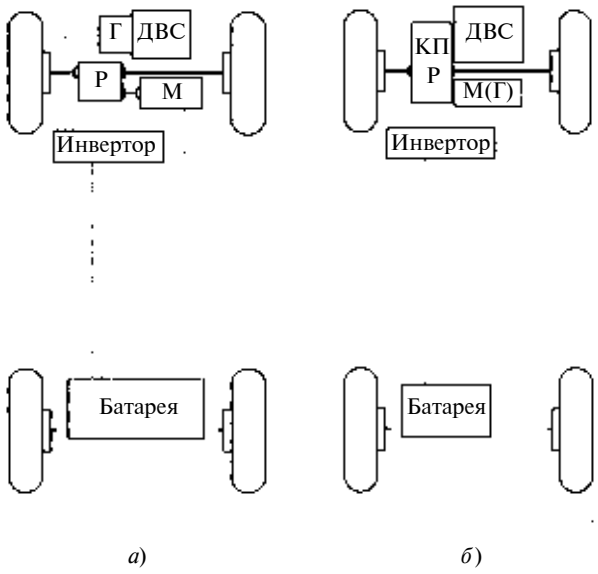


Рис. 3. Последовательная (*а*) и параллельная (*б*) схемы гибридного привода:
Г — генератор; ДВС — двигатель внутреннего сгорания; М — мотор; Р — редуктор; КП — коробка передач; М (Г) — мотор (генератор)

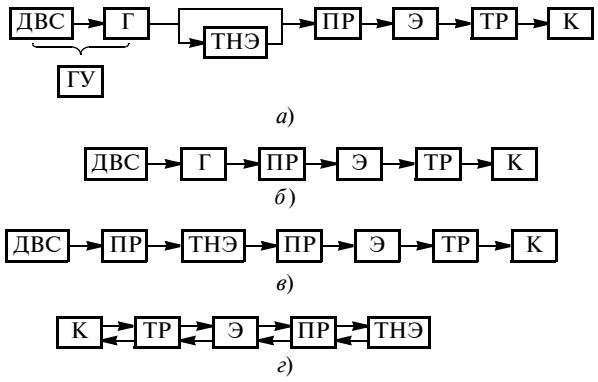


Рис. 4. Цепочки потерь в последовательной схеме привода

Известно, что часть энергии будет передана от ДВС на колеса по прямой цепочке (рис. 4, *б*), а часть — через накопитель энергии. В обоих случаях потери будут различны. Исходя из этого рассмотрим каждую цепочку потерь отдельно.

Средняя мощность привода на участке, переданная прямо на колеса автомобиля, будет равна всей средней мощности за вычетом мощности $N_{н.э.ср}$ [см. формулу (1)], которая передается через накопитель энергии:

$$N_{пр.ср}(N_1) = N_{ср} - N_{н.э.ср}.$$

Прямая мощность с учетом потерь в цепочке привода $N_1 = N_{пр.ср}/(K\eta_п)$, а с учетом КПД каждого из элементов привода $N_1 = (N_{ср} - N_{н.э.ср})/(K\eta_г\eta_{пр}\eta_э\eta_{тр})$.

Блок-схема цепочки потерь при передаче энергии через накопитель показана на рис. 4, *в*.

Среднее значение мощности между вершинами графика и прямой $N_{пол.ср}$ (см. рис. 2) будет являться средней мощностью $N_{н.э.ср}$, проходящей через ТНЭ, на участке испытания:

$$N_{н.э.ср} = \sum_1^n (N_i - N_{пол.ср})/n \qquad (1)$$

(суммируется, если $N_i - N_{пол.ср} > 0$). Здесь n — общее число точек на участке испытания.

С учетом потерь в приводе при работе ДВС на оптимальном режиме $N_2 = N_{н.э.ср}/(K\eta_п)$, а с учетом КПД каждого из элементов привода $N_2 = N_{н.э.ср}/(K\eta_г\eta_{пр}\eta_{т.\ н.э}\eta_э\eta_{тр})$.

Часть энергии торможения, переданная от колес, возвращается в ТНЭ, после чего повторно расходуется на движение, дважды проходя по цепочке потерь (рис. 4, *г*).

Мощность, дополнительно получаемую благодаря рекуперации на участке, находим исходя из средней мощности торможения на колесах, заданного КПД рекуперации и КПД цепочки потерь в приводе: $N_3 = N_{т.ср}\eta_р\eta_{пр}$. С учетом потерь в каждом из элементов $N_3 = N_{т.ср}\eta_р\eta_{тр}^2\,\eta_{э(г)}\eta_{пр}^2\,\eta_{т.\ н.э}\eta_э$.

Суммарная или необходимая мощность ДВС складывается из мощностей: переданной по прямой цепочке, проходящей через накопитель энергии, а также мощности, возвращенной благодаря рекуперации энергии торможения:

$$N_{ДВС} = N_1 + N_2 + N_3. \qquad (2)$$

В рассчитываемом значении $N_{ДВС}$ учитываются оптимальный по экономичности нагрузочный режим ДВС ($K \approx 0{,}75$) и потери при передаче энергии в цепочке привода.

Для автомобиля ВАЗ-2110 с полной загрузкой (при движении по стандартному европейскому городскому циклу) по результатам расчета необходимая мощность ДВС гибридной силовой установки составила 4,843 кВт.

Расчет необходимой мощности ДВС гибридного привода с параллельной схемой соединения

Параллельная схема гибридного привода имеет принципиальные отличия. Как и в обычном автомобиле, в ней есть механическая передача и трансмиссия (ТР). Электромотор установлен параллельно трансмиссии и задействуется только при разгонах, разгружая ДВС (см. рис. 3, *б*). Избыточная энергия двигателя при движении расходуется генератором для заряда накопителя.

Электромотор в параллельной схеме является обратимым, т. е. может работать в режиме генератора, но заряд возможен при средних нагрузках и в режиме торможения двигателем. Пики нагрузки сглаживаются электромотором, что позволяет уменьшить мощность ДВС, однако неэффективные режимы работы и холостой ход при этом не могут быть исключены, в результате чего падает коэффициент K энергетической эффективности ДВС [4].

Исходя из особенностей параллельной схемы в расчет заложен алгоритм вычисления средней потребной мощности $N_{потр.ср}$ гибридного тягового привода на маршруте только в то время, когда задействован ДВС ($N_{вых} > 0$).

Мощность ДВС с учетом потерь при передаче энергии будет складываться из мощности, передаваемой по прямой ветви, с учетом потерь в механической передаче и мощности, передаваемой через электромотор (параллельная цепь). Также необходимо учитывать потери в цепочке привода при передаче энергии от ДВС к накопителю, потери в самом накопителе и потери при передаче энергии к колесам автомобиля (рис. 5, *а*).

Прямая $N_{потр.ср}$ (см. рис. 2) показывает средний уровень мощности, необходимый для движения автомобиля на заданном участке. Причем площадь, ограниченная графиком изменения мощности выше прямой $N_{потр.ср}$ — энергия, которая должна быть получена от параллельной цепочки привода ГСУ. Среднее значение мощности выше прямой $N_{потр.ср}$ будет являться средней мощностью параллельной ветви $N_{эл.ср}$. Таким образом, зная $N_{потр.ср}$

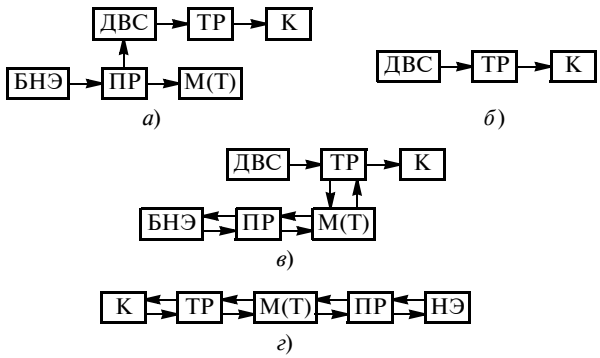


Рис. 5. Цепочки потерь в параллельной схеме привода

и $N_{эл.ср}$, можно найти потери в приводе и фактическую максимальную мощность ДВС.

В среднюю потребную мощность ДВС ($N_{потр.ср}$) в разных долях входят: средняя мощность $N_{пр.ср}$, проходящая по прямой механической передачи; средняя мощность $N_{эл.ср}$. Отсюда следует: $N_{пр.ср} = N_{потр.ср} - N_{эл.ср}$ или находим как $N_{потр.ср} = \sum_1^n N_i/n$, если $N_i > 0$.

Потребление мощности от ДВС по прямой ветви с учетом потерь в механической передаче выражается формулой $N_1 = N_{пр}/(K\eta_{тр})$.

Блок-схемы цепочек потерь в механической и электрической передачах показаны на рис. 5, *б*, *в* соответственно.

Мощность, передаваемая от электродвигателя по параллельной ветви с учетом потерь в электрической передаче, выражается формулой $N_{эл.ср} = \sum_1^n (N_i - N_{потр.ср})/n$, если $N_i - N_{потр.ср} > 0$, где n — число значений $N_{потр.ср}$, удовлетворяющих условию $N_i > 0$ (ДВС задействован).

В цепочке электропривода поток электрической энергии при зарядке идет от генератора к буферному накопителю энергии (БНЭ) и обратно к генератору, работающему в режиме электромотора. Электрическая энергия при параллельной схеме дважды проходит через преобразователь и только после этого передается на электромотор и трансмиссию. С учетом потерь при оптимальном режиме работы двигателя эта мощность: $N_2 = N_{эл.ср}/(K\eta_г 2\eta_{пр}\eta_{БНЭ}\eta_м\eta_{тр})$.

Рекуперированная энергия передается в накопитель, после чего в момент пиковых нагрузок возвращается обратно, дважды проходя через трансмиссию, генератор-мотор, преобразователь энергии (рис. 5, *г*). Мощность, возвращаемая на колеса благодаря рекуперации энергии, находится по формуле $N_3 = N_{т.ср}\eta_р\eta_{тр}^2\eta_г\eta_{пр}^2\eta_{н.э}\eta_м$.

Суммарная мощность ДВС рассчитывается, как и при последовательной схеме, по формуле (2). При стандартном европейском городском цикле движения автомобиля ВАЗ-2110 с нормативными техническими параметрами при полной загрузке максимальная мощность ДВС гибридного привода при параллельной схеме составила 9,116 кВт, что в 2 раза больше, чем при последовательной схеме. Характер изменения мощности может быть различным, он существенно влияет на выбор типа гибридной схемы. Это может быть повторяющийся цикл с длительными стоянками при $N_i = 0$ (холостой ход ДВС) и резким возрастанием нагрузки, когда $N_i \to N_{max}$. Тогда средняя мощность ГСУ (для параллельной схемы, ввиду того, что не учитываются интервалы отсутствия мощности) будет стремиться к максимальной $N_{потр.ср} \to N_{max}$. При последовательной схеме ДВС может работать независимо от потребляемой нагрузки, поэтому его необходимая мощность должна стремиться к средней мощности, потребляемой на всем участке движения: $N_{ДВС} \to N_{пол.ср}$. В данном случае это будет наиболее эффективная схема привода.

При длительном движении с примерно постоянной потребной мощностью, близкой к средней мощности ГСУ с редкими падениями и скачками нагрузки, холостой ход ДВС почти отсутствует: $N_i \to N_{потр.ср}$. В этом случае наиболее эффективной будет параллельная схема привода.

Частным случаем является постоянное значение нагрузки на всем участке движения с очень редкими ее изменениями, при этом $N_i \approx N_{max} \approx N_{потр.ср} \approx \approx \text{const}$. В этом случае потери в приводе будут наименьшими в схеме с механической передачей от ДВС, что возможно и в адаптивной гибридной схеме со смешанным расположением элементов при длительном движении с большей скоростью по шоссе.

Таким образом, данная методика позволяет точно рассчитать оптимальную мощность ДВС гибридной силовой установки как с последовательной, так и с параллельной схемой для заданного ездового цикла каждого конкретного автомобиля.

Авторы продолжают работу над полным энергетическим анализом гибридных систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Александров И. К., Белков О. Л., Раков В. А.** Оценка энергетической эффективности ДВС в условиях неустановившегося режима работы // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 17—20.

2. **Теория** и расчет тягового привода электромобилей: Учеб. пособие для вузов // И. С. Ефремов, А. П. Пролыгин, Ю. М. Андреев, А. Б. Миндлин. М.: Высшая школа, 1984. 383 с.

3. **Автомобильные** двигатели / Под ред. М. С. Ховаха. М: Машиностроение, 1977. 591 с.

4. **Автомобильны**й справочник: Пер. с англ., 2-е изд., перераб. и доп. М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. 992 с.

5. **Александров И. К**. Энергетический анализ и пути снижения энергоемкости машинных агрегатов. Вологда: Сев.-Двинское отдел. инженер. академии РФ, 1993. 198 с.

УДК 539.3:66.023—987

Л. Б. ЦВИК, д-р техн. наук, М. В. ШАПОВА (Иркутский ГУПС),
М. А. ХРАМЕНОК (ОАО "ИркутскНИИхиммаш"), e-mail: tsvik_l@mail.ru

О моделировании сложных напряженных состояний на пластинчатых образцах с концентраторами в виде канавок

Проведены исследования по моделированию сложного напряженного состояния элементов конструкций. Предложен образец для механических испытаний, конструкция которого обеспечивает создание в нем различных напряженных состояний, в том числе наиболее трудно моделируемой мягкой схемы. Использование образца существенно упрощает процесс испытаний и обеспечивает достаточную инженерную точность оценки прочности материала конструкций.

Ключевые слова: напряженное состояние, коэффициент вида напряженного состояния, образец, механические испытания, циклическое нагружение, метод конечных элементов.

Investigations on modeling of the combined stress of constructional elements were performed. The sample for mechanical test was proposed, the design of which provides realization different stressed states including the most difficult modeled soft scheme. Given sample simplifies substantially the test process and provides estimation of structural strength of materials with sufficient engineering accuracy.

Keywords: stressed state, coefficient of kind of stressed state, sample, mechanical test, finite-element method.

Конструкционная надежность узлов и деталей оборудования является одним из основных требований к таким изделиям. Их надежность может быть обеспечена при наличии достоверных сведений об усталостной прочности натурных деталей. Известные методы моделирования усталостного разрушения образцов основаны на статистических теориях подобия усталостного разрушения [1—4]. Применение таких методов моделирования возможно при соблюдении силового, геометрического и технологического подобия образцов и исследуемых конструкций. Существующие методы моделирования недостаточно полно учитывают, что некоторые элементы изделий в процессе эксплуатации находятся в условиях сложного напряженного состояния (НС), например, контактирующие поверхности несущих элементов зубчатых передач и конструкций, собранных с предварительным натягом, внутренние кромки отверстий патрубковых зон сосудов высокого давления и т. д. Напряженное состояние материала в этих случаях отличается так называемой мягкостью — особым соотношением компонент главных напряжений [5, 6]. Влияние этого фактора на прочность материала — один из вопросов обсуждаемого подобия [7].

Инвариантной характеристикой, позволяющей оценить схему сложного НС конкретной зоны конструкции с точки зрения ее мягкости/жесткости, является коэффициент П (коэффициент вида напряженного состояния [8]), вычисляемый по формуле

$$\Pi = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/\sigma_i, \qquad (1)$$

где σ_1, σ_2, σ_3 — главные напряжения, возникающие в точках деформируемого материала; σ_i — интенсивность напряженного состояния, определяемая формулой

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}. \qquad (2)$$

В некоторых исследованиях [9] вместо П используется обратная величина $k = 1/\Pi$. В работах [7, 9, 10] достаточно полно изучено влияние указанного фактора на прочность различных конструкций, работающих в условиях статического нагружения, в частности в них показано, что со снижением жесткости схемы НС ресурс пластичности материала конструкции и его прочность существенно увеличиваются.

Влияние жесткости схемы НС на прочность конструктивных узлов, работающих в условиях циклического нагружения, изучено в настоящее время существенно менее полно. Одна из причин этого — трудность создания в лабораторных образцах НС с заданным коэффициентом П жесткости. Как видно из формулы (1), значение этого коэффициента при испытании образца зависит от знаков и соотношения абсолютных значений главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3 в зоне их концентрации. Возможность использования результатов, полученных при испытании лабораторных образцов с определенными значениями σ_i и П, для оценки прочности конструкции произвольной формы определяется тем, что в выражения (1) и (2) входят только инварианты НС. Для правомерности таких действий необходимо лишь совпадение показателей σ_i и П образца и оцениваемой конструкции.

Численное моделирование полей напряжений показало, что при одноосном растяжении образцов с концентраторами напряжений в виде канавок различной формы НС образцов характеризуется высоким коэффициентом жесткости: $\Pi \geqslant 1$ [11]. При этом значения П зависят от знаков и соотношения абсолютных величин главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3, которые в диапазоне

$$0{,}1 < \Pi < 0{,}9 \qquad (3)$$

на известных лабораторных образцах для механических испытаний не воспроизводятся. В то же время такие значения наблюдаются, например, на внутренних кромках отверстий патрубковых зон сосудов высокого давления [5, 6], на контактирующих поверхностях несущих элементов зубчатых передач, на контактирующих

поверхностях элементов конструкций, собранных с предварительным натягом, и в случаях, когда в материале конструкции в зоне очага ее разрушения одно или два из трех главных напряжений являются напряжениями сжатия, а другие два (или одно) — напряжениями растяжения.

Коэффициент жесткости НС в указанном диапазоне (3) воспроизводится в известных образцах [4, 12—14] при одновременных силовых воздействиях на испытуемый образец по различно ориентированным осям. Однако применение такого подхода существенно усложняет процесс испытания и не обеспечивает необходимой точности оценки, так как главные напряжения в рабочей зоне имеют одинаковые знаки или равны нулю, а по условиям эксплуатации конструкций сложное НС характеризуется главными напряжениями разных знаков.

В данной работе исследуется НС образца для механических испытаний, конструкция которого обеспечивает создание в нем НС с коэффициентом П жесткости, изменяемым в широком диапазоне [11]. Моделирование полей напряжений, возникающих в предложенном образце, осуществлено с использованием программного средства MSC/NASTRAN for Windows [15]. Точность совпадения НС конструкции с НС используемого образца обеспечивается близостью значений П. Погрешность моделирования не превышает при этом 5 %.

Приведенные ниже результаты численного анализа НС рассматриваемых образцов, защищенных патентом [11], показывают принципиальную возможность создания образцов в виде круглых пластин с канавками, в процессе испытаний которых возникает наиболее трудно моделируемая мягкая схема НС, характеризуемого коэффициентом жесткости $0{,}2 < П < 0{,}8$.

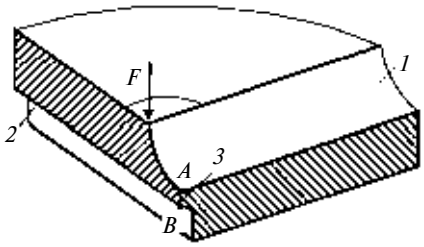


Рис. 1

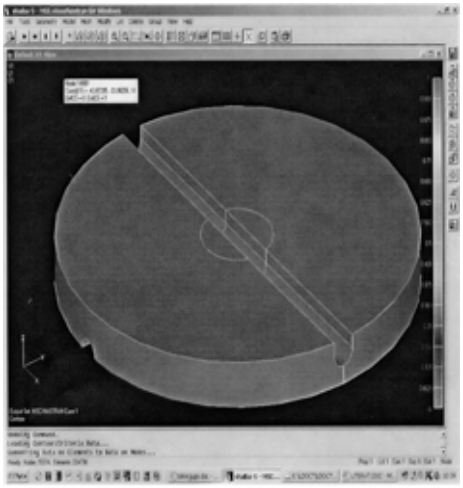
В предлагаемом образце различают опорную и нагружаемую поверхности (стороны). На рис. 1 показана четвертая часть предлагаемого образца в виде круглой пластины с разрезом вдоль канавки, расположенной на опорной стороне пластины. В данном примере эта канавка и канавка, расположенная на стороне нагружения пластины, имеют U-образный профиль.

Сторона нагружения круглой пластины (в данном примере — верхняя) имеет центральную зону, на которую в процессе испытаний действует усилие *F*. Нижняя сторона пластины наружным краем опирается на неподвижное основание. На стороне нагружения выполнена канавка *1*, на опорной стороне — канавка *2*. Канавки, расположенные на перпендикулярных диаметрах, являются концентраторами механических напряжений и могут иметь U-, V- или T-образный профиль поперечного сечения. Канавки выполнены такой глубины, что между их поверхностями в центральной зоне пластины образовалась перемычка *3*, толщина которой составляет не более 1/4 ширины канавки *1*. Таким образом, перемычке *3* и поверхностям канавок *1* и *2* одновременно принадлежат соответственно точки *A* и *B*. Рабочей зоной образца в этом случае является поверхность канавки *2* в месте наименьшей толщины перемычки.

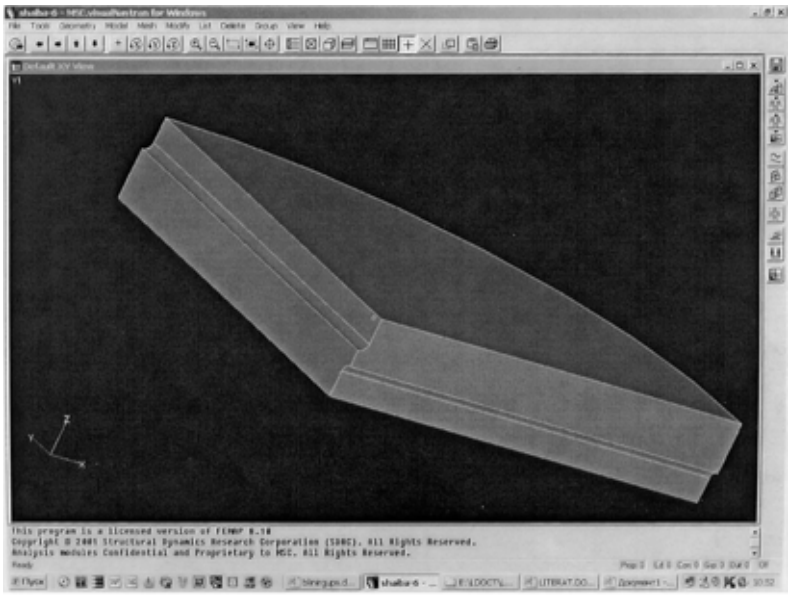
Применение предлагаемых образцов для механических испытаний позволяет варьировать исследуемые виды НС путем изменения толщины пластины, а также соотношения ширин и глубин канавок *1* и *2*, в частности — создавать НС, характеризуемые значениями коэффициента жесткости $0{,}2 < П < 0{,}8$.

Рассмотрим, деформации образца в процессе испытаний. В данном примере усилие *F* направлено сверху вниз, перпендикулярно стороне нагружения образца и приложено к его центральной зоне. Под действием усилия *F* пластина изгибается и в точках *A* и *B* перемычки возникают нормальные напряжения. Как показали результаты численного моделирования, при воздействии усилия *F* в точке *B* возникают нормальные напряжения, действующие перпендикулярно оси канавки *2* и являющиеся положительными главными напряжениями σ_1 (напряжениями растяжения). При толщине *AB* перемычки, не превышающей 1/4 средней ширины канавки *1*, нормальные напряжения, возникающие в точке *B* и действующие вдоль направления канавки *2*, т. е. главные напряжения σ_3 в точке *B*, являются отрицательными. Напряжения σ_2 в точке *B*, действующие в направлении нормали к поверхности канавки *2*, равны нулю.

Для объяснения полученных результатов рассмотрим круглый плоский образец без канавок, нагруженный аналогично представленному выше образцу с канавками *1* и *2*. Радиальные напряжения, возникающие в круглой осесимметрично изгибаемой пластине в точках, расположенных на оси ее вращения между нейтральной (срединной) поверхностью пластины и поверхностью центральной зоны на стороне нагружения, являются напряжениями сжатия. Радиальные напряжения в точках, расположенных на оси вращения пластины по другую сторону от ее нейтральной поверхности, являются напряжениями растяжения. Создадим в пластине две диаметрально ориентированные перпендикулярные канавки *1* и *2*, расположенные соответственно на нагружаемой и опорной стороне, причем перемычку *AB* сделаем достаточно малой толщины. Нормальные напряжения, действующие в точке *B* в направлении, перпендикулярном направлению



а)



б)

Рис. 2

канавки *2*, по-прежнему будут положительными, а уровень их концентрации будет определяться шириной и глубиной канавки *2*. В точке *A* в направлении, перпендикулярном направлению канавки *1* на стороне нагружения, или, что то же самое, в направлении канавки *2*, на опорной стороне соответственно возникнут нормальные напряжения сжатия (отрицательные нормальные напряжения), уровень концентрации которых и размеры зоны их концентрации будут определяться шириной канавки *1*. Зона указанных отрицательных нормальных напряжений захватит точку *B* при следующих условиях:

глубина канавки на опорной стороне достаточна для того, чтобы точка *B* приблизилась к нейтральной поверхности образца, где радиальные напряжения растяжения круглой пластины относительно невелики;

ширина канавки на стороне нагружения существенно больше, чем толщина *AB* перемычки.

Указанная особенность деформирования предлагаемого образца, подтвержденная численным моделированием полей напряжений, возникающих в процессе испытаний, и объясняет различие знаков главных напряжений, создаваемых испытательной нагрузкой в точке *B*.

Рассмотрим более подробно вычислительные эксперименты. Во всех расчетных схемах НС моделировали с помощью уравнений теории упругости [16], которые решали методом конечных элементов (МКЭ) с использованием пространственных конечных элементов в виде тетраэдров и параллелепипедов достаточно малых размеров [15]. Для примера возьмем образец с двумя канавками U-образной формы (рис. 2, *а*, *б*).

Материал пластины (см. рис. 2, *а*) — однородный, изотропный, с обычными механическими свойствами конструкционной стали. Толщина пластины — 10 мм, диаметр — 100 мм, ширина канавки — 6 мм, расстояние от верхней поверхности пластины до нижней точки канавки — 6 мм, радиус дна U-образной канавки — 3 мм. Применение канавок большей глубины приводит к существенной конструктивной неоднородности образца и нерационально. На наружной поверхности образца в пределах окружности радиусом 10 мм создавалось давление $p = 10$ МПа. Достоверность получаемых приближенных значений напряжений оценивалась на последовательности конечно-элементных дискретизаций и подтверждалась необходимой сходимостью этих приближений. Число конечных элементов, необходимое для снижения погрешности определения интенсивности напряжений в рассматриваемых образцах до 5 % и менее, достигало при этом 50 000.

Рассмотрим НС круглой осесимметричной пластины постоянной толщины S и радиуса $r_н$, опертой по наружному контуру. Пластина нагружена с одной из сторон давлением p, распределенным по кругу радиуса $r_p < r_н$. На поверхности приложения давления возникают радиальные напряжения сжатия (в цилиндрических координатах r, θ, z, где ось координат z — ось вращения), а на противоположной стороне — радиальные напряжения растяжения. При этом в центре пластины НС будет двухосным с двумя равными главными напряжениями [17]. Свяжем с пластиной также декартову систему координат x, y, z следующим образом: начало координат расположим в центре пластины: плоскость xOy совместим с поверхностью приложения давления. Если на этой поверхности нанести U-образную канавку, ориентированную вдоль оси Ox, то на дне канавки нормальные напряжения σ_y будут отрицательными.

Для определенности примем, что ось z направлена вверх и что поверхность приложения давления является для пластины верхней. Схема НС предлагаемого об-

разца основана на том, что при достаточной глубине канавки ее дно окажется ниже нейтральной поверхности исходной пластины без канавки, т. е. в зоне действовавших в исходной пластине положительных напряжений σ_y. Представляет интерес ответ на вопрос: каковы знаки главных напряжений, возникающих на дне такой канавки в точке ее пересечения с осью z. Вычислительные эксперименты показали, что знаки указанных главных напряжений в рассмотренных ниже конструктивных вариантах пластины с канавкой одинаковы, а сами указанные напряжения — положительны.

На первый взгляд, возможность создания в рассматриваемом образце мягкой схемы НС исключается ввиду того, что возникающие в рассматриваемой точке главные напряжения имеют одинаковые (в данном случае положительные) знаки. Под мягкой здесь понимается схема, характеризующаяся разными знаками главных напряжений σ_x и σ_y в точке пересечения оси z и поверхности канавки. В то же время была выявлена модификация формы образца, обеспечивающая необходимый эффект. Такой модификацией является нанесение канавки меньшей глубины на стороне пластины, противоположной поверхности приложения испытательной нагрузки, причем эта канавка должна быть ориентирована уже вдоль оси y. В рассматриваемом случае наносили канавку с сечением в виде полуокружности радиусом 3 мм. Геометрический образ такого образца, созданный в системе MSC/NASTRAN for Windows, представлен на рис. 2, *а* (на наружной поверхности пластины показана окружность, ограничивающая область приложения испытательного давления). Четверть этого образца, вырезанная по осям канавок, представлена на рис. 2, *б*.

Результаты моделирования НС описанного выше образца показали, что диаметрально-перпендикулярное расположение канавок на нагружаемой и опорной сторонах, варьирование их глубинами и ширинами, а также выбор профиля их сечения (U-, V- или T-образного) позволяют на лабораторном образце моделировать схемы НС, возникающие в реальных сложных конструкциях, с коэффициентом П, изменяющимся в широком, практически значимом диапазоне. Численное моделирование НС рассматриваемого образца показало, что при минимальной толщине *AB* (см. рис. 1) перемычки между канавками, не превышающей 1/4 средней ширины канавки на стороне нагружения, в процессе испытаний в точке *B* рабочей зоны образца создается НС, характеризуемое коэффициентом жесткости $0{,}2 < П < 0{,}8$.

Предложенный образец по сравнению с известными [4, 12—14] дает возможность упростить процесс испытаний, исключив необходимость в нескольких одновременно действующих испытательных усилиях, ориентированных по разным осям. При этом нагрузки, прилагаемые по этим осям, могут быть заменены одной нагрузкой, направленной перпендикулярно плоскости изгибаемого круглого образца. Это позволяет существенно упростить процесс испытаний при обеспечении высокой точности оценки прочности материала при сложном НС, обусловленной близостью соответствующих значений коэффициентов П оцениваемой конструкции и предложенного образца. При этом в рабочей зоне образца [11] возможно моделирование мягкой схемы НС, что позволяет определять реальный расчетный ресурс соответствующих конструктивных узлов при проведении испытаний таких образцов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вагапов Р. Д., Шишорина О. И., Хрипина Л. А.** Моделирование при испытаниях на усталость // Испытание деталей машин на прочность / Под. ред. С. В. Серенсена. М.: Машгиз, 1960. С. 24—52.

2. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

3. **Когаев В. П**. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.

4. **ГОСТ 25.504—82.** Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. М.: Изд-во стандартов, 1982. 55 с.

5. **Цвик Л. Б., Пимштейн П. Г., Борсук Е. Г**. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния многослойного цилиндра с монолитным вводом // Проблемы прочности. 1978. № 4. С. 74—77.

6. **Модельные** исследования и натурная тензометрия энергетических реакторов (Сер. "Исследование напряжений и прочности ядерных реакторов") / Н. А. Махутов, К. В. Фролов, Ю. Г. Драгунов и др. М.: Наука, 2001. 293 с.

7. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

8. **Смирнов-Аляев Г. А.** Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы. Л.: Машиностроение, 1968. 272 с.

9. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 282 с.

10. **Укрепление** отверстий и статическая прочность осесимметричных штуцерных узлов / Л. Б. Цвик, Б. А. Щеглов и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 1. С. 74—77.

11. **Пат. 2360227 C2 Рос. Федерации:** МПК[7] G01N3/08. Образец для оценки прочности материала при сложном напряженном состоянии.

12. **А. с. 11774820 СССР:** МКИ G01N/00. Призматический образец для оценки прочности материала.

13. **Пат. 2091748 Рос. Федерации:** МПК[7] G01N3/32. Способ испытания металла трубы на усталость при двухосном напряженном состоянии (варианты).

14. **Пат. 2057317 Рос. Федерации:** МПК[7] G01N3/08. Способ испытаний образцов материалов в условиях двухосного растяжения.

15. **Шимкович Д. Г**. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. М.: ДМК Пресс, 2001. 444 с.

16. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 582 с.

17. **Прочность.** Устойчивость. Колебания: Справочник. М. Машиностроение, 1968. Т. 1. 614 с.

УДК [621.78:621.793.74]-761

А. Р. ЮСУФОВ, И. М. АБАЧАРАЕВ, д-р техн. наук
(Дагестанский научный центр РАН),
Н. К. САНАЕВ, канд. техн. наук
(Дагестанский ГТУ, г. Махачкала), e-mail: abasharaev@yandex.ru

Перспективные направления нанесения защитных покрытий на детали машин

Приведен анализ исследований по созданию защитных поверхностных покрытий для высоконагруженных деталей машин на примере восстановления коленчатых валов высокооборотных дизелей. Разработан оптимальный состав для хромомарганцирования стали 40Л. Установлено, что диффузное хромомарганцирование в средах с легкоплавкими добавками является эффективным способом получения хромкарбидных покрытий с большим ресурсом эксплуатации изделий, работающих в условиях интенсивного изнашивания.

Ключевые слова: защитные покрытия, коленчатый вал судового дизеля, хромомарганцевая сталь, изнашивание.

Investigations on design of surface coatings for high-loaded machineries are analyzed on the example of high-speed diesel's crankshafts recovery. An optimal composition for chromomanganesion of steel 40Л grade has been elaborated. It was stated that the diffusive chromomanganesion in the media with fusible addition agents turns to be effective method of obtaining of chromcarbide coatings with large operational life of items, working in the intensive wear conditions.

Keywords: surface coatings, crankshaft of the marine diesel, chromomanganese steel, wear.

Высоконагруженные детали и узлы автомобилей, судов и сельскохозяйственных машин эксплуатируются в условиях абразивного и гидроабразивного изнашивания, изнашивания в условиях жидкого, полужидкого и сухого трения, действия коррозии, кавитации и других внешних факторов.

Для обеспечения нормативного ресурса эксплуатации деталей и узлов машин и механизмов по результатам аналитических расчетов их изготовляют из дорогих легированных сталей и цветных сплавов. Практика показывает, что ценные свойства этих материалов используются по назначению всего лишь для 5 ÷ 10 % поверхностей, в которых процессы разрушения развиваются до допустимого выбраковывания (замены) детали, остальные 90 ÷ 95 % поверхностей этих материалов не являются рабочими зонами. В этом случае использование этих материалов неэффективно.

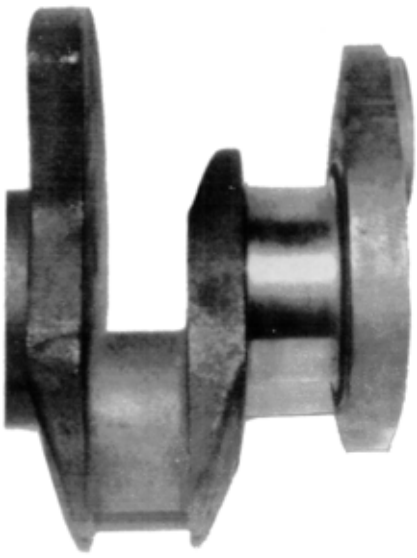
Для повышения целевого использования металла необходимо добиться формирования структуры и свойств рабочих поверхностных зон деталей, которые обеспечивают высокое сопротивление конкретному виду разрушений, а саму деталь выполнять из дешевого материала, основываясь на прочностных расчетах. Этого можно достичь применением методов поверхностного упрочнения, получивших широкое распространение в отечественной и зарубежной практике.

Имеются исследования и разработки по созданию защитных поверхностных покрытий методами химико-термической обработки (ХТО) [1—3], плазменного (ПН) [4, 5], газопламенного (ГП) [6], детонационного (ДН) [7] напыления. Но эти технологии еще не нашли широкого применения. Например, традиционные процессы цементации и азотирования позволяют резко повысить срок эксплуатации коленчатых валов, распределительных валов, пальцев, зубчатых передач ДВС, но абсолютно непригодны для защиты узлов, работающих в коррозионно- и кавитационно-активных средах.

Кроме того, применение ХТО с использованием традиционных источников тепла нарушает технологическую цепочку изготовления конкретного изделия из-за длительного процесса насыщения (30 ÷ 40 ч), который неблагоприятен еще и тем, что, протекая при высоких температурах (980 ÷ 240 °С), вызывает существенные ухудшения свойств сердцевины, для восстановления которых требуется последующая сложная термическая обработка, а следовательно, материальные затраты. В последнее время для восстановления и упрочнения шеек коленчатых валов используют плазменное напыление.

Авторами были проведены лабораторные и натурные испытания по восстановлению коленчатых валов (рисунок) судовых быстроходных дизелей 4Ч 8,5/11 путем нанесения износостойких плазменных покрытий системы Ti—Ni—Al.

Лабораторными испытаниями на изнашивание при сухом трении опытных образцов с плазменным покрытием состава 55 % Ti + 35 % Ni + 10 % Al (по массе) толщиной 0,6 ÷ 0,7 мм и стендовыми испытаниями на дизелях установлено, что нанесение таких



покрытий увеличивает срок эксплуатации коленчатых валов двигателей вдвое, уменьшая тем самым ремонтные расходы и расход запасных деталей. Разработаны технологии подготовки деталей к напылению с оптимальными режимами.

К недостаткам технологии получения газотермических покрытий плазменным напылением следует отнести повышенную пористость покрытий и низкую адгезионную прочность.

Отмеченные недостатки технологий нанесения защитных покрытий, на наш взгляд, можно устранить совершенствованием процессов, например использованием сверхинтенсивных источников диффузии при ХТО, наложением мощного магнитного поля при газотермическом напылении.

Для реализации этих идей авторы предлагают:

1) использовать детонационные волны с целью увеличения адгезионной и когезионной прочности покрытий при напылении и повышения их плотности;

2) сочетать наложение интенсивного магнитного поля с вакуумным осаждением при газотермическом напылении (магнетронное напыление) для повышения адгезионной прочности покрытия, улучшения их структуры и свойств;

3) разработать процессы интенсивного диффузионного насыщения средне- и высокоуглеродистых сталей нанесением на упрочняемую поверхность специальных металлотермических обмазок с легкоплавкими добавками.

Технологические разработки по перечисленным процессам ограниченны и фрагментарны, а результаты имеющихся исследований слабо используются в отечественной практике, о чем свидетельствует отсутствие соответствующих участков, цехов на крупных машиностроительных и судостроительных заводах.

Реализация предлагаемых идей по упрочнению деталей машин и механизмов, работающих в условиях интенсивного изнашивания (зубчатые колеса, коленчатые валы, пальцы, толкатели и др.), защите от коррозионно-кавитационного разрушения (элементы гидронасосов, дизелей и др.) имеет большую перспективу. Поэтому авторы продолжают исследования по созданию износостойких покрытий на деталях дизелей, например по упрочнению шкива редуктора из стали 40Л путем диффузионного нанесения на поверхность хромомарганцевого покрытия.

Исследованиями [3] установлено, что при традиционной ХТО на сталях с содержанием углерода более 0,4 % образуется комплексный поверхностно-легированный слой: верхняя зона состоит преимущественно из высокотвердых, коррозионно-стойких карбидов (Cr_7C_3, Cr_3C_6), а под ней находится зона деформационно-упрочняемого марганцовистого аустенита. Но недостаток традиционной ХТО состоит в том, что за $6 \div 8$ ч насыщения при температуре $1050 \div 1100$ °С не удается получить износостойкий карбидный слой толщиной более 15 мкм. Этого недостаточно для повышения ресурса, например, редукторного шкива.

Для интенсификации диффузионных процессов в состав насыщающей металлотермической смеси вводились легкоплавкие добавки (Cu + Sb), создающие при температуре ХТО на поверхности жидкометаллические прослойки и резко ускоряющие процесс диффузии. Это не только приводит к увеличению толщины диффузионного слоя, но и существенно снижает температуру (до 860 °С) и время (до 4 ч) насыщения, что имеет большое практическое значение.

В результате проведенных исследований был разработан оптимальный состав (мас. %) хромомарганцевого покрытия для стали 40Л: $98\{50[85(60Cr_2O_3 + 40MnO) + 15(75Sb + 25Cu)] + 20Al + 30Al_2O_3\} + 2NH_4Cl$.

Установлено, что при оптимальных условиях насыщения (1000 °С, 4 ч) на поверхности стали 40Л образуется диффузионный слой толщиной $260 \div 280$ мкм, в котором $100 \div 120$ мкм составляет карбидная зона. Опытные образцы испытывали на абразивную стойкость на машине Х4В по методике, соответствующей действующему ГОСТу. Торцевую поверхность образцов диаметром 5 мм и высотой 15 мм подвергали изнашиванию трением о шлифовальное полотно при удельной нагрузке 0,90 МПа, частоте вращения 80 мин$^{-1}$ и радиальной подаче 1 мкм/об.

Величину абсолютного износа диффузионного слоя оценивали по изменению линейных размеров образцов (с точностью до 1 мкм), результаты измерений контролировали по потере массы при равном пути изнашивания взвешиванием на аналитических весах АДВ-200 с точностью до 0,1 мг. Испытания показали (таблица), что износ образцов из стали 40Л, обработанных по предлагаемой технологии, значительно меньше износа образцов, обработанных по традиционной технологии при тех же режимах (1000 °С, 4 ч).

Результаты лабораторных исследований были проверены натурными испытаниями: на штатном шкиве редуктора после 500 ч эксплуатации наблюдались бороз-

Сравнительный износ образцов из стали 40Л

Диффузионное хромомарганцевое покрытие	Износ, мкм, за путь истирания, км					
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Без легкоплавких добавок (традиционная технология)	7	18	34	60	85	120
С легкоплавкими добавками (предлагаемая технология)	6	9	13	17	21	23

ды изнашивания глубиной 0,5÷0,6 мм, а шкив с хромомарганцевым покрытием по предложенной технологии не имел следов изнашивания за этот же период эксплуатации.

Таким образом, диффузионное насыщение хромом и марганцем в средах с легкоплавкими добавками является эффективным способом получения хромокарбидных покрытий с большим ресурсом изделий, работающих в условиях интенсивного изнашивания.

По результатам проведенных исследований по определению перспективных направлений получения защитных покрытий многофункционального назначения можно сделать следующие выводы:

1) оптимальная технология плазменного напыления позволит добиться восстановления ресурсоопределяющих деталей ДВС: коленчатых и распределительных валов, элементов зубчатых передач;

2) интенсификация поверхностного диффузионного упрочнения деталей машин и механизмов позволит повысить их ресурс, снизить расходы на упрочнение и расширить область их использования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Минкевич А. Н.** Химико-термическая обработка металлов и сплавов. М.: Машиностроение, 1965. 491 с.

2. **Многокомпонентные** диффузионные покрытия // Л. С. Ляхович, Л. Г. Ворошнин, Г. Г. Панич, Э. Б. Щербаков. Минск: Наука и техника, 1974. 286 с.

3. **Ворошнин Л. Г., Абачараев М. М., Хусид Б. М**. Кавитационно-стойкие покрытия на железоуглеродистых сплавах. Минск: Наука и техника, 1986. 246 с.

4. **Хасуй А.** Техника напыления: Пер. с японского. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

5. **Лайнер В. Н.** Защитные покрытия металлов. М.: Металлургия, 1974. 559 с.

6. **Сточик Г. Ф.** Защитные покрытия в машиностроении. М.: Машгиз, 1963. 288 с.

7. **Бартенев О. С., Федько Ю. П., Григоров А. И.** Детонационные покрытия в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1982. 215 с.

8. **Абачараев М. М., Хаппалаев А. Ю.** Защитные покрытия в промышленности. Махачкала: Дагкнигоиздат, 1986. 104 с.

9. **Абачараев М. М.** Кавитация и защита металлов от кавитационных разрушений. Махачкала: Дагкнигоиздат, 1990. 168 с.

УДК 620.1.05

А. Я. МИНАЕВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: minaev_mnshsport@list.ru

Автоматизированный комплекс для испытаний на удар и вибрацию

Представлен комплекс для испытаний на удар и вибрации, работающий в автоматическом режиме и позволяющий в малогабаритном исполнении создавать значительной силы удары по испытуемому изделию с измерением, записью и анализом опытных данных. Показаны осциллограммы записей упругих ударов различными типами ударников по электронной плате.

Ключевые слова: испытания, удар, вибрации, осциллограммы.

An automated small-size complex for impact and vibration tests, realizing the impacts of substantial force on the item under test with synchronous measurement, recording, and analysis of experimental data, is presented. Recorded oscillograms of elastic impacts with different stickers are shown.

Kevwords: test, impact (shock), vibration, oscillograms.

При создании высокотехнологичных и автоматизированных производств и использовании новых материалов и узлов важное значение имеет проверка на ударную прочность и вибрацию.

Идя по пути миниатюризации и облегчения изделий, основной частью которых является электронная плата, конструкторы сталкиваются с проблемой ударной прочности. Во время эксплуатации при непредвиденных внезапных и сильных ударах в изделиях могут возникать микротрещины, разъединяться места пайки и стыковочные разъемы. При модернизации производства, проектировании и создании нового оборудования часто отсутствуют сведения о динамике поведения изделия при ударно-вибрационной нагрузке.

Построение динамических моделей ударных взаимодействий в реальных системах затруднительно ввиду неопределенности характеристик ударной нагрузки и сложности поведения соударяющихся тел. Поэтому возникает необходимость разработки соответствующего испытательного оборудования. Проводя испытания с различной скоростью и силой удара, можно определить предельно допустимые их значения, при которых проверяемое изделие теряет работоспособность или выходит из строя. Испытания на ударную прочность и стойкость необходимы в случаях возникновения внезапных ударов или сильного вибраци-

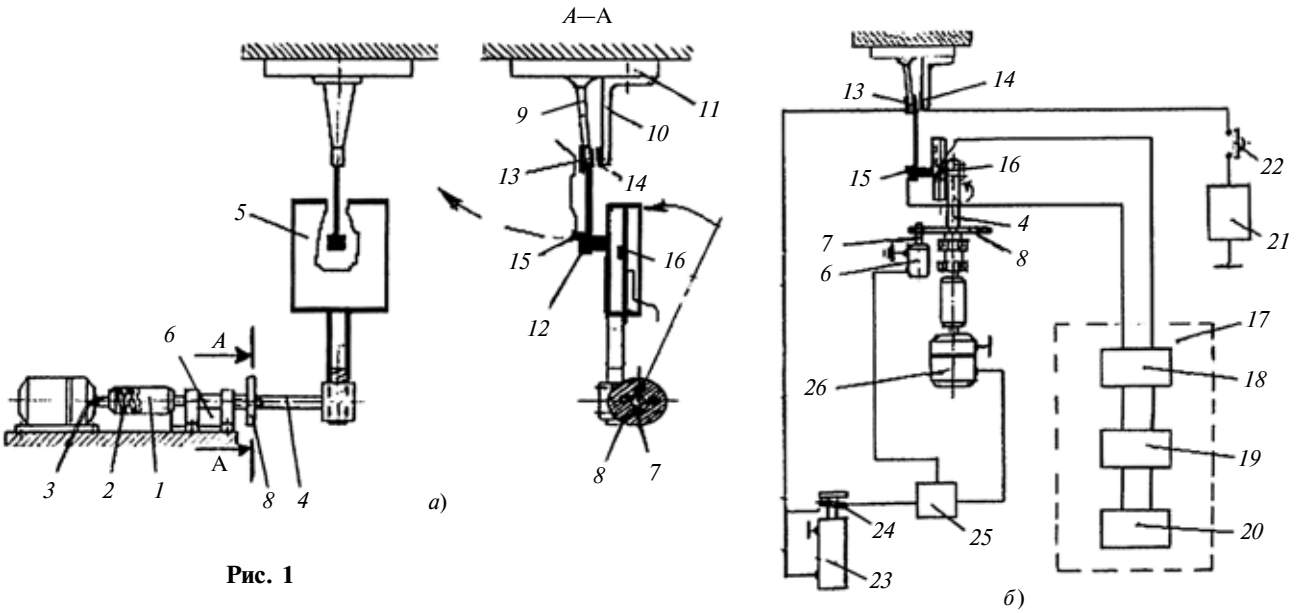


Рис. 1

онного возбуждения при работе изделия, т. е. там, где отказы в работе могут привести к аварийным ситуациям и катастрофам.

Предлагаемый комплекс для испытаний на удар и вибрацию включает устройство для создания регулируемой силы удара по контролируемому изделию и ударовиброизмеритель — прибор для измерения ударных ускорений в момент соударения, записи и дальнейшей обработки полученных опытных данных. Описываемое ниже устройство позволяет производить удары различной интенсивности, имитировать реальные ударные столкновения изделия с преградой. Ударовиброизмеритель снимает сигналы с датчиков, усиливает их, обрабатывает и выводит на экран компьютера.

Известные стенды (копры) для испытаний на удар представляют собой механизмы, движущиеся обычно под действием собственного веса и создающие нагрузки в момент взаимодействия ударника с испытуемым изделием[1]. Для создания значительных ускорений они должны иметь большую массу, кроме того они занимают много места, имеют громоздкую конструкцию, их сложно переоборудовать в автоматический режим работы для ресурсных испытаний. Ниже приведено описание устройства для испытаний на удар и вибрации, являющегося составной частью предлагаемого автоматизированного комплекса. Сила удара зависит от накопленной энергии в упругом аккумулирующем элементе привода. Максимальная скорость, сообщаемая испытуемому изделию, доходит до 30 м/с. Ускорения в зоне удара могут достигать 10 000 м/с^2. Длительность импульса $1 \div 5$ мс. Масса испытуемых изделий 2 кг. Габаритные размеры устройства 150 × 200 × 400 мм, масса 9 кг. Испытуемыми объектами являются, например, электронные платы компьютеров, ноутбуки и т. п.; при этом проверяется не только прочность, но и слабые места пайки и крепления составляющих их деталей.

Общий вид устройства, работающего в автоматическом режиме, представлен на рис. 1, *а*, а вид сверху — на рис. 1, *б*, где также показана блок-схема приборов для измерения параметров. Устройство (см. рис. 1, *а*) содержит узел крепления в виде цилиндрического корпуса *1*, внутри которого размещена пружина *2* кручения. Концы пружины крепятся соответственно к выходному валу электромотора *3* и валу *4* механизма испытуемого изделия *5*. Узел крепления снабжен стопорно-пусковым механизмом, включающим электромагнит *6* с подпружиненным штоком *7*, свободный конец которого размещен в отверстии диска кронштейна *8*, жестко соединенного с валом *4* механизма зажима изделия.

Устройство снабжено также механизмом крепления ударника, который содержит упругий стержень *9*, выполненный, например, из полипропилена, с возможностью его упругого изгиба под действием удара и опорный элемент *10*, закрепленные на основании *11*. На свободном конце стержня *9* установлен ударник *12*, способный формировать необходимый при испытаниях ударный импульс. На рис. 1, *б* ударник показан прямо, как и на рис. 1, *а*. Используя различные типы ударников и скорости их движения, можно создавать ударные импульсы, разные по форме и величине. Форму и величину ударных импульсов задают в соответствии с техническими условиями испытаний прове-

[1] **Приборы** и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2 кн. Кн. 2 / Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1978. 439 с.

ряемого изделия. В динамической характеристике ударника заложена зависимость изменения контактной силы от его деформации.

Характеристики записываемых в различных зонах испытуемого изделия ударных импульсов (форма, углы фронта, время нарастания и спада ударных волн, пиковые или максимальные значения нагрузок и разгрузок и др.) обеспечиваются упруго-инерционными свойствами ударника и испытуемого объекта, а также ускорением, задаваемым в начальный момент удара.

На внешней поверхности стержня *9* (см. рис. 1, *а*) и поверхности опорного элемента *10* размещены соответственно микровыключатели *13* и *14*, обеспечивающие электрический контакт в исходном положении перед ударом по нему контролируемым изделием. На внешней поверхности ударника *12* закреплен датчик *15*, а на испытуемом изделии *5* — датчик *16*. Оба датчика соединены с блоком *17* измерения параметров, который выполнен в виде последовательно соединенных усилителя *18*, аналого-цифрового преобразователя (АЦП) *19* и компьютера *20*. Схема управления устройством содержит источник электрической энергии *21*, элемент включения устройства в виде кнопки *22*, реле *23* с контактной группой *24*, которая через реле *25* времени соединена с двигателем *26*, а реле *25* связано с электромагнитом *6*, подпружиненный шток *7* которого свободно размещен в отверстии диска *8*, соединенного с валом *4* узла испытуемого на удар изделия.

Данное устройство работает в автоматическом режиме следующим образом. Перед включением устройства ударник выставляется относительно испытуемого изделия так, чтобы удар наносился в заранее заданные места. Далее кнопкой *22* включают устройство. Ток, проходя через обмотку реле *23*, замыкает контактную группу *24*. Включается двигатель *26* и происходит натяжение пружины *2*. После накопления в пружине необходимой энергии, определяемой силой удара, срабатывает реле *25* времени и двигатель останавливается. При этом шток *7* электромагнита вытягивается и выходит из зацепления с диском *8*. Накопленная в пружине *2* энергия мгновенно передает вращение валу *4*. Под действием силы удара упругий стержень *9* размыкает контакты *13* и *14*. При возвращении стержня *9* в исходное положение контакты *13* и *14* замыкаются, двигатель вновь закручивает пружину до заданного усилия, и цикл ударов повторяется в автоматическом режиме.

Устройство работает с высокой производительностью при постоянной силе в каждой серии ударов. Динамические характеристики каждого удара записываются. После серий испытаний на ударные нагрузки и анализа полученных при испытаниях осциллограмм можно дать рекомендации об эксплуатации изделия.

Ударовиброизмеритель включает в себя датчик *16*, установленный на испытуемом изделии, который измеряет ускорение в зоне нанесения удара, и датчик *15*, установленный на ударнике и измеряющий ускорение в момент разрыва контактов *13* и *14*. Полученные сигналы поступают в блок *17*, в котором происходят усиление, преобразование и обработка сигналов, передаваемых с датчиков. Данные выводятся на экран компьютера. Ударовиброизмеритель позволяет мгновенно записывать, анализировать и обрабатывать сигналы ударов и переходных процессов. Ниже приводится краткая техническая характеристика комплекса:

Число датчиков (пьезоакселерометров), шт. . . До 16
Измеряемый диапазон ускорения, м/с^3. . . . . До 10 000
Частота дискретизации, кГц . . . . . До 50
Число каналов . . . . . До 16
Выходное напряжение АЦП, В . . . . . ± 0,05 ÷ ± 10
Коэффициент усиления на канал . . . . . От 1 до 200
Габаритные размеры, мм . . . . . 100 × 200 × 250
Масса прибора, кг . . . . . ≈ 3

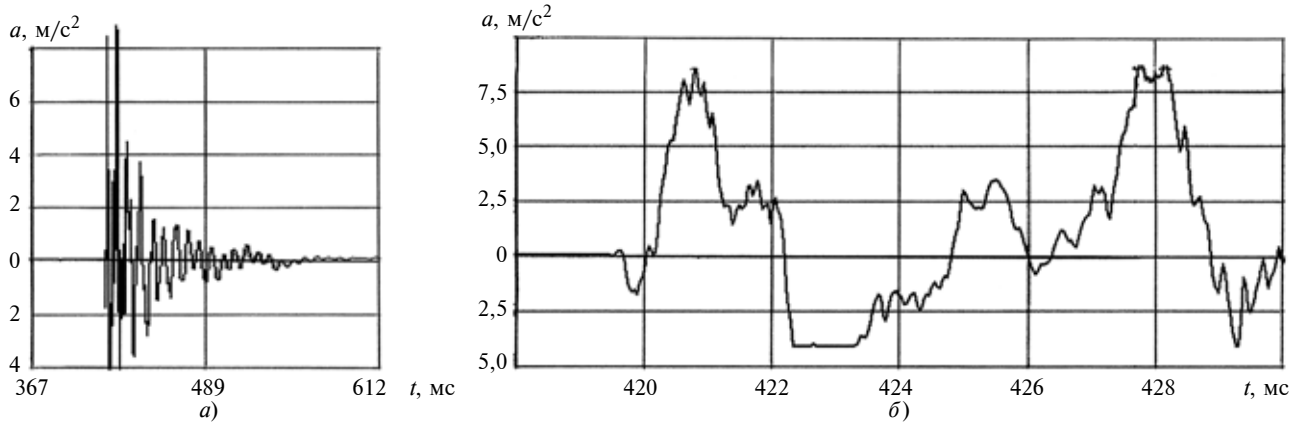


Рис. 2

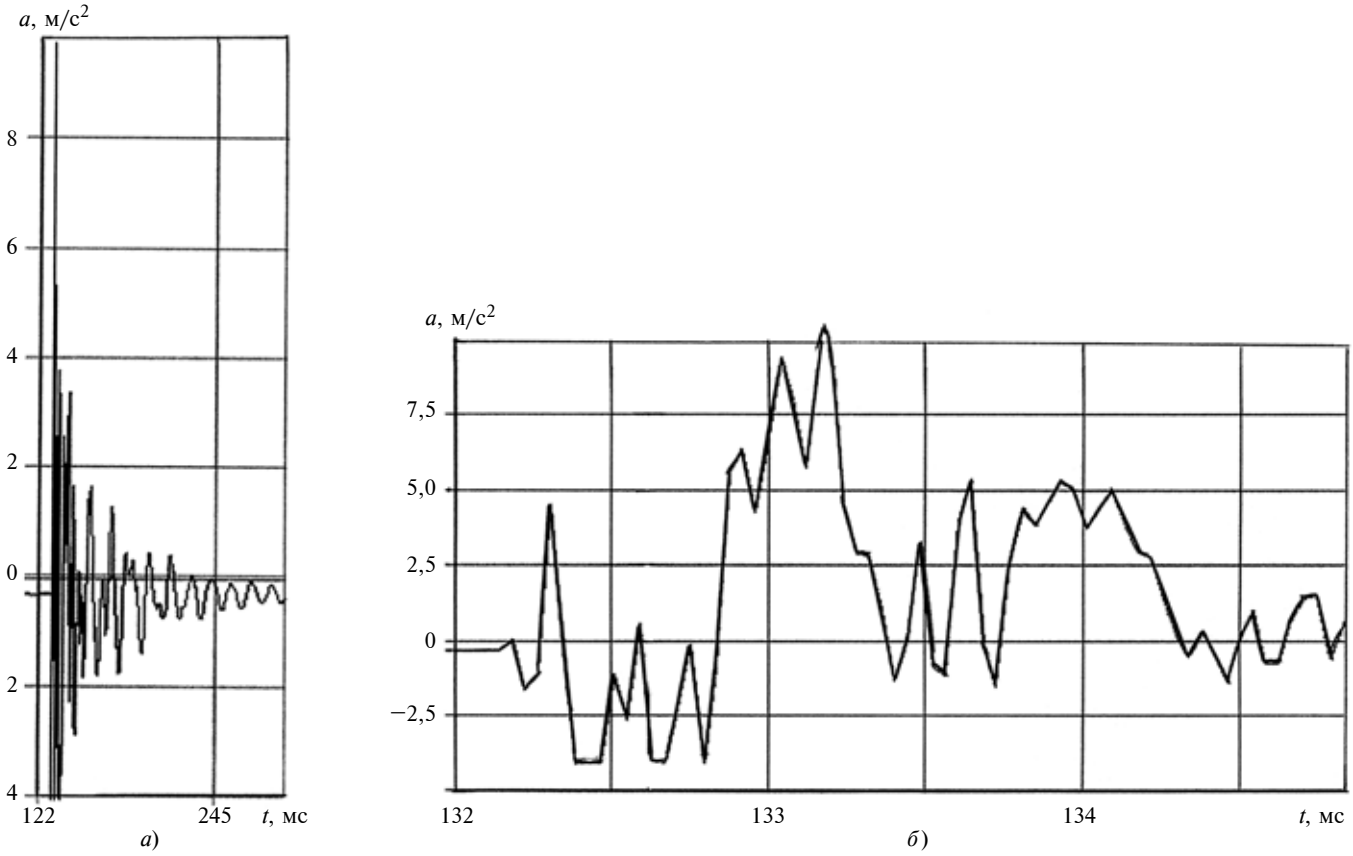


Рис. 3

На экране осциллографа регистрируется форма ударного импульса (с возможной длительностью до нескольких сотен микросекунд), возникающего и распространяющегося в испытуемом изделии. По записанной в память компьютера форме ударного импульса можно определять и анализировать величины ускорений, возникающих в любой части испытуемого объекта, с помощью установки датчиков в заданных местах. При длительных испытаниях фиксируются изменения форм записанных импульсов, проверяются изменения фаз и углов нагрузки и разгрузки, их пиковых значений, длительности ударных импульсов. Также можно определять высокочастотные составляющие формы колебаний, возникающие в момент удара. Кроме того, определяется форма свободных затухающих колебаний и декремент затухания колебаний, а также определяются время и скорость прохождения волн, возникающих в испытуемом объекте.

Программы анализа переходных процессов включают специализированные технологии обработки временных рядов. Данные программы позволяют определять ресурс испытуемого изделия.

На рис. 2 и 3 представлены примеры записей ударных спектров электронной платы компьютера: по оси x время t, мс, удара, по оси y — ускорение a, м/с^2. Осциллограмма на рис. 2, *а* записана при ударе резиновым ударником, на рис. 2, *б* приведен фрагмент данной осциллограммы в увеличенном масштабе по горизонтальной оси.

Осциллограмма на рис 3, *а* записана при ударе стальным ударником, на рис. 3, *б* приведен ее фрагмент в увеличенном масштабе.

Анализируя изменение динамических характеристик в процессе испытаний, можно определять слабые места в изделиях и на стадии проектирования вносить изменения в конструкцию с тем, чтобы обеспечить необходимый заданный в технических условиях ресурс нового изделия.

Данный комплекс может быть переоборудован для ресурсных испытаний малогабаритных деталей и узлов, применяемых в различных областях машиностроения. Преимущество предложенных стендовых испытаний заключается также в создании в автоматическом режиме ускорений в зонах ударов от нескольких сотен до тысячи g при относительно малых габаритных размерах и массе.

УДК 621.791.01

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

Расчет режимов дуговой сварки в углекислом газе стыковых соединений без разделки кромок

Предложена методика расчета режимов сварки в углекислом газе, подтвержденная сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: дуговая сварка, сварочный ток, напряжение дуги, скорость плавления электрода, ширина и площадь шва, усиление шва.

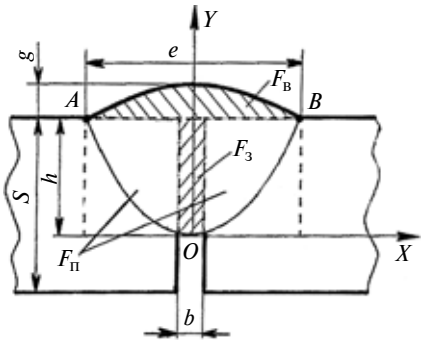
A calculation technique of welding conditions in the carbon dioxide medium has been proposed. The technique is confirmed by comparison of calculated and experimental data.

Keywords: arc welding, welding current, arc voltage, electrode melting rate, joint gap width and area, weld reinforcement.

Сварка в углекислом газе имеет широкое применение. Однако отсутствие достаточно простых методик расчета оптимальных параметров режима без использования таблиц и графиков усложняет разработку и автоматизацию проектирования технологических процессов, а также разработку устройств автоматической настройки сварочных установок на оптимальные режимы, так как табличные значения параметров приводятся в весьма широком диапазоне [1].

Определение режимов дуговой сварки расчетными методами при разработке новых или совершенствовании уже используемых технологических процессов является актуальной проблемой. Одним из условий повышения несущей способности сварных конструкций при полуавтоматической сварке в углекислом газе является выполнение требований ГОСТ 14771—76 [2].

Площадь зазора свариваемых деталей (рисунок) $F_з = bh$. Поперечное сечение расплавляемой части кромок свариваемых деталей имеет форму полуэллипса [3] с малой полуосью по вертикали, что характерно для большинства случаев сварки в углекислом газе при небольших токах и сравнительно больших скоростях. Площадь поперечного сечения определяют по формуле



$$F_п = h\left(\frac{\pi}{4}e - b\right). \qquad (1)$$

В соответствии с ГОСТом ширина e шва и зазор b зависят от типа соединения и толщины свариваемой детали (табл. 1). В большинстве случаев $e = 5 + 0{,}8s$. Глубина h проплавления при односторонней сварке равна s, а при двухсторонней сварке — $0{,}65s$. Подставив в формулу (1) значения e,b,h (см. табл. 1), получим выражение для площади $F_п$ в зависимости от типа соединения и толщины s деталей (табл. 2).

Площадь наплавленной части стыкового шва определяется формулой

$$F_н = F_э v_э(1 - \psi)/v_{св}, \qquad (2)$$

где $F_э = \pi d_э^2/4$ — площадь поперечного сечения электродной проволоки (d — диаметр проволоки); $v_э$ — скорость подачи электродной проволоки; $v_{св}$ — скорость сварки; ψ — коэффициент, учитывающий потери электродного металла на разбрызгивание.

Анализ экспериментальных данных для сварки в углекислом газе электродной проволокой Св-08Г2С показал, что коэффициент ψ для сварки при оптимальных напряжениях дуги зависит от плотности тока в электроде [4]:

$$\psi = -4{,}72 + 17{,}6 \cdot 10^{-2} j - 4{,}48 \cdot 10^{-4} j^2. \qquad (3)$$

Решая дифференциальное уравнение с постоянными коэффициентами для упрощенного теплового баланса электрода [5], получим уравнение скорости при дуговой сварке в углекислом газе:

$$v_э = \frac{j}{\gamma_э H_к}(U_э + \rho j l), \qquad (4)$$

где $j = 4I_{св}/(\pi d^2)$ — плотность сварочного тока, А/мм^2; $\rho = 75 \cdot 10^{-6}$ Ом · мм — удельное сопротивление электрода; $l = 10d_э$ — вылет электродной проволоки; $U_э = 5{,}79$ В — эффективное падение напряжения в приэлектродной области (зависит от полярности тока); $H_к = 1900$ Дж/г — удельное теплосодержание металла электродной капли; $\gamma = 7{,}8 \cdot 10^{-3}$ г/мм^3 — плотность электродного металла.

Площадь сечения наплавленного валика, имеющая форму полуэллипса, рассчитывается по формуле:

Таблица 1

Тип соединения	Параметр сварного соединения (шва), мм	
	h	b
С2	s	$0{,}3s$
С4	s	$0{,}25s$
С5	s	$0{,}25s$
С7	$0{,}65s$	$0{,}17s$

Таблица 2

Тип соединения	$F_п$
С2	$\left[\frac{\pi}{4}(5 + 0{,}8s) - 0{,}3s\right]s$
С4	$\left[\frac{\pi}{4}(5 + 0{,}8s) - 0{,}25s\right]s$
С5	$\left[\frac{\pi}{4}(5 + 0{,}8s) - 0{,}25s\right]s$
С7	$\left[\frac{\pi}{4}(6 + 0{,}8s) - 0{,}17s\right]0{,}65s$

$$F_{в} = \frac{\pi}{4} eg. \quad (5)$$

Подставив уравнение (4) в уравнение (2), получим площадь сечения наплавленной части:

$$F_{н} = \frac{I_{св}(1-\psi)}{v_{св}\gamma H_{к}}\left(U_{э} + I_{св}\frac{\rho l}{F_{э}}\right). \quad (6)$$

Суммируя площади $F_{н}$ (6) и $F_{в}$ (5), получим площадь сечения сварного шва и уравнение сварочного тока $I_{св}$:

$$I_{св} = \frac{-U_{э} + \sqrt{U_{э}^2 + 4\frac{\rho l}{F_{э}}\frac{F v_{св}\gamma H_{к}}{(1-\psi)}}}{2\rho l/F}, \quad (7)$$

где $F = F_{п} + F_{в}$ — площадь расплавленной части кромок и усиления сварного шва.

Основным фактором, влияющим на глубину проплавления, является сварочный ток, с увеличением которого интенсивно увеличивается глубина проплавления. При одном и том же сварочном токе глубина проплавления с уменьшением диаметра электродной проволоки увеличивается. Следовательно, при получении одинаковой глубины проплавления для более тонкой проволоки требуется меньший сварочный ток. То обстоятельство, что при увеличении глубины проплавления уменьшается диаметр электродной проволоки, можно объяснить увеличением плотности тока, а следовательно, и удельного давления дуги на ванну расплавленного металла. Чем выше плотность тока, тем больше глубина проплавления. Для применяемых режимов сварки с возрастанием сварочного тока ширина проплавления увеличивается. После аппроксимации параметров режимов сварки в углекислом газе [3] напряжение дуги находим из выражения

$$U_{д} = 0{,}04 I_{св} + 27 - 9\sqrt{d_{э}}. \quad (8)$$

При рекомендуемых напряжениях получаются швы правильной формы. С увеличением сварочного тока напряжение дуги возрастает. Причем каждому диаметру проволоки соответствует определенное оптимальное напряжение дуги. Увеличение напряжения дуги приводит к увеличению ширины проплавления и возрастанию разбрызгивания электродного металла, наибольшая интенсивность которого наблюдается при токах $I_{св} = 200 \div 300$ А. При напряжении на $2 \div 3$ В выше оптимального значения потери на разбрызгивание достигают 20 %.

Таблица 3

$d_{э}$, мм	Расчет			Эксперимент [5]					
	$I_{св}$, А	$U_{св}$, В	g, мм	$I_{св}$, А	$U_{св}$, В	$v_{э}$, м/ч	e, мм	h, мм	g, мм
1,6	450	33,0 33,0	2,1 2,5	435 420	32 32	435 435	11,5 11,5	4,5 5,5	2,5 3,5
2,0	456	32,7 32,8	2,2 1,3	463 467	32,5 38	236 236	13,5 16,0	5,0 8,0	2,0 1,8

Используя формулу (5) и определив площадь $F_{з}$ зазора из выражения $F_{в} = F_{н} - F_{з}$, получим уравнение для параметра усиления сварного шва:

$$g = \frac{4}{\pi e}\left(\frac{F_{э} v_{э}(1-\psi)}{v_{св}} - hb\right). \quad (9)$$

Приведенные в табл. 3 значения параметра g, рассчитанные по формуле (9), меньше предельных значений, рекомендуемых ГОСТ 14771—76.

Сопоставление расчетных параметров режимов сварки (U_{g}, $I_{св}$) по уравнениям (7), (8) и усиления g сварного шва по выражению (9) с экспериментальными данными [6] (см. табл. 3) показало их соответствие.

При исследовании размеров стыковых швов выполняли автоматическую наплавку валика в нижнем положении на пластины из стали Ст 3 размерами 400 × 200 × 10 мм со скоростью $v_{св} = 30$ м/ч. Образцы сваривали полуавтоматом А-765 в среде углекислого газа проволокой Св-08Г2С диаметрами 1,6 и 2 мм на обратной полярности тока от выпрямителя ВС-500. Режимы сварки приведены в табл. 3 [5]. Сваренные образцы разрезали поперек швов, изготовляли макрошлифы и измеряли глубину проплавления, ширину e шва и усиление g. Во всех случаях расчетные значения составили $e = 13{,}5$ мм, $h = 6{,}5$ мм.

Таким образом, предложенная методика расчета режимов сварки в углекислом газе позволяет определять сварочное напряжение U_{g} и ток $I_{св}$ с учетом удельного теплосодержания $H_{к}$ металла электродной капли, эффективного падения напряжения $U_{э}$ в приэлектродной области, теплофизических свойств электродного металла, площади сечения шва, скорости $v_{св}$ сварки и коэффициента ψ потерь. При этом данная методика позволяет находить параметры режима дуговой сварки без разделки кромок с учетом геометрических размеров швов.

Получено соотношение для усиления g стыкового шва, которое зависит от скорости $v_{св}$ сварки, скорости $v_{э}$ плавления электродной проволоки, коэффициента ψ потерь, площади поперечного сечения электродной проволоки и зазора между стыкуемыми деталями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Потапьевский А. Г.** Сварка в защитных газах плавящимся электродом. М.: Машиностроение, 1974. 240 с.
2. **ГОСТ 14771—76.** Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.
3. **Акулов А. И., Бельчук Г. А., Демянцевич В. П.** Технология и оборудование сварки плавлением. М.: Машиностроение, 1977. 432 с.
4. **Оборудование** для дуговой сварки. Л.: Энергоиздат, 1986. 656 с.
5. **Рыкалин Н. Н.** Расчеты тепловых процессов при сварке. М.: Машгиз, 1951. 296 с.
6. **Размеры** и форма швов при сварке в углекислом газе на режимах с минимальным разбрызгиванием / А. М. Попков, В. Д. Пирогова, В. М. Клящицкая и др. // Вопросы сварочного производства. Челябинск: ЧПИ, 1975. С. 149—152.

УДК 539.375.6:621.785.5

М. У. АХМЕДПАШАЕВ (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала), e-mail: dstu@dstu.ru

Влияние легирующих элементов на свойства сложнолегированных сталей до цементации, используемых в вырубных штампах

Определены оптимальные режимы термообработки сложнолегированных сталей, используемых в вырубных штампах. Методом математического планирования эксперимента установлено влияние углерода, хрома, вольфрама, молибдена, ванадия и титана на ударную вязкость и временное сопротивление при растяжении стали до цементации.

Ключевые слова: сложнолегированные стали, вырубные штампы, режим термообработки, цементация, ударная вязкость, временное сопротивление.

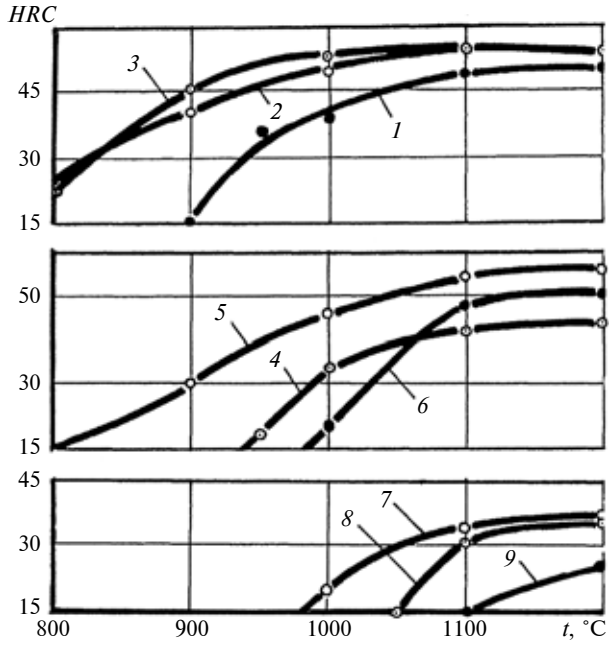
Optimal thermal treatment conditions of alloy-composite steels, assigned for use in the punching dies, are determined. Using the method of mathematical planning of the experiment, the effect of carbon, chromium, tungsten, vanadium, and titanium upon the impact elasticity and point of maximum load at stretching of steel before the cementation has been stated.

Keywords: alloy-composite steels, punching dies, thermal treatment conditions, impact elasticity, cementation, point of maximum load.

При резке (вырубке) металла возникает сложное напряженно-деформированное состояние материала — имеют место напряжения сжатия в радиальном направлении и напряжения растяжения вдоль главной оси. При внедрении режущего инструмента в заготовку давление рабочих частей инструмента распределяется неравномерно [1—4]. Эксплуатация показала, что изнашивание тяжелонагруженных режущих и ударных инструментов принципиально отличается от других видов изнашивания и зависит от ряда технологических и конструктивных факторов: хрупкое разрушение, изменение геометрических размеров инструмента; зарождение и развитие трещин вследствие термомеханической усталости.

Стойкость холодноштампового инструмента обеспечивается рациональным выбором материала рабочей части и упрочнениями. Изготовление рабочих частей вырубных штампов из высоколегированных низкоуглеродистых науглероженных сталей обусловлено необходимостью получения инструмента с прочным высокоуглеродистым поверхностным слоем при относительно мягкой и вязкой сердцевине, что обеспечивает высокие прочность и ударную вязкость инструмента.

Цель данной работы — исследование влияния легирующих элементов на основные свойства сложнолегированных сталей. Влияние легирующих элементов на свойства сталей на сегодняшний день иссле-



Зависимости изменения твердости стали от температуры закалки (*1÷9* — номера плавок в соответствии с табл. 1)

Таблица 1

Химический состав экспериментальных сталей

Номер плавки	Химический состав по массе, %						Условное обозначение
	C	Cr	Mo	Ti	W	V	
1	0,27	6,48	1,8	—	—	—	25Х6М
2	0,28	6,86	0,69	0,14	—	—	30Х7МТ
3	0,45	5,5	1,5	—	1,5	1,1	40Х5МВФ
4	0,27	13,5	2,27	—	—	0,87	25Х14М2Ф
5	0,17	12,5	1,5	0,18	0,41	—	20Х12МВТ
6	0,34	12,5	1,71	—	0,41	—	30Х12М2В
7	0,30	13,5	1,2	0,18	—	1,1	30Х14МФТ
8	0,17	7,59	1,87	0,11	—	0,66	20Х8М2ВФТ
9	0,27	9,9	1,52	0,09	0,35	0,46	25Х10МВФТ

Таблица 2

Значения критических точек для исследуемых сталей в исходном состоянии

Номер плавки	Марка стали (условная)	Критические точки, °C	
		A_{c1}	A_{c2}
1	25Х6М	740	830
2	30Х7МТ	780	900
3	40Х5МВФ	730	820
4	25Х14М2Ф	1050	—
5	20Х12МВТ	980	1050
6	30Х12М2В	1000	1050
7	30Х14МФТ	1080	—
8	20Х8М2ВФТ	850	1100
9	25Х10МВФТ	830	1050

Таблица 3

Режимы термической обработки исследуемых сталей до цементации

Номер плавки	Марка стали (условная)	Температура, °С	
		закалки	отпуска
1	25Х6М	950	200
2	30Х7МТ	950	То же
3	40Х5МВФ	950	»
4	25Х14М2Ф	1100	»
5	20Х12МВТ	1050	»
6	30Х12М2В	1050	»
7	30Х14МФТ	1100	»
8	20Х8М2ВФТ	950	»
9	25Х10МВФТ	1000	»

Таблица 4

Значения экспериментальных показателей механических свойств исследуемых сталей

Номер плавки	Марка стали (условная)	Временное сопротивление при растяжении, МПа	Ударная вязкость, кДж/м^2
1	25Х6М	1226	101
2	30Х7МТ	854	37,1
3	40Х5МВФ	1157	102
4	25Х14М2Ф	706	11
5	20Х12МВТ	726	17,4
6	30Х12М2В	1245	35,5
7	30Х14МФТ	539	6,1
8	20Х8М2ВФТ	1069	39,2
9	25Х10МВФТ	946	42,1
Для сравнения	20Х13	647	78,4

довано недостаточно. Для решения поставленной задачи были составлены матрицы планирования экспериментов для сталей, получаемых литьем и обработкой давлением. Интервал варьирования легирующих элементов выбирали на основе публикаций и предварительных результатах исследований.

Влияние легирующих элементов на механические свойства стали определяли методом математического планирования эксперимента. Используемые методики математического планирования, их реализация, статистическая обработка полученных результатов представлены в работах [5, 6].

Оценить влияние различных факторов на свойства сталей можно с помощью математической модели, однако для получения наиболее полной информации целесообразно от лабораторных исследований перейти к промышленным испытаниям.

Так как при выплавке получить точный химический состав стали, соответствующий матрице планирования, чрезвычайно трудно, была проведена корректировка — пересчет уровней факторов и коэффициентов. Химические составы и условные обозначения выплавленных сталей представлены в табл. 1.

Для определения критических точек и выбора температуры закалки для исследуемых сталей использовали дилатометрический метод и методы пробных закалок.

Результаты исследований приведены в табл. 2 и на рисунке (*1* ÷ *9* — номера плавок, см. табл. 1), анализ которых показал, что повышение температуры t закалки приводит к увеличению твердости стали. При переходе через критическую точку происходит превращение эвтектода в аустенит. Дальнейшее нагревание сопровождается насыщением аустенита углеродом и легирующими элементами. При закалке аустенит превращается в мартенсит с тем же содержанием углерода и легирующих элементов; таким образом, твердость стали увеличивается. При температуре закалки 950 ÷ 1000 °С сравнительно высокую твердость имеют следующие некарбидизированные стали: 25Х6М, 30Х7МТ, 40Х5МВФ, 25Х10МВФ. Их твердость после закалки составляет 45 ÷ 55 *HRC*. Это связано с образованием бейнито-мартенситной структуры, что подтверждает металлографический анализ. Стали 20Х12МВ, 30Х12М2В, 25Х14М2Ф, 30Х14МФТ обладают низкой твердостью (15 ÷ 20 *HRC*) при той же температуре закалки. В их структуре преобладают легированный феррит и остаточный аустенит.

Таблица 5

Результаты статистической обработки экспериментальных данных

Показатель	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	Sy_i	Δb_i	f_1	f_2	$F^{расч}_{f_2;f_2}$	$F^{табл}_{0,05;f_2;f_1}$
Ударная вязкость, кДж/м^2	Без корректировки коэффициентов $Y_3 = 43{,}71 - 26{,}2X_2 - 13X_3 - 18{,}7X_6$												
	43,7	1,5	−26,2	−13	4,9	−4,1	−18,7	±12,3	±8	2	4	1,4	19,25
	С корректировкой коэффициентов $Y_3 = 43{,}7 + 13{,}3X_1 - 31{,}1X_2 - 10{,}1X_3 - 15{,}6X_6$												
	43,7	13,3	−31,1	−10,1	−3,4	3,1	−15,6	±12,3	±8	2	3	11,5	19,16
Временное сопротивление при растяжении, МПа	Без корректировки коэффициентов $Y_4 = 940 - 137X_2 + 109X_4 - 72X_5 - 143X_6$												
	940	8	−137	23	109	−72	−143	±102	±67	2	3	5,7	19,16
	С корректировкой коэффициентов $Y_4 = 940 + 105X_1 - 185X_2 + 108X_4 - 72X_5 - 196X_6$												
	940	105	−185	17	108	−74	−196	±102	±67	2	2	15,8	19,00

УДК 539.214

П. В. МАНАХОВ, О. Б. ФЕДОСЕЕВ, д-р техн. наук (Тольяттинский ГУ)

Аппроксимация кривых упрочнения стали 08Х22Н6Т и стали 20 параболическими функциями

Представлен способ аппроксимации кривых упрочнения параболическими функциями при различных температурно-скоростных условиях деформации. Определены коэффициенты аппроксимирующих функций для стали 08Х22Н6Т и стали 20.

Ключевые слова: аппроксимация, кривые упрочнения, пластическая деформация, метод наименьших квадратов.

An approximation technique of hardening curves by parabolic functions at different temperature-speed deformation conditions is presented. Coefficients of approximating functions for steel 08Х22Н6Т and steel 20 grades have been determined.

Keywords: approximation, hardening curves, elastic deformation, least-squares method.

Одно из уравнений, описывающих процесс пластического деформирования, представляет собой зависимость напряжения от температурно-скоростных показателей [1, 2]:

$$\sigma = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T), \qquad (1)$$

где ε — пластическая деформация; $\dot{\varepsilon}$ — скорость деформации; T — температура.

Уравнение (1) называется функцией упрочнения, получается аппроксимацией кривых (диаграмм) деформационного упрочнения и является основой для построения моделей пластической деформации.

На рис. 1 представлены кривые деформационного упрочнения стали 08Х22Н6Т [3], аппроксимируемые параболической функцией:

$$\sigma = A\varepsilon^2 + B\varepsilon + C, \qquad (2)$$

где σ — напряжение; A, B, C — коэффициенты, зависящие от скорости $\dot{\varepsilon}$ деформации и температуры T.

Для каждой скорости деформации и температуры коэффициенты A, B, C находятся методом наименьших квадратов. В данном случае для шести значений скорости деформации и четырех значений температуры имеем 24 набора коэффициентов A, B, C.

Выполним аппроксимацию зависимости коэффициентов A, B, C от скорости $\dot{\varepsilon}$ деформации для каждой из четырех температур: 900; 1000; 1100; 1200 °С:

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 48)

Подобранные экспериментально режимы термической обработки для исследуемых сталей до цементации приведены в табл. 3, а экспериментальные данные по механическим свойствам — в табл. 4.

Результаты статистической обработки экспериментальных данных представлены в табл. 5. Здесь b_i ($i = 1 \div 6$) — коэффициенты регрессии независимых переменных: углерода (X_1), хрома (X_2), молибдена (X_3), вольфрама (X_4), ванадия (X_5) и титана (X_6) (если абсолютная величина их равна или больше доверительного интервала Δb_i, то переменные следует признать статически значимыми); Sy_i — среднеквадратичная ошибка; f_1 —степень свободы при определении дисперсии опыта S^2y_i; f_2 — степень свободы, определяемая по формуле $f_2 = N - k$, где N — число опытов; k — число оставленных коэффициентов уравнения; $F^{\text{р}}_{f_1,f_2}$ — расчетное значение F-критерия; $F^{\text{т}}_{f_1,f_2}$ — табличное значение F-критерия.

Анализ статистических данных показал, что в исследованных интервалах варьирования такие химические элементы, как хром, титан и молибден, отрицательно влияют на ударную вязкость. Остальные элементы (вольфрам, ванадий) существенного влияния не оказывают, т. е. коэффициенты b_4 и b_5 статистически незначимы. Следовательно, на прочностные характеристики сталей положительно влияют углерод и вольфрам.

Таким образом, наиболее высокими прочностными свойствами обладают стали 25Х6М, 25Х5МВФ, 30Х12М2В, что подтвердили испытания на ударную вязкость (см. табл. 4), которая для стали 20Х13 даже после отпуска при температуре 740 °С составляет 78,4 кДж/м^2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жостик Ю. В.** Исследование ударного изнашивания разделительных штампов и повышение их стойкости лазерным легированием. Дис. ... канд. техн. наук. Брянск: 1998. 18 с.
2. **Зубцов М. Е.** Листовая штамповка. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1980. 432 с.
3. **Михаленко Ф. П**. Стойкость разделительных штампов. М.: Машиностроение, 1976. 203 с.
4. **Романовский В. П**. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1979. 520 с.
5. **Адлер Ю. П., Грановский Е. В., Маркова Ю. В.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений. М.: Наука, 1976. 279 с.
6. **Новик Ф. С., Арсов Я. Б.** Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования эксперимента. М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. 304 с.

$$\left.\begin{aligned} A &= A_0 + A_1\lg(\dot{\varepsilon}); \\ B &= B_0 + B_1\lg(\dot{\varepsilon}); \\ C &= C_0 + C_1\lg(\dot{\varepsilon}), \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где A_0, A_1, B_0, B_1, C_0, C_1 — коэффициенты, зависящие от температуры T.

Для каждого значения коэффициентов A, B, C при каждой температуре T методом наименьших квадратов рассчитываются по два коэффициента — всего 24 коэффициента. Таким образом, устанавливается зависимость коэффициентов A, B, C от скорости $\dot{\varepsilon}$ деформации.

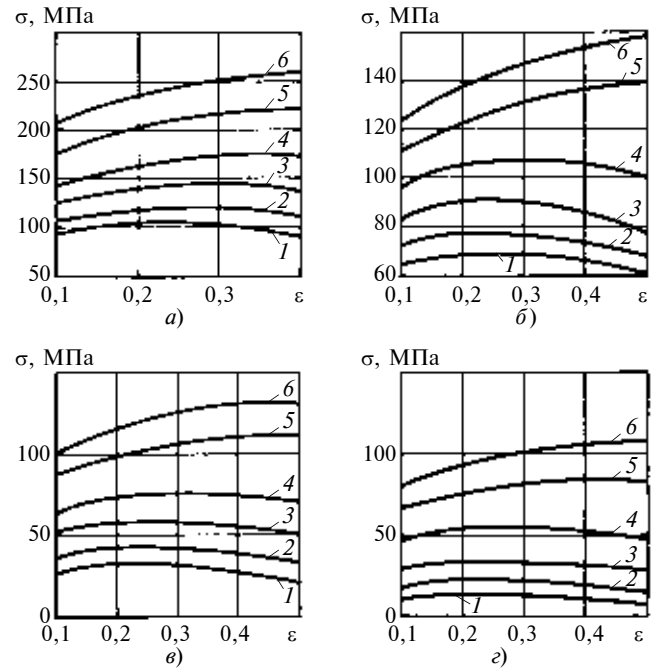


Рис. 1. Кривые деформационного упрочнения стали 8Х22Н6Т [3]:
а — T = 900 °С; *б* — T = 1000 °С; *в* — T = 1100 °С; *г* — T = 1200 °С; *1* — $\dot{\varepsilon}$ = 0,01 с$^{-1}$; *2* — $\dot{\varepsilon}$ = 0,5 с$^{-1}$; *3* — $\dot{\varepsilon}$ = 1 с$^{-1}$; *4* — $\dot{\varepsilon}$ = 10 с$^{-1}$; *5* — $\dot{\varepsilon}$ = 50 с$^{-1}$; *6* — $\dot{\varepsilon}$ = 100 с$^{-1}$

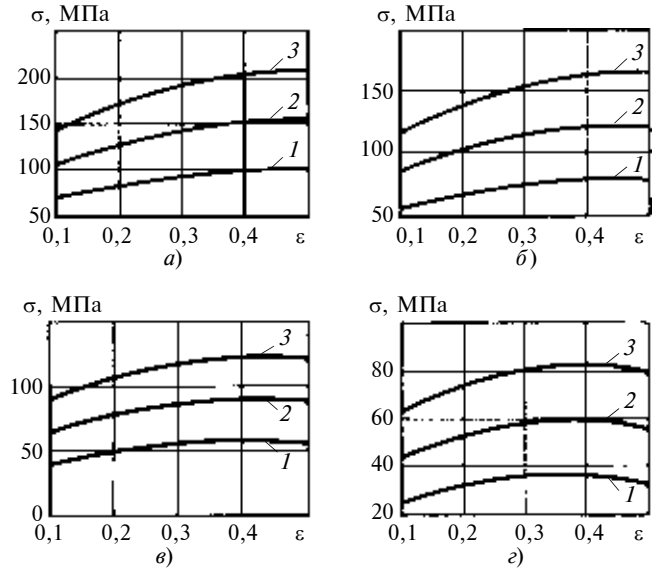


Рис. 2. Аппроксимация кривых деформационного упрочнения стали 20:
а — T = 900 °С; *б* — T = 1000 °С; *в* — T = 1100 °С; *г* — T = 1200 °С; *1* — $\dot{\varepsilon}$ = 0,5 с$^{-1}$; *2* — $\dot{\varepsilon}$ = 5 с$^{-1}$; *3* — $\dot{\varepsilon}$ = 50 с$^{-1}$

Следующий шаг — аппроксимация зависимости коэффициентов A_0, A_1, B_0, B_1, C_0, C_1 от гомологической температуры T_h линейными функциями:

$$\left.\begin{aligned} A_0 &= A_{00} + A_{01}T_h; \\ A_1 &= A_{10} + A_{11}T_h; \\ B_0 &= B_{00} + B_{01}T_h; \\ B_1 &= B_{10} + B_{11}T_h; \\ C_0 &= C_{00} + C_{01}T_h; \\ C_1 &= C_{10} + C_{11}T_h, \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где A_{00}, A_{01}, A_{10}, A_{11}, B_{00}, B_{01}, B_{10}, B_{11}, C_{00}, C_{01}, C_{10}, C_{11} — постоянные.

Таким образом, устанавливается зависимость коэффициентов A_0, A_1, B_0, B_1, C_0, C_1 от гомологической температуры T_h, получаем значения постоянных: $A_0 = -1498{,}92$; $A_{01} = 1823{,}98$; $A_{10} = 96{,}20$; $A_{11} = -146{,}91$; $B_{00} = 917{,}03$; $B_{01} = -1107{,}30$; $B_{10} = 70{,}61$; $B_{11} = -58{,}29$; $C_{00} = 332{,}91$; $C_{01} = -396{,}28$; $C_{10} = 37{,}54$; $C_{11} = -31{,}06$. Подставив эти значения в формулу (4), с учетом формул (2) и (3) получим функцию деформационного упрочнения для стали 08Х22Н6Т:

$$\sigma = [-1498{,}92 + 1823{,}98T_h + (96{,}20 + (-146{,}91)T_h)\lg(\dot{\varepsilon})]\varepsilon^2 + [917{,}03 + (-1107{,}30)T_h + (70{,}61 + (-58{,}29)T_h)\lg(\dot{\varepsilon})]\varepsilon + [332{,}91 + (-396{,}28)T_h + (37{,}54 + (-31{,}06)T_h)\lg(\dot{\varepsilon})]. \qquad (5)$$

Аналогично получим зависимость пределов текучести от деформации при различных температурно-скоростных условиях для стали 20:

$$\sigma = [-332{,}57 + 179{,}36T_h + (-288{,}93 + 346{,}28T_h)\lg(\dot{\varepsilon})]\varepsilon^2 + [482{,}87 + (-441{,}10)T_h + (307{,}61 + (-365{,}51)T_h)\lg(\dot{\varepsilon})]\varepsilon + [186{,}43 + (-216{,}21)T_h + (60{,}85 + (-56{,}17)T_h)\lg(\dot{\varepsilon})]. \qquad (6)$$

В данном случае для трех значений скоростей деформаций и четырех значений температур имеем 12 наборов коэффициентов A, B, C.

На рис. 2 приведены кривые упрочнения стали 20, полученные по выражению (6). На рис. 3 представлены графики погрешностей аппроксимации для стали 20. Среднеквадратичная погрешность составляет 41,38 МПа.

Таким образом, выведены формулы (5) и (6), аппроксимирующие графики деформационного упрочнения стали 08Х22Н6Т и стали 20. Данные аналитические зависимости используют для вычисления пластических деформаций при заданных скоростях деформации и температуры методом конечных элементов.

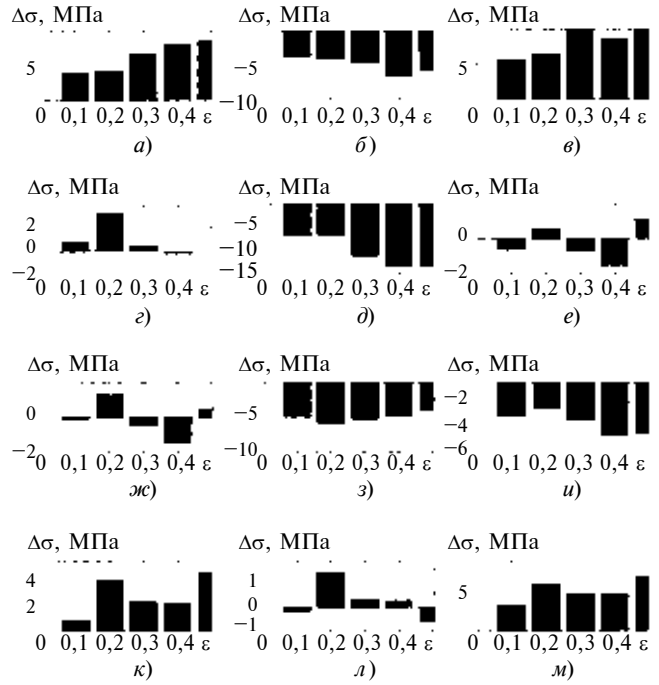


Рис. 3. Погрешности аппроксимации для стали 20:
а, *б*, *в* — $T = 900$ °С, $\dot{\varepsilon}$ соответственно 0,5; 5; 50; *г*, *д*, *е* — $T = 1000$ °С, $\dot{\varepsilon}$ соответственно 0,5; 5; 50; ж,з, и — $T = 1100$ °С, $\dot{\varepsilon}$ соответственно 0,5; 5; 50; к, л, м — $T = 1200$ °С, $\dot{\varepsilon}$ соответственно 0,5; 5; 50

Преимуществом аппроксимации кривых упрочнения функциями данного вида является возможность получения зависимостей предела текучести от накопленных пластических деформаций для широких диапазонов температур и скоростей деформаций практически любых металлов и сплавов, для которых получены кривые упрочнения. Кроме того, вычисления пластических деформаций при решении системы нелинейных уравнений [1, 2] будут более устойчивыми, если использовать квадратичные функции по сравнению с показательными, которыми в основном аппроксимируют кривые упрочнения металлов и сплавов [3, 4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Манахов П. В., Федосеев О. Б.** Об альтернативном методе вычисления накопленной пластической деформации в пластических задачах с использованием метода конечных элементов // Изв. вузов. Сер. "Машиностроение". 2007. № 7. С. 16—22.

2. **Манахов П. В., Федосеев О. Б**. Альтернативный подход к решению задач теории пластичности на примере упругопластического сжатия тела прямоугольного сечения // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 25—27.

3. **Полухин П. И., Гун Г. Я., Галкин А. М**. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1983. 352 с.

4. **Зайков М. А**. Режимы деформации и усилия при горячей прокатке. Свердловск: Металлургиздат, 1960. 302 с.

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

(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.822

А. Ю. КОРНЕЕВ, канд. техн. наук, М. М. ЯРОСЛАВЦЕВ (ОрелГТУ)

Динамические характеристики конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения

Предложены расчетные соотношения для определения динамических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения в условиях переменных теплофизических свойств и двухфазного состояния смазочного материала: коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя.

Ключевые слов: гидродинамические опоры, конический многоклиновой подшипник, динамические характеристики, устойчивость, коэффициенты жесткости и демпфирования.

Calculated relations for determining of dynamic characteristics of conical multiple-wedge hydrodynamic supports of liquid friction in the conditions of variable thermal-physical properties and two-phase state of the lubricant, stiffness ratios, and damping of lubricant layer are proposed.

Keywords: hydrodynamic supports, conical multiple-wedge bearing, dynamic characteristics, steadiness, stiffness and damping ratios.

Использование опор жидкостного трения в конструкциях роторно-опорных систем высокоскоростных турбомашин является достаточно распространенной практикой. В этом случае традиционная компоновка подвеса включает в себя опорный и упорный (подпятник) подшипники для компенсации соответственно радиальной и осевой составляющих внешней нагрузки. Тенденция к уменьше-

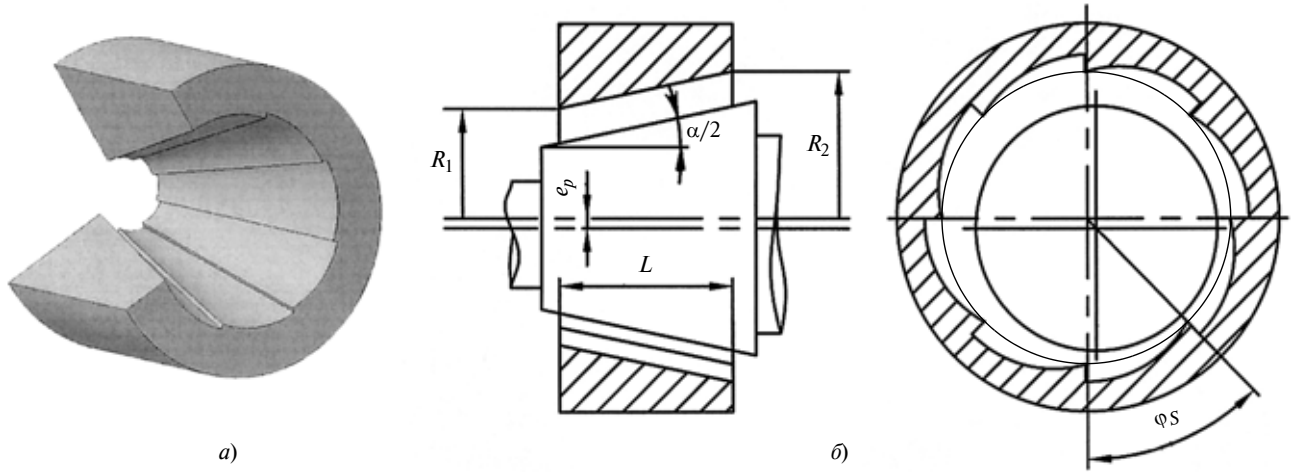


Рис. 1. Конический МГДП:
а — 3*D*-модель; *б* — расчетная схема

нию габаритных размеров и массы машин при увеличении вращения их роторов приводит к целесообразности применения конических опор жидкостного трения, способных одновременно воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку [1, 2]. Однако одним из недостатков классических гидродинамических опор является ограниченная виброустойчивость. Замена гладкой поверхности многоклиновой позволяет существенно изменить характеристики опоры: снижается несущая способность, но при этом возрастает устойчивость движения вала благодаря возникновению дополнительных гидродинамических клиньев в ненагруженной зоне. При правильно подобранных давлении подачи смазочного материала и геометрических характеристиках многоклиновые подшипники (рис. 1) способны почти полностью подавлять вихревые явления и биение роторов высокоскоростных турбомашин [2—5].

Таким образом, одной из основных задач проектирования и расчета конических многоклиновых опор становится обеспечение устойчивого движения ротора [1, 2, 6, 7]. Решение этой задачи связано с необходимостью определения динамических коэффициентов смазочного слоя, характеризующих его упругие и демпфирующие свойства [1, 2, 7]. Кроме того, знание критических скоростей, определяемых с помощью коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя, позволяет избежать повышенных амплитуд колебаний ротора на резонансных режимах работы турбомашины.

Динамические характеристики определяются путем представления гидродинамических сил смазочного слоя в виде линейных функций перемещений и скоростей центра цапфы [1, 2]. Это справедливо для малых по сравнению с величиной зазора h_0 эксцентриситетов e цапфы, когда наблюдается линейность характеристики "несущая способность — перемещение", например при анализе динамического поведения быстроходных турбомашин и агрегатов, для роторов которых относительный эксцентриситет не превышает, как правило, величины $\bar{e} = e/h_0 \leqslant 0{,}3$ [1, 2, 6, 7]. Согласно принятому подходу к линеаризации гидродинамических реакций [1, 2], динамическая модель роторно-опорного узла на конических опорах жидкостного трения представляется в виде ротора, опирающегося на систему пружин и демпферов (рис. 2, *а*). Угловые перемещения ротора при этом не рассматриваются, но могут учитываться введением дополнительных угловых жесткостей.

В работах [1, 2] отмечается, что положение равновесия сбалансированного ротора на конических подшипниках жидкостного трения при статическом нагружении определяется поверхностью подвижного равновесия (рис. 2, *б*), конкретный вид которой зависит от геометрических и рабочих параметров подшипника, смазочного материала и т. п. Каждой точке статического равновесия этой поверхности будет соответствовать определенное сочетание величин осевой и радиальной нагрузок и частоты вращения. При этом внешняя нагрузка уравновешивается реакциями смазочного слоя (R_{X_0}, R_{Y_0}, R_{Z_0}; индекс "0" указывает на стационарное положение). Силы реакции R_X, R_Y и R_Z являются функциями координат X, Y, Z и мгновенных скоростей $\dot{X}$, $\dot{Y}$ и $\dot{Z}$ центра цапфы [1, 2, 6, 7]. Следовательно, при малых амплитудах движения ΔX, ΔY и ΔZ, измеряемых от положения статического равновесия (X_0; Y_0; Z_0), на опорную поверхность ротора будут действовать дополнительные гидродинамические реакции, являющиеся функциями перемещений и скоростей центра цапфы: $\Delta R_{X\{Y,\,Z\}} = \Delta R_{X\{Y,\,Z\}}(X,\ Y,\ Z,\ \dot{X},\ \dot{Y},\ \dot{Z})$. После небольших преобразований дополнительные реакции ΔR_X, ΔR_Y и ΔR_Z можно представить в виде:

$$\begin{bmatrix}\Delta R_X\\ \Delta R_Y\\ \Delta R_Z\end{bmatrix} = -K\begin{bmatrix}\Delta X\\ \Delta Y\\ \Delta Z\end{bmatrix} - B\begin{bmatrix}\Delta\dot{X}\\ \Delta\dot{Y}\\ \Delta\dot{Z}\end{bmatrix}, \qquad (1)$$

где $K = \begin{bmatrix}K_{XX}\ K_{XY}\ K_{XZ}\\ K_{YX}\ K_{YY}\ K_{YZ}\\ K_{ZX}\ K_{ZY}\ K_{ZZ}\end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix}B_{XX}\ B_{XY}\ B_{XZ}\\ B_{YX}\ B_{YY}\ B_{YZ}\\ B_{ZX}\ B_{ZY}\ B_{ZZ}\end{bmatrix}$ — матрицы, характеризующие упругие и демпфирующие свойства смазочного слоя соответственно.

Отрицательные знаки в выражении (1) показывают, что дополнительные силы противоположны по направлению перемещениям и скоростям, их вызвавшим. Элементы матриц K и B — коэффициенты K_{XX}, K_{XY}, ..., B_{XX}, B_{XY}, ... — частные производные, рассчитываемые в положении равновесия:

$$K_{IJ} = -\left(\frac{\partial R_I}{\partial J}\right)_0;\ B_{IJ} = -\left(\frac{\partial R_I}{\partial \dot{J}}\right)_0; \qquad (2)$$
$$I,\ J = X,\ Y,\ Z.$$

Исследование динамических характеристик радиальных подшипников жидкостного трения [6, 7] позволяет предположить, что соответствующие закономерности справедливы и для конических опор скольжения. Соответственно, методика расчета исследуемых коэффициентов конических многоклиновых гидродинамических подшипников (МГДП) аналогична методике расчета динамических характеристик конических гладких опор скольжения, которая более подробно рассмотрена в работах [1, 2].

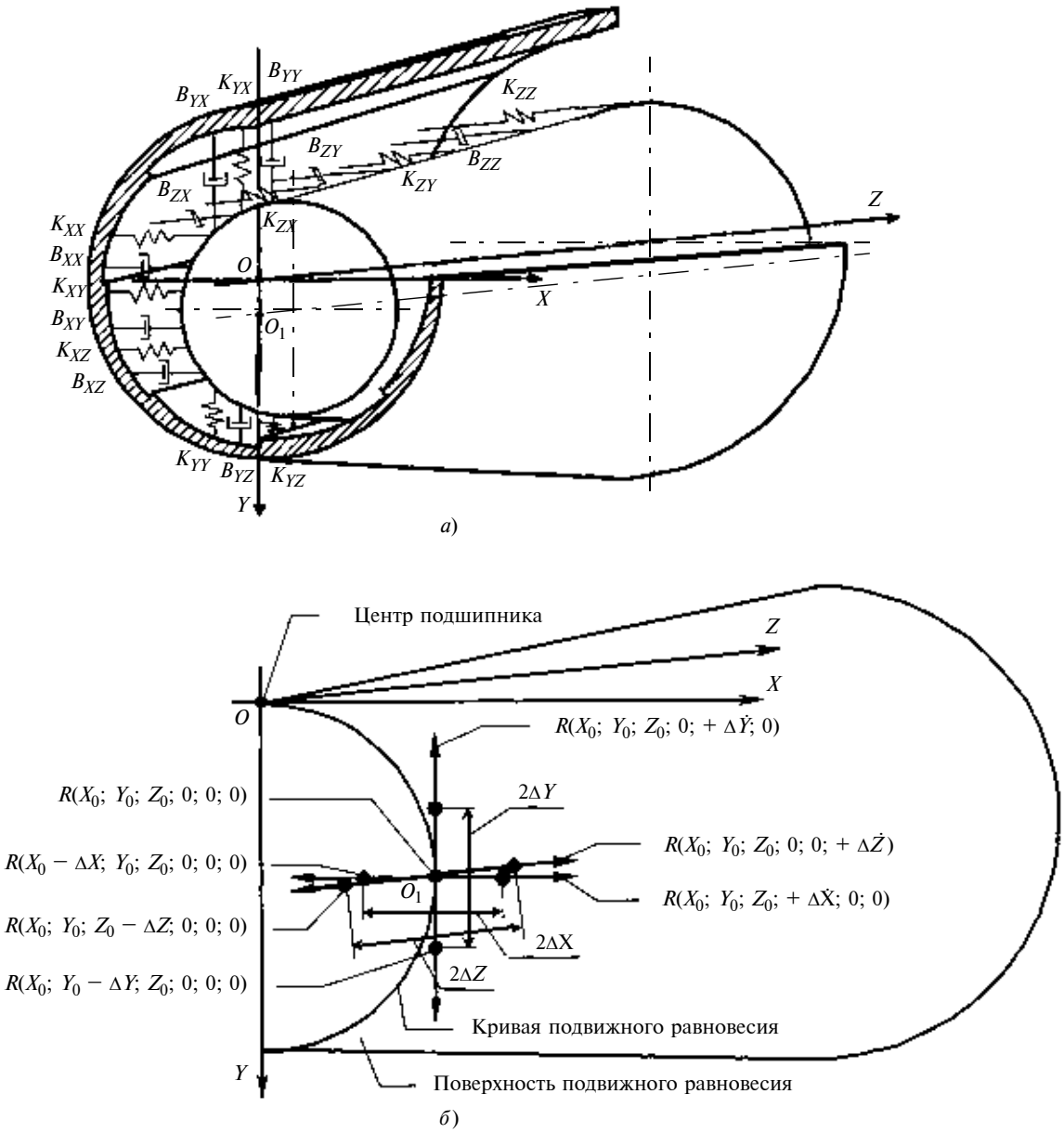


Рис. 2. Динамическая модель роторно-опорного узла на коническом МГДП (*а*) и схема определения динамических коэффициентов (*б*)

Схема определения динамических коэффициентов конических подшипников представлена на рис. 2, *б*. Коэффициенты рассчитываются по соотношениям (2), где производные от реакций смазочного слоя по кинематическим параметрам в окрестности положения равновесия заменены разностными аналогами. Например, расчетные соотношения для коэффициентов жесткости K_{XY} и демпфирования B_{XZ} имеют вид (в дальнейшем, размерные коэффициенты обозначаются как жесткость и демпфирование, а обезразмеренные — как коэффициенты жесткости и демпфирования):

$$K_{XY} = -\frac{R_X(X_0;\ Y_0+\Delta Y;\ Z_0;\ 0;\ 0;\ 0) - R_X(X_0;\ Y_0-\Delta Y;\ Z_0;\ 0;\ 0;\ 0)}{2\Delta Y};$$

$$B_{YZ} = -\frac{R_Y(X_0;\ Y_0;\ Z_0;\ 0;\ 0;\ +\Delta\dot{Z}) - R_Y(X_0;\ Y_0;\ Z_0;\ 0;\ 0;\ -\Delta\dot{Z})}{2\Delta\dot{Z}}.$$

Аналогичные соотношения могут быть получены и для остальных динамических коэффициентов. Связь между размерными и безразмерными коэффициентами жесткости и демпфирования определяется соотношениями [1, 2]:

$$K = \bar{K}\frac{p_0 r_0^2}{h_0};\quad B = \bar{B}\frac{p_o r_0^2}{\omega_0 h_0},$$

где p_0 — давление подачи смазочного материала; $r_0 = R_2/\sin(\alpha/2)$ — осевая координата по опорной поверхности подшипника; R_2 — максимальный радиус опорной поверхности подшипника; α — угол конусности; h_0 — средний радиальный зазор; ω_0 — угловая скорость ротора.

Задача устойчивости движения ротора на конических подшипниках жидкостного трения может быть решена только после определения динамических коэффициентов смазочного слоя. Для этого записываются уравнения движения симметричного неуравновешенного (Δ — дисбаланс; m — масса, приходящаяся на одну опору) жесткого ротора, опирающегося на два одинаковых конических МГДП [1, 2]:

$$\left.\begin{aligned} m\ddot{X} &= R_X + m\Delta\omega^2\sin\omega t;\\ m\ddot{Y} &= R_Y + m\Delta\omega^2\cos\omega t + mg;\\ m\ddot{Z} &= R_Z. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Для анализа устойчивости ротора необходимо получить уравнения его возмущенного движения в окрестности положения равновесия [1, 2]. Обезразмеривание и дальнейшее преобразование системы (3) уравнений движения ротора приводит к характеристическому уравнению:

$$a_0\lambda^6 + a_1\lambda^5 + a_2\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_4\lambda^2 + a_5\lambda + a_6 = 0, \quad (4)$$

где λ — комплексное число, действительная часть которого характеризует демпфирующие свойства (степень затухания), а мнимая — частоту колебаний; a_n — коэффициенты характеристического уравнения, определяемые коэффициентами жесткости и демпфирования, а последние, в свою очередь, — геометрическими и рабочими параметрами конических опор:

$$\bar{K}_{IJ},\ \bar{B}_{IJ} = f(R_1,\ R_2,\ L,\ \alpha,\ \omega,\ p_0,\ T_0,\ \mu,\ \rho \text{ и т. д.}).$$

Для мало- и средненагруженных роторов быстроходных турбомашин динамические коэффициенты смазочного слоя в диапазоне относительных эксцентриситетов (до $\bar{e} = 0{,}3$) могут быть приняты при концентричном положении ротора в подшипнике (при $\bar{e} = 0$), что приводит к равенству прямых коэффициентов жесткости и демпфирования в плоскости XOY, а также перекрестных коэффициентов жесткости и демпфирования во всех остальных плоскостях соответственно [1, 2, 6, 7]:

$$\bar{K}_{XX} = \bar{K}_{YY} = \bar{K}_0;\ \bar{K}_{ZZ} = \bar{K}_{0Z};\ \bar{K}_{XY} = -\bar{K}_{YX} = \bar{K}_1;$$
$$\bar{K}_{XZ} = -\bar{K}_{ZX} = \bar{K}_2;\ \bar{K}_{YZ} = -\bar{K}_{ZY} = \bar{K}_3;$$
$$\bar{B}_{XX} = \bar{B}_{YY} = \bar{B}_0;\ \bar{B}_{ZZ} = \bar{B}_{0Z};\ \bar{B}_{XY} = -\bar{B}_{YX} = \bar{B}_1;$$
$$\bar{B}_{XZ} = -\bar{B}_{ZX} = \bar{B}_2;\ \bar{B}_{YZ} = -\bar{B}_{ZY} = \bar{B}_3.$$

Тогда при центральном положении цапфы коэффициенты a_n характеристического уравнения принимают вид (Λ — приведенная масса, характеризующая инерционные свойства: $\Lambda = mh_0\omega_0^2/p_0 r_0^2$):

$$a_0 = \Lambda^3;\ a_1 = \Lambda^2[2\bar{B}_0 + \bar{B}_{0Z}];$$

$$a_2 = \Lambda[\Lambda(2\bar{K}_0 + \bar{K}_{0Z}) + \bar{B}_0(\bar{B}_0 + 2\bar{B}_{0Z}) + \bar{B}_1^2 + \bar{B}_2^2 + \bar{B}_3^2];$$

$$a_3 = 2\Lambda[\bar{B}_0\bar{K}_0(1 + \bar{B}_{0Z}/\bar{B}_0 + \bar{K}_{0Z}/\bar{K}_0) + \bar{B}_1\bar{K}_1 + \bar{B}_2\bar{K}_2 + \bar{B}_3\bar{K}_3] + \bar{B}_{0Z}(\bar{B}_0^2 + \bar{B}_1^2) + \bar{B}_0(\bar{B}_2^2 + \bar{B}_3^2),$$

$$a_4 = \Lambda[\bar{K}_0(\bar{K}_0 + 2\bar{K}_{0Z}) + \bar{K}_1^2 + \bar{K}_2^2 + \bar{K}_3^2] + 2[\bar{B}_{0Z}(\bar{B}_0\bar{K}_0 + \bar{B}_1\bar{K}_1) + \bar{B}_0(\bar{B}_2\bar{K}_2 + \bar{B}_3\bar{K}_3)] + \bar{K}_{0Z}(\bar{B}_0^2 + \bar{B}_1^2) + \bar{K}_0(\bar{B}_2^2 + \bar{B}_3^2);$$

$$a_5 = 2[\bar{K}_{0Z}(\bar{B}_0\bar{K}_0 + \bar{B}_1\bar{K}_1) + \bar{K}_0(\bar{B}_2\bar{K}_2 + \bar{B}_3\bar{K}_3)] + \bar{B}_{0Z}(\bar{K}_0^2 + \bar{K}_1^2) + \bar{B}_0(\bar{K}_2^2 + \bar{K}_3^2);$$

$$a_6 = \bar{K}_{0Z}(\bar{K}_0^2 + \bar{K}_1^2) + \bar{K}_0(\bar{K}_2^2 + \bar{K}_3^2).$$

Для устойчивости системы необходимо и достаточно, чтобы все корни уравнения (4) имели отрицательную действительную часть. Задачу устойчивости можно решить двумя способами: а) применением критериев устойчивости (Рауса—Гурвица, Найквиста, Михайлова и др.), когда заданы все параметры и определяется, устойчиво ли данное состояние системы; б) построением областей устойчивости (метод *D*-разбиений) [1, 2, 6, 7], когда заданы некоторые параметры и определяется, при каких сочетаниях остальных параметров система устойчива.

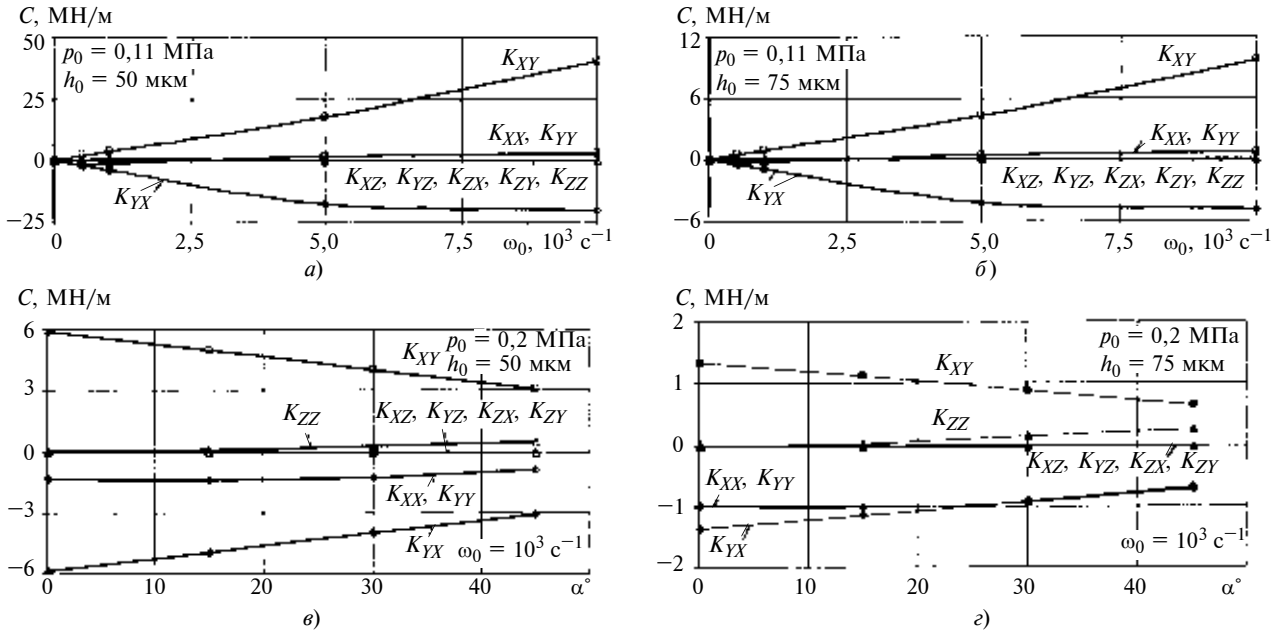


Рис. 3. Изменение коэффициентов жесткости конических МГДП

Недостатком применения критериев устойчивости является необходимость расчета определителей высокого порядка, что вызывает некоторые трудности. Кроме того, с помощью критерия можно выяснить только, устойчива система или нет, но при этом он не дает ответа на вопрос, как изменить параметры системы, чтобы сделать ее устойчивой.

Метод *D*-разбиений основан на том, что при потере устойчивости корни уравнения (4) пересекают мнимую ось. В этом случае действительная часть $s = 0$ и корни имеют вид: $\lambda = \gamma i$, где $\gamma = p/\omega_0$ — относительная частота; p — частота автоколебаний на границе устойчивости.

Подставляя $\lambda = \gamma i$ в уравнение (4), получаем систему:

$$\begin{cases} -a_0\gamma^6 + a_2\gamma^4 - a_4\gamma^2 + a_6 = 0; \\ a_1\gamma^5 - a_3\gamma^3 + a_5\gamma = 0, \end{cases}$$

откуда после ряда преобразований получаем выражение для γ:

$$\gamma^2 = \frac{a_3 - \sqrt{a_3^2 - 4a_1a_5}}{2a_1} = a_*.$$

Тогда уравнение границы устойчивости будет иметь вид:

$$-a_0a_*^3 + a_2a_*^2 - a_4a_* + a_6 = 0.$$

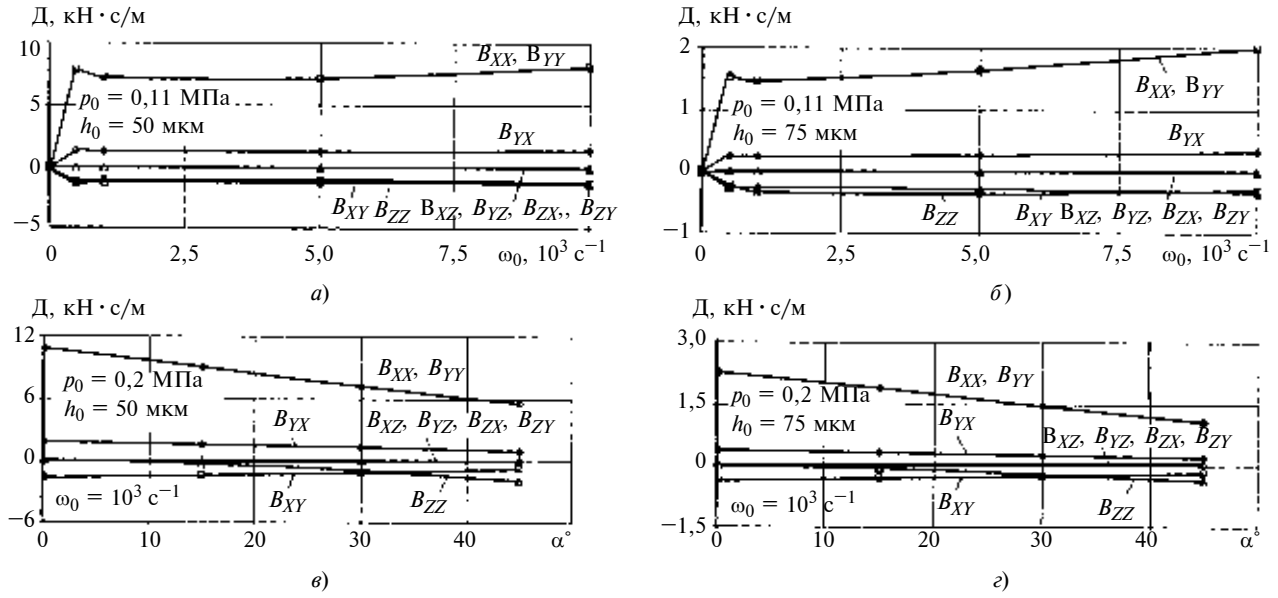


Рис. 4. Изменение коэффициентов демпфирования конических МГДП

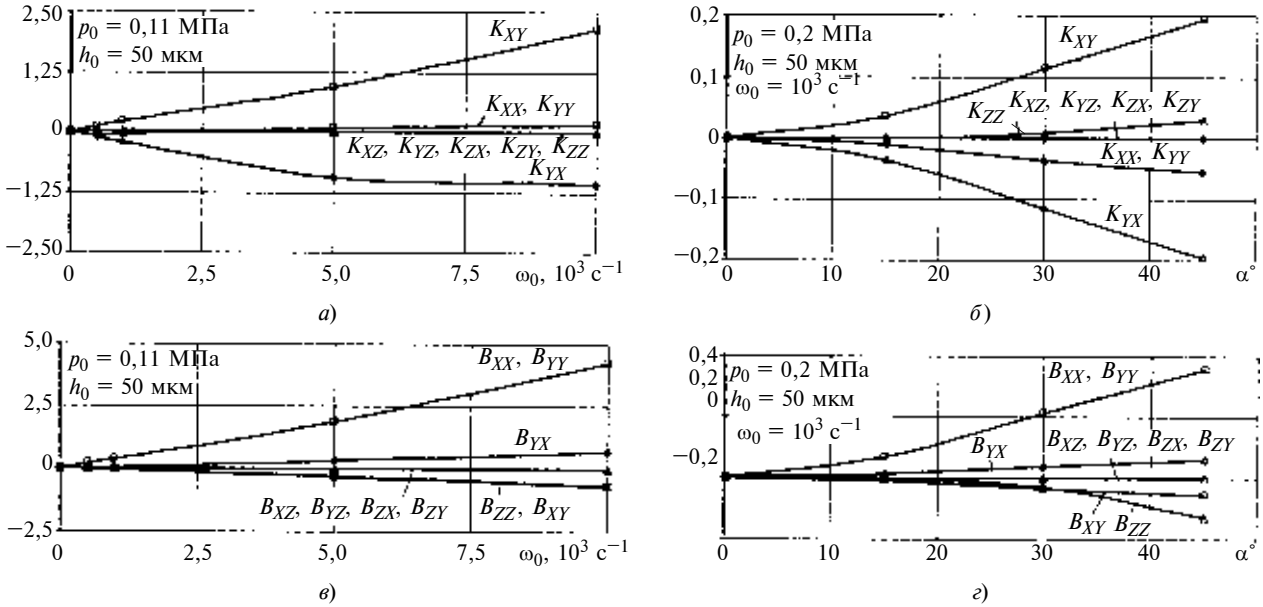


Рис. 5. Коэффициенты жесткости (*а*, *б*) и демпфирования (*в*, *г*) конических МГДП

Таким образом, знание динамических коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя позволяет, используя выражение (4), строить границы устойчивого движения ротора на конических многоклиновых опорах жидкостного трения.

Графики зависимостей динамических коэффициентов в размерной и безразмерной форме от рабочих и геометрических параметров для конических МГДП, смазываемых водой, при переменных теплофизических свойствах и двухфазном состоянии смазочного материала приведены на рис. 3—5. Подшипники имеют следующие рабочие и геометрические параметры: длина $L = 53$ мм, радиус $R_2 = 24$ мм, число клиньев $N_S = 8$; угол конусности $\alpha = 30°$, средний радиальный зазор $h_0 = 50$ и 75 мкм, давление подачи $p_0 = 0{,}11$ и 0,2 МПа; температура смазочной жидкости $T_0 = 293$ К.

Анализ полученных результатов показал зависимость динамических характеристик конического многоклинового подшипника от положения цапфы в смазочном слое (относительного радиального эксцентриситета), угловой скорости ω_0 и угла α конусности. Отмечается, что с повышением угловой скорости и давления p_0 подачи смазочного материала и уменьшением радиального зазора h_0 жесткость конических МГДП, смазываемых водой, возрастает (см. рис. 3, *а*, *б*). Влияние угловой скорости ротора на демпфирование конических МГДП, смазываемых водой, незначительно: можно отметить лишь небольшое его увеличение (см. рис. 4, *а*, *б*). Увеличение угла конусности неоднозначно влияет на жесткость и демпфирование МГДП — радиальные составляющие (коэффициенты K_{XX}, K_{YY}, K_{XY}, K_{YX} и B_{XX}, B_{YY}, B_{XY}, B_{YX}) снижаются, тогда как осевые составляющие (коэффициенты K_{ZZ} и B_{ZZ}) возрастают (см. рис. 3 и 4, *в*, *г*). Коэффициенты жесткости K и демпфирования B конических многоклиновых подшипников при увеличении угловой скорости и угла конусности также возрастают (рис. 5, *а*—*г*).

Зависимости динамических характеристик конического многоклинового подшипника жидкостного трения получены с использованием разработанного авторами программного обеспечения [8]. Предложенная методика расчета коэффициентов жесткости и демпфирования позволяет рассчитать эти параметры для конических опор различной геометрической формы при смазывании любыми рабочими телами. Полученные данные могут быть использованы при анализе устойчивости движения и расчете критических частот вращения высокоскоростных роторных систем с коническими многоклиновыми опорами жидкостного трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соломин О. В., Корнеев А. Ю.** Динамические характеристики конических опор жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 31—37.
2. **Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В.** Конические подшипники жидкостного трения: монография. М.: Машиностроение-1, 2008. 172 с.
3. **Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Ярославцев М. М.** Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 25—29.
4. **Murthy, T. S. R.** Analysis of multi-scallop self-adjusting conical hydrodynamic bearings for high precision spindles // Tribology International. 1981. V. 14. N 3. P. 147—150.
5. **Agrawal G. L.** Analysis of power-shaped multipad hydrodynamic conical gas bearings // STLE Tribology Transactions. 1993. V. 36, № 2. P. 240—248.
6. **Позняк Э. Л.** Колебания роторов // Вибрации в технике. В 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов. М.: Машиностроение, 1980. С. 130—189.
7. **Лунд.** Разработка понятия динамических коэффициентов радиальных подшипников жидкостного трения // Проблемы трения и смазки. 1987. № 1. С. 40—45.
8. **Свидетельство** об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610593. "Подшипник-Криоген" / Л. А. Савин, О. В. Соломин, А. Ю. Корнеев и др.

УДК 621.941/952.08.001.

В. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: Yurkevich1935@mail.ru

Динамические испытания фрезерного станка УФ–280

Излагается способ определения динамических показателей, заключающийся в том, что на упругую систему станка оказывается силовое воздействие от кулачка, закрепленного в шпинделе.

Ключевые слова: фрезерный станок, динамическое воздействие, траектория оси шпинделя.

Dynamic showings determination technique is presented. The essence of it is that, the force effect on the lathe's elastic system is rendered from a clutch pin, keyed in the lathe's spindle.

Keywords: milling machine, dynamic effect, spindle axis trajectory.

При фрезеровании зуб фрезы в течение одного оборота находится под воздействием стружки относительно малое время. Большую часть оборота он не участвует в процессе снятия стружки. Это позволяет зубу охладиться, что положительно сказывается на его стойкости. Для продолжения стружкообразования зуб вновь врезается в заготовку, что сопровождается ударом его режущей кромки. Ударная нагрузка приводит к снижению стойкости зуба фрезы и возникновению колебаний. После начала стружкообразования толщина срезаемой стружки увеличивается и достигает своей максимальной величины, после чего зуб выходит из заготовки.

Периодичность работы зуба фрезы приводит к возникновению переменной во времени силы резания, что сопровождается крутильными колебаниями, которые воспринимаются упругой системой станка [1, 2]. Крутильные колебания оказывают влияние на процесс резания. В связи с вышеизложенным интерес представляют измерения динамических процессов при фрезеровании. Для изучения влияния динамической силы резания на упругую систему фрезерного станка была создана экспериментальная установка на базе вертикального фрезерного станка мод. УФ-280 (рис. 1). В шпинделе станка была установлена оправка *4* с кулачком в нижней части. На основной части оборота шпинделя станка между оправкой *4* и консолью *5* сохраняется зазор. При набегании кулачка на консоль *5* развивается силовое воздействие, которое воспринимается шпинделем и столом *3* станка. Величину силового воздействия измеряли бесконтактным датчиком *6* перемещения, закрепленным на столе *3* станка. Зазор между консолью *5* и датчиком *6* превышал величину деформации консоли *5* при набегании кулачка оправки *4*. Кроме того, измеряли траекторию движения оси шпинделя. Для этого на шпинделе было установлено высокоточное кольцо *1*. Отклонение кольца от круглости не превышало 1 мкм. На станине станка был закреплен кронштейн с двумя бесконтактными датчиками *2* перемещения, чувствительные наконечники которых взаимодействовали с кольцом *1*. Угол между осями датчиков *2* равен 90°. На станине станка также закрепляли бесконтактный датчик *7* перемещения, чувствительный наконечник которого взаимодействовал с боковой поверхностью стола *3*.

В качестве бесконтактных датчиков перемещения использовали датчики серии АЕ. 50.002ПС, выпускаемые НПП "Системы безразборной диагностики". Сигналы от датчиков *2*, *6* и *7* подавались на плату ввода-вывода информации L-761 (фирмы L-Card) и далее на компьютер с процессором Intel Pentium 150 МГц с оперативной памятью SiMM 32 Мб. Для обработки экспериментальных данных использовали программу Lagrang [1]. На рис. 2, *а*, *б*, *в* приведены записи показаний датчиков *2*, *6*, *7* при частоте вращения шпинделя соответственно n = 200, 600, 1000 мин$^{-1}$. На рис. 2 приведены так-

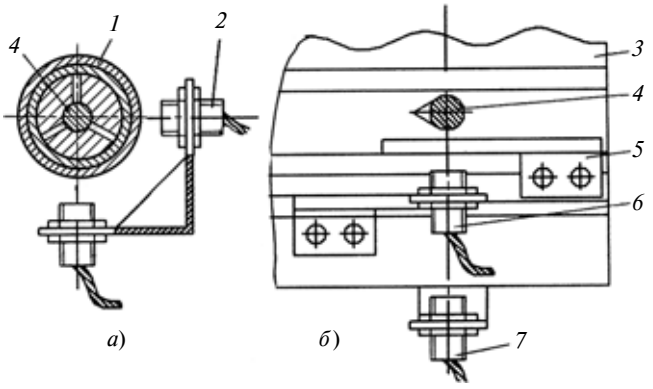


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
а — горизонтальный разрез; *б* — вид сверху

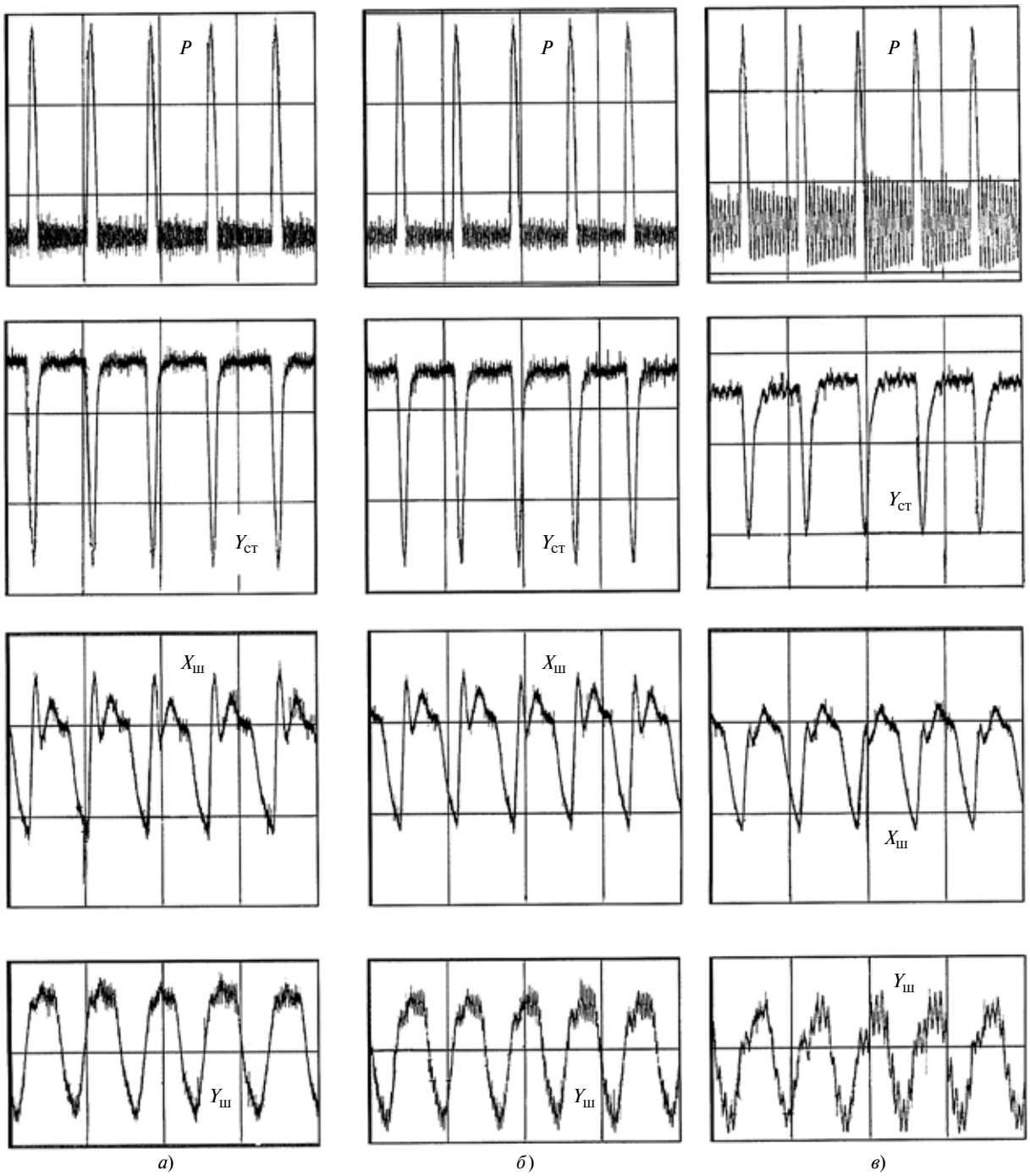


Рис. 2. Измерение колебаний при n = 200 (*а*), 600 (*б*) и 1000 мин$^{-1}$ (*в*)

же кривые $X_{ш}$ и $Y_{ш}$ перемещений оси шпинделя по осям X и Y, кривая $Y_{ст}$ перемещения стола по оси Y и кривая P — перемещения консоли *5*.

Из рассмотрения рис. 2 можно сделать следующие выводы. Деформации консоли *5* (кривая P) показывают изменение динамической силы воздействия на шпиндель станка. Максимальная амплитуда кривой показывает величину действующей силы, которая изменялась от 460 до 510 Н. Колебания резко затухали, после чего наблюдались колебания, вызванные вращением шпинделя. Кривая $Y_{ст}$ колебаний стола практически копирует кривую силы P. С увеличением частоты вращения шпинделя величина перемещения стола уменьшается на 43 %, так как динамическая податливость уменьшается при увеличении силового воздействия. Кривые $X_{ш}$ и $Y_{ш}$ перемещений оси шпинделя при изменении его частоты вращения претерпевают значительные изменения, особенно это относится к перемещению по оси Y, так как динамическая сила действует как раз в этом направлении. При частоте вращения шпинделя n = 1000 мин$^{-1}$ увеличива-

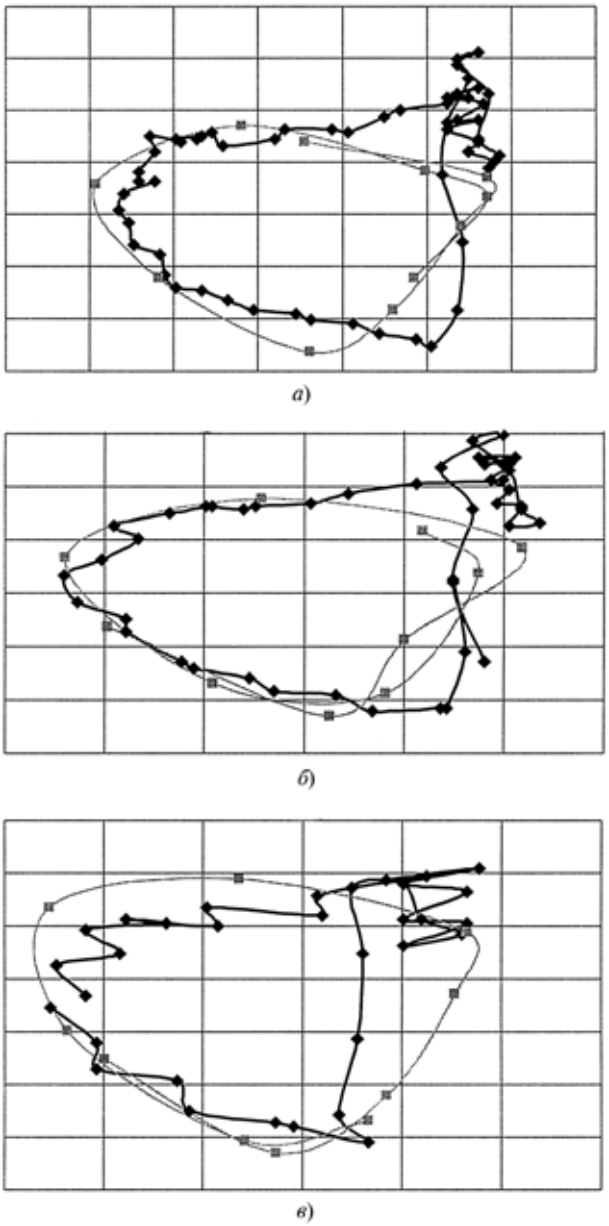


Рис. 3. Наложение траекторий при работе на холостом ходу и при динамическом воздействии при n = 200 (*а*), 600 (*б*) и 1000 мин$^{-1}$ (*в*)

ется амплитуда ее колебаний с частотой 179÷182 Гц. Эта частота наблюдается и на частотах вращения шпинделя n = 200 и 600 мин$^{-1}$.

Использование программы Lagrang позволило построить траектории оси шпинделя (рис. 3). Как видно из рис. 3, основная часть траектории при отсутствии силового воздействия практически не изменяется при изменении частоты вращения шпинделя. При силовом воздействии траектория претерпевает значительные изменения, особенно в направлении оси *Y*. Увеличение частоты вращения шпинделя приводит к явному увеличению амплитуды колебаний его оси.

При вращении без динамического воздействия траектория оси шпинделя имеет форму неправильного треугольника. Там, где нет динамического воздействия траектории с воздействием и без него довольно близки друг к другу, учитывая то, что процесс — стохастический и записи производились в разное время.

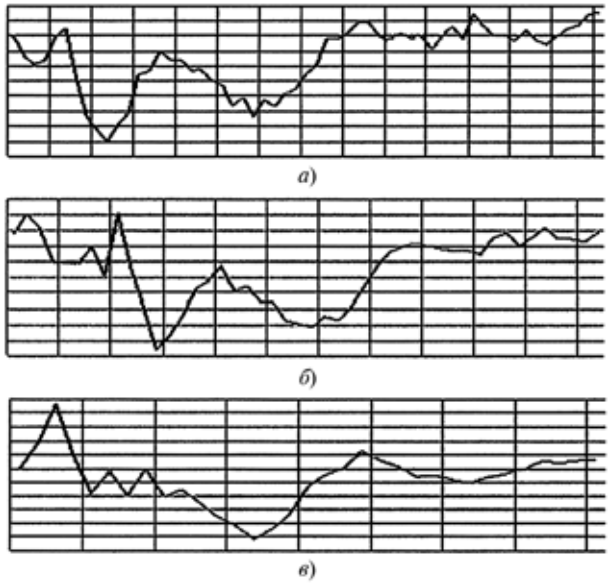


Рис. 4. Разность текущих радиусов при динамическом воздействии и без него при n = 200 (*а*), 600 (*б*) и 1000 мин$^{-1}$ (*в*)

Разработанная программа позволяет рассчитать текущий радиус для отдельных точек на траектории. Разность текущих радиусов при динамическом воздействии и без нагрузки позволяет получить действительные колебания упругой системы станка при приложении динамического возбуждения. Из рассмотрения рис. 4 можно констатировать следующее. При изменении частоты вращения шпинделя от 200 до 1000 мин$^{-1}$ изменяются как частота, так и амплитуда колебаний шпинделя. При динамическом нагружении фрезерного станка УФ-280 возникают низкочастотные вибрации, которые затухают в пределах одного оборота. При частоте вращения шпинделя n > 1000 мин$^{-1}$ эти колебания продолжают действовать в течение всего оборота. С увеличением частоты вращения шпинделя от 200 до 1000 мин$^{-1}$ амплитуда колебаний возрастает с 2 до 4 мкм, а частота с 29 до 81 Гц. Эти колебания способствуют образованию дополнительной шероховатости на обрабатываемой поверхности, снижая тем самым ее качество.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Юркевич В. В.** Динамические характеристики металлообрабатывающих станков // Техника машиностроения. 2008. № 2. С. 3—42.

2. **Юркевич В. В.** Точность фрезерной обработки // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 33—37.

УДК 621.002.3

О. Ю. ЕРЕНКОВ, д-р техн. наук, П. В. ИГУМНОВ, канд. техн. наук, В. Л. НИКИШЕЧКИН
(Тихоокеанский ГУ, Дальневосточный ГУПС, г. Хабаровск), e-mail: erenkov@list.ru

Исследование механических свойств полимерных композитных материалов

Исследованы изменения механических свойств полимерного материала в зависимости от продолжительности наносекундных электромагнитных импульсов (НЭМИ) и электромагнитного перемешивания (ЭМП) на связующее. Установлено, что совместное применение НЭМИ и ЭМП повышает качество полимерных композитных материалов, оптимальная продолжительность обработки 30 мин.

Ключевые слова: полимерные материалы, связующее, наполнитель, механические свойства, наносекундные электромагнитные импульсы, электромагнитное перемешивание.

The changes of stress-strain properties of a polymer material are investigated depending the exposure duration of nanosecond electromagnetic pulses and electromagnetic intermixing on a coupling agent. It was stated that combined use of the electromagnetic pulses and intermixing upgrades the polymer composite materials. Optimal productive time is 30 minutes.

Keywords: polymer materials, coupling agent, filling material, stress-strain properties, nanosecond electromagnetic pulses, electromagnetic intermixing.

Полимерные композитные материалы (ПКМ) широко используются в различных отраслях — авиации, ракетостроении, автомобилестроении, электротехники, электроники, строительстве, медицине, что обусловливает постоянное повышение требований к данным материалам. В настоящее время существует необходимость в обеспечении предельно возможных значений показателей, определяющих упругопрочностные, диэлектрические и трещиностойкостные свойства материалов [1], так как эффективность их применения определяется механическими свойствами [2].

В публикациях наибольшее внимание уделяется изучению адгезии между матрицей и наполнителем и взаимодействию на межфазной границе. Физико-химические процессы, протекающие при формировании структуры материала и ее изменении при эксплуатации, изучены недостаточно, хотя их влияние на свойства ПКМ очень велико. В частности, со структурными изменениями связано влияние технологии изготовления [3] на их свойства.

Наиболее эффективным, с точки зрения получения качественного конструкционного ПКМ, является метод вакуумно-компрессионной пропитки. При изготовлении деталей наиболее нагруженных узлов энергетических машин, таких как рабочие лопатки, диски и т. д., требуется соблюдать условие, обеспечивающее равнопрочность по всей структуре материала, которое не всегда выполняется при данном методе изготовления по следующим причинам: не соблюдения технологических требований; нестабильности свойств полимерных связующих.

Известно, что некоторые виды электрофизического воздействия улучшают технологические и механические свойства полимерных материалов на стадии подготовки и в процессе их изготовления. Однако из-за нестабильности свойств самих полимерных материалов отсутствуют режимы обработок и соответствующие рекомендации.

Установлено, что излучение высокой энергии приводит к химическим изменениям в ПКМ — происходит сшивание или деструкция [4, 5]. Первое характеризуется образованием химических связей между макромолекулами, диполимеризацией, газовыделением, окислительной деструкцией, образованием двойных связей. При этом наблюдается изменение как физических свойств (вязкость, снижение растворимости, светопроницаемости и электропроводности), так и механических (прочность, жесткость, деформируемость и т. д.). Результатом сшивания являются повышение твердости, прочности, модуля упругости, температуры плавления; снижение растворимости, а также относительного удлинения при разрыве. С преобладанием в материале деструктивных процессов наблюдается уменьшение модуля упругости, твердости и прочности на разрыв, снижение температуры текучести, повышение растворимости, а иногда и появление хрупкости.

Изменение свойств полимеров зависит также от вида и количества наполнителя, наличия пластификаторов, ингибиторов, антиоксидантов, различных примесей. Оказывает влияние и действие внешних электромагнитных полей, однако на сегодняшний день исследованию взаимодействия электромагнитного поля и вещества посвящена лишь работа [6].

Сравнительно недавно стало известно, что на поверхностях и границах раздела сред существуют поля поверхностных электромагнитных волн — поверхностных поляритонов (ПП), имеющих вполне определенные структурные и амплитудные характеристики. Структуры пограничного слоя запасают электромагнитную реактивную энергию в виде колебаний с соответствующими частотами. Естественно, что эти структуры обладают резонансными свойствами. Электромагнитная энергия поступает в пограничную среду и за счет внешних электромагнитных полей и внешних излучений. Поверхностные поляритоны образуют внутренние поверхностные электромагнитные поля (ПЭМП) [7].

В работах Герца, Фарадея, Максвелла, а также И. А. Ярковского, Л. Д. Ландау и Е. М. Лифшица [8], П. Н. Лебедева [9] установлено влияние пондеромоторных сил (обусловленных электродинамическими взаимодействиями переменных электрических токов в молекулах или переменных зарядов в них) на движение расплавов металлов и сплавов, определяющее кинетику их кристаллизации. Исследование влияния магнитогидродинамических сил (МГД) на изменение структуры металлов и принципиальная схема аппарата управления электромагнитным перемешиванием (ЭМП) приведены в работе [10]. Регулируемое перемешивание расплава сварочной ванны электромагнитными силами внешнего магнитного поля создает принципиально новые возможности для управления формированием и кристаллизацией сварного шва и определяемыми ими показателями качества сварных соединений.

Влияние продолжительности облучения жидкой фазы расплавов наносекундными электромагнитными импульсами (НЭМИ) на их строение, процессы кристаллизации и структурообразования, физико-механические и эксплуатационные свойства сплавов на основе меди, алюминия, магния и железа представлены в работе [11]. Рассматриваются поля с импульсной мощностью около 1 МВт и длительностью импульса 1 нс. При этом напряженность электрического поля достигает $10^5 \div 10^7$ В/м. Приведены гипотезы влияния НЭМИ на строение расплавов, фазовые и структурные превращения и свойства металлических сплавов.

Характерной особенностью наносекундных электромагнитных импульсов является их однополярность, что исключает осциллирующие колебания в излучаемом поле. Следствием этого является пространственно-временное направленное действие силы за время одного импульса, создающее условия для воздействия на структуру и управление физико-химическими свойствами вещества [4].

На основании вышеизложенного и предположения о том, что воздействие НЭМИ и ЭМП влияет на структуру расплавов, изменяя их механические свойства, исследования зависимости прочностных свойств ПКМ от параметров предварительного электрофизического воздействия на полимерное связующее являются весьма актуальной задачей.

Цель данной работы — экспериментальное исследование изменения механических свойств полимерного материала в зависимости от продолжительности совместного воздействия НЭМИ и ЭМП на связующее.

Так как исследования по совместной электрофизической обработке проводились впервые, то учитывались такие факторы, которые на основании анализа априорной информации имели значимое влияние на формирование механических свойств исходных материалов, характеристики электромагнитного поля, характеристики электромагнитных импульсов, время обработки.

При проведении экспериментов использовали следующие режимы электромагнитного воздействия:

НЭМИ: длительность импульса 1 нс; амплитуда более 8 кВ; мощность в одном импульсе более 1 МВт; частота повторения импульсов 1000 Гц;

электромагнитное поле: частота колебаний $\nu = 0{,}5$ Гц; длительности прямого импульса 0,02 с, реверса 1,8 с, обратного импульса 0,02 с; продолжительность обработки 30 мин.

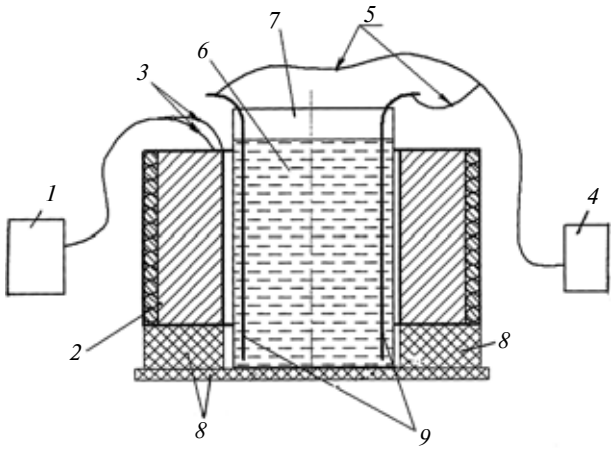


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для совместного воздействия НЭМИ и ЭМП на полимерное связующее:
1 — аппарат управления установки ЭМП; *2* — катушка индуктивности; *3* — электропитание катушки индуктивности; *4* — генератор ГНИ-01-16; *5* — электропитание электродов излучения НЭМИ; *6* — полимерное связующее; *7* — диэлектрическая емкость; *8* — диэлектрические подставки; *9* — электроды излучения

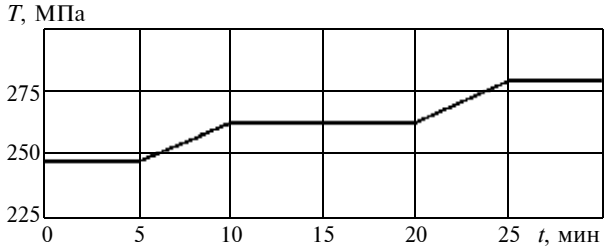


Рис. 2. Зависимость изменения твердости *T* образцов из полимерного связующего Этал Т 210 от продолжительности *t* совместного воздействия НЭМИ и ЭМП

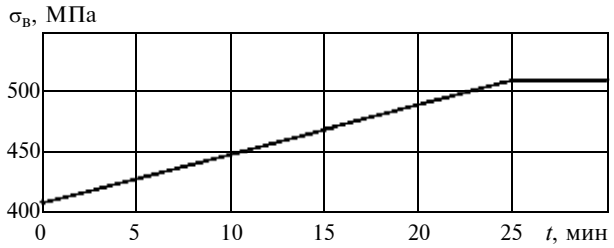


Рис. 3. Зависимость изменения предела прочности $\sigma_в$ при растяжении образцов из ПКМ Этал Т 210-Т11-ГВС9 от продолжительности *t* совместного воздействия НЭМИ и ЭМП на полимерное связующее

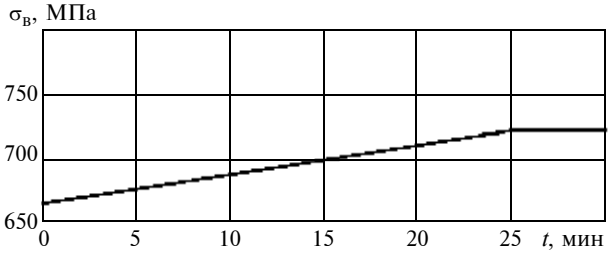


Рис. 4. Зависимость изменения предела прочности $\sigma_в$ при статическом изгибе образцов из ПКМ Этал Т 210-Т11-ГВС9 от продолжительности *t* совместного воздействия НЭМИ и

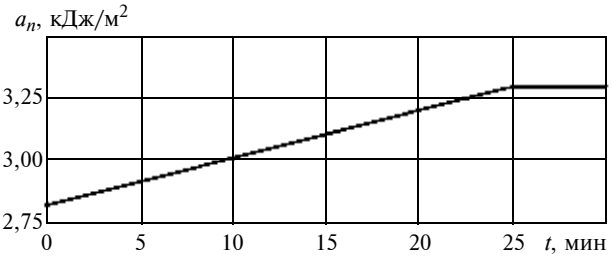


Рис. 5. Зависимость изменения ударной вязкости a_n образцов из ПКМ Этал Т 210-Т11-ГВС9 от продолжительности *t* совместного воздействия НЭМИ и ЭМП на полимерное связующее

Параметры, характеризующие механические свойства исследуемого материала, определяли на испытательных машинах УММ-20, МК-30А и ТБ 5004. Образцы изготавливали с помощью установки вакуумно-компрессионной пропитки и печи сопротивления для термообработки материала на ОАО "Дальэнергомаш". В качестве исследуемых материалов использовали полимерное связующее Этал Т 210 и ПКМ Этал Т 210-Т11-ГВС9 на его основе. В качестве источника НЭМИ применяли специальный генератор ГНИ-01-16, изготовленный в Южно-Уральском ГУ, и установку ЭМП для возбуждения пондеромоторных сил, изготовленную в ОАО "Дальэнергомаш".

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1, полученные экспериментальные данные — на рис. 2—5.

Анализ полученных данных показал, что совместная обработка НЭМИ и ЭМП полимерного связующего повышает качество ПКМ, а именно механические характеристики материала. При этом оптимальная продолжительность обработки составляет 30 мин.

Этал Т 210-Т11-ГВС9 — отвержденный реактопласт с жесткой пространственной структурой. Воздействие мощных электронных импульсов в сочетании с механическим перемешиванием путем воздействия пондеромоторных сил электромагнитного поля приводит к перестройке макромолекул, сегментов и звеньев полимерной цепи, образованию дополнительных химических связей, что, вероятно, и является причиной повышения физико-механических свойств материала.

В ОАО "Дальэнергомаш" были спроектированы центробежные нагнетатели воздуха (ЦНВ) 60/1.2,100/1.2 и 200/1.6, в которых в качестве основного материала для рабочих колес использовали ПКМ — стеклопластик. Теоретически прочностные характеристики применяемого материала удовлетворяли требованиям конструкции. ЦНВ 60/1.2,100/1.2 прошел стендовые испытания. Однако при испытаниях ЦНВ 60/1.2,100/1.6 на разгонной установке произошло разрушение колеса на рабочей частоте вращения при штатной нагрузке. Было принято решение использовать в конструкции рабочих колес ПКМ с применением термостойкого связующего Этал 50 Т 210, предварительно обработанного комбинированным воздействием НЭМИ и ЭМП продолжительностью 25 мин. Изготовленные опытные образцы успешно прошли испытания на разгонной установке с превышением центробежной нагрузки на 25 %.

Таким образом, метод воздействия наносекундными электромагнитными импульсами в комбинации с магнитогидродинамическими (пондеромоторными силами электромагнитного поля) на полимерные материалы нашел практическое применение.

Основной задачей дальнейших исследований является установление взаимосвязи между параметрами совместного электрофизического воздействия на полимерное связующее и механическими свойствами ПКМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Михайлин Ю. А.** Термоустойчивые полимеры и полимерные материалы на их основе // Полимерные материалы. 2005. № 4. 27 с.
2. **Абрамов С. К., Асотов А. И., Ефремушкин Ю. В.** Динамические механические свойства полимерных конструкционных материалов // Пластмассы. 1985. № 2.
3. **Чернин И. З., Смехов Ф. М., Жердев Ю. В.** Эпоксидные полимеры и композиции. М.: Химия, 1982. 208 с.
4. **Карташов Э. М., Цой Б., Шевелев В. В.** Структурно-статистическая кинетика разрушения полимеров. М.: Химия, 2002. 736 с.
5. **Конструкционные** полимеры / П. М. Огибалов, Н. И. Малинин, В. П. Нетребко и др. Т. 1. М.: Изд-во МГУ, 1972. 428 с.
6. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Электродинамика сплошных сред. М.: Физматгиз, 1959. 532 с.
7. **Поверхностные** поляритоны: Электромагнитные волны на поверхностях и границах раздела сред / Д. Н. Мирлин, Дж. Лагуа, Б. Фишер и др. М.: Наука, 1985. 525 с.
8. **Ольшанский А. П.** Физика: Физический мир с позиций пондеромоторных сил поверхностных электромагнитных полей. www.inauka.ru
9. **Лебедев П. Н.** Экспериментальное исследование действия пондеромоторного действия волн на резонаторы. М.: 1899. 64 с.
10. **Сварка** с электромагнитным перемешиванием / В. П. Черныш, В. Д. Кузнецов, А. Н. Брискман и др. Киев: Техника, 1983. 127 с.
11. **Влияние** облучения жидкой фазы наносекундными электромагнитными импульсами на ее строение, процессы кристаллизации, структурообразования и свойства литейных сплавов / Э. Х. Ри, Х. Ри, С. В. Дорофеев и др. Владивосток: Дальнаука, 2008. 177 с.

УДК 662.67.9

Ю. А. МИКИПОРИС, д-р техн. наук
(КГТА им. В. А. Дегтярева, г. Ковров), e-mail: karekt@kc.ru

Трибоэлектризация топлив

Предложен способ снижения дымности и токсичности отработавших газов двигателей путем трибоэлектризации топлива. Приведены результаты экспериментальных исследований.

Ключевые слова: двигатель, топливо, отработавшие газы, дымность, токсичность, трибоэлектризация.

A reduction method of exhaust opacity and toxicity of combustion engines by means of a fuel triboelectrization is proposed. Experimental results are presented.

Keywords: engine, exhaust, opacity, toxicity, triboelectrization.

Установлено, что длительное воздействие отработавших газов (ОГ) даже с незначительным содержанием вредных токсичных веществ негативно влияет на водителя автотранспортного средства, снижая его внимание и кратковременную память на символы [1]. Автомобильные двигатели являются основными источниками загрязнения окружающей среды. Так, широко используемый дизель КамАЗ-740 за час работы выбрасывает более 5 кг вредных веществ: 1,5 кг CO; 0,4 кг C_xH_x; 2,9 кг NO_x; 0,2 кг твердых частиц. В зависимости от режима работы дизеля на долю сажи приходится до 90 % от массы твердых частиц, содержащихся в ОГ. При этом сажа адсорбирует вредные вещества, которые в 30 раз токсичнее углеводородов и в 20 раз окиси углерода.

Одним из направлений повышения экономичности двигателя и снижения дымности ОГ является обеднение горючей смеси, которое оценивается таким показателем, как коэффициент α избытка воздуха. Минимально допустимое значение этого показателя 1,3, что является так называемым пределом дымления [1, 2]. Повысить коэффициент α можно путем улучшения диспергируемости впрыскиваемого в цилиндры дизельного топлива. Но при этом из-за высоких температур вне зоны горения в ОГ возрастает содержание оксидов азота, что противоречит требованиям экологической безопасности.

В работах А. Э. Малиновского, И. Асакава, Е. М. Степанова, А. У. Салимова, И. С. Ревзина и других ученых, исследовавших влияние электрических полей на горение топлива, показано, что при электрическом распылении жидкостей вследствие уменьшения коэффициента поверхностного натяжения заряженных капель улучшается дисперсность и испарение топлива. При этом наблюдается более равномерное распределение топлива в камере сгорания, что приводит к ликвидации локальных зон с низким значением α и повышенной температурой сгорания.

Существующие способы электризации топлива сложны и их реализация предполагает значительное изменение конструкции двигателя. Кроме того, использование токов высокого напряжения от внешних источников небезопасно и дорогостояще. Трибоэлектризация — безопасный, сравнительно недорогой и эффективный способ предварительной электромагнитной обработки топлива, подаваемого в цилиндры двигателя.

При электрическом распылении жидкостей вследствие уменьшения коэффициента σ поверхностного натяжения радиус заряженных капель уменьшается на величину $r_q = r - q^2/(64\varepsilon\varepsilon_0\pi^2 r^2\sigma)$ [3], где r — радиус незаряженной капли; q — заряд; ε — относительная диэлектрическая проницаемость среды; ε_0 — электрическая постоянная.

С увеличением дисперсности увеличивается суммарная поверхность капель, уменьшаются их радиусы, следовательно, увеличиваются кривизна поверхностей и испарение жидкости. С увеличением заряда повышается избыточное давление p_q внутри заряженной капли:

$$p_q = 2\sigma/r - q^2/(32\varepsilon\varepsilon_0\pi^2 r^4),$$

т. е. уменьшается давление $(2\sigma/r)$, обусловленное поверхностным натяжением капли, и снижается работа выхода испаряющихся молекул.

Средний радиус образующихся капель топлива при дроблении струи оценивается выражением:

$$r_к = Kg\sigma/\omega_в, \qquad (3)$$

где K — постоянная распылителя, м^2/Н; $\omega_в$ — скорость воздуха в цилиндре, м/с; g — ускорение свободного падения.

Условие неустойчивости капли:

$$p_в > p_л \rightarrow \rho_в\omega_в^2/2 \geqslant 2\sigma/r_к, \qquad (4)$$

где $p_л$ — лапласовское давление, обусловленное силами поверхностного натяжения; $p_в$ — давление, создаваемое аэродинамическими силами воздушного потока, деформирующих каплю; $\rho_в$ — плотность воздуха.

При трибоэлектризации топлива дробление капли будет происходить при условии:

$$p_л \leqslant p_в + p_э, \qquad (5)$$

где $p_э$ — электростатическое давление.

Таким образом, внутреннее (лапласовское) давление заряженной капли уменьшается на величину электростатического давления [4].

Цель экспериментальных исследований — подтверждение теоретических обоснований влияния трибоэлектрической обработки дизельного топлива (ГОСТ 305—82) на поверхностное натяжение в процессе его ис-

течения [2, 4, 6]. Для этого были разработаны установка (рис. 1) [5] и трибоэлектризующее устройство. В разработке методики исследований принимал участие Ю. В. Баженов.

Для определения поверхностного натяжения капель топлива использовали метод "отрыва кольца", основанный на измерении силы, необходимой для отрыва тонкого металлического кольца от поверхности исследуемой жидкости. Эту силу приравнивают к поверхностному натяжению.

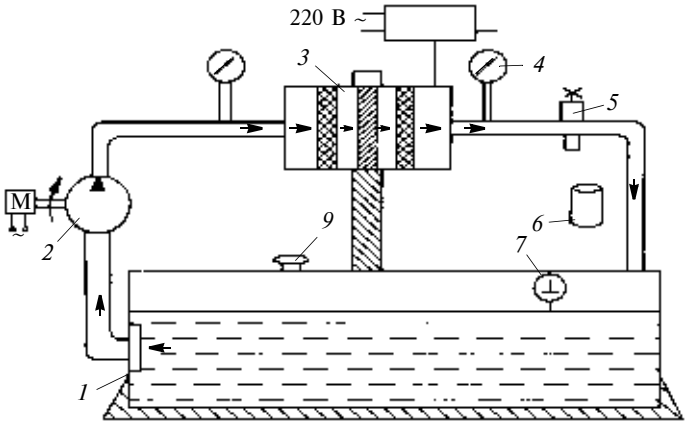


Рис. 1. Лабораторная установка:
1 — топливный бак; *2* — насос с электродвигателем; *3* — трибоэлектризующее устройство; *4* — манометры; *5* — сливной кран; *6* — емкость для отбора отработавшего топлива; *7* — термометр; *8* — вольтметр с высоким входным сопротивлением; *9* — заливная горловина

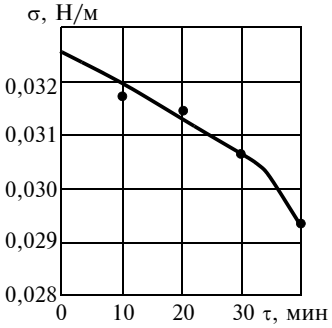


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента σ от времени τ обработки топлива

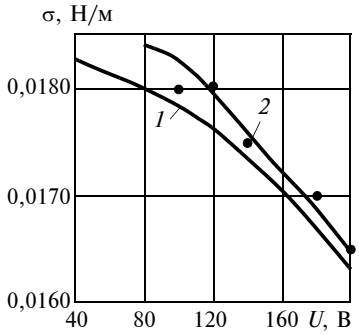


Рис. 3. Зависимости изменения коэффициента σ от подаваемого напряжения *U*:
1 — теоретическая; *2* — экспериментальная

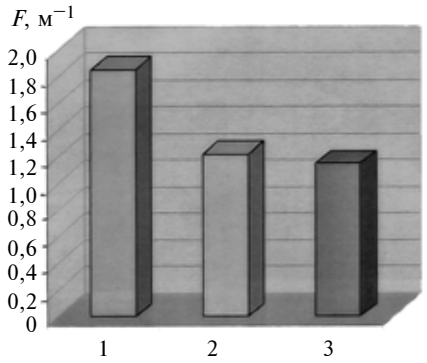


Рис. 4. Диаграмма дымности ОГ дизеля КамАЗ 740.10:
1 — без вставки; *2* — с латунной вставкой; *3* — с фторопластовой вставкой; *F* — натуральный показатель поглощения светового потока

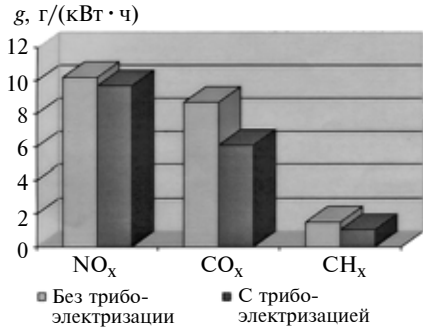


Рис. 5. Диаграмма токсичности ОГ дизеля КамАЗ 740.10:
g — удельные выбросы

Результаты испытаний, приведенные на рис. 2 и 3, подтвердили уменьшение поверхностного натяжения капель топлива в среднем на 14 %. Повышение температуры дизельного топлива от 50 до 100 °С приводит к уменьшению поверхностного натяжения на 5÷7 %. Таким образом, использование для этих целей трибоэлектризации предпочтительнее.

Расхождение теоретических и экспериментальных данных при подаваемом напряжении $U = 160 \div 200$ В составило 0,8÷1 %, при $U = 40 \div 160$ В — 4÷7 %.

На основании полученных результатов и их анализа был разработан опытный образец трибоэлектризатора топлива, представляющий собой форсунку дизеля КамАЗ-740.10, в топливную магистраль которой помещен пакет из латунных, фторопластовых и комбинированных вставок. Трибоэлектризующие вставки устанавливаются в каждую форсунку топливной системы дизеля.

Для оценки характеристик трибоэлектризующих вставок, т. е. их прочностных и эксплуатационных свойств, исследовали их напряженно-деформированные состояния с помощью программы "Solid Works — Cosmos Works". Использовали два вида материалов: фторопласт 4Ф и латунь ЛС59-1. Усилие — давление, создаваемое ТНВД, задавалось таким, чтобы сжать пружину в форсунке. Оно составило 200÷250 МПа. Установлено, что деформация отверстий и пластин из фторопласта происходит при давлении $p = 150$ МПа, а из латуни — при $p = 300$ МПа.

Стендовые моторные испытания подтвердили возможность снижения токсичности и дымности ОГ дизеля путем трибоэлектризации топлива с использованием фторопластовых и латунных пластин.

Стендовые испытания проводили на дизеле КамАЗ-740.10 согласно ГОСТ 14846—84 [7]. В состав установки входят: двигатель КамАЗ-740.10 без сцепления и коробки передач, тормозное устрой-

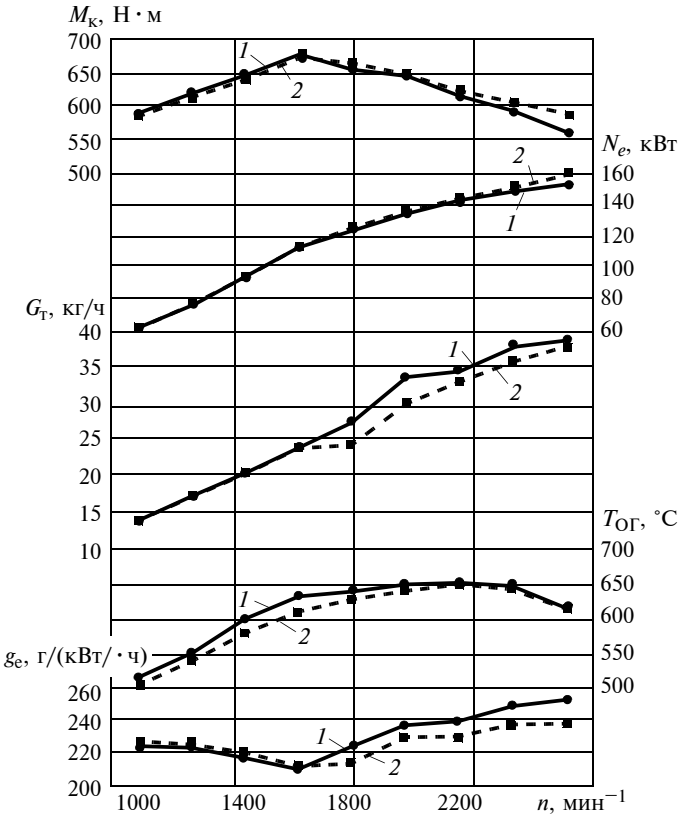


Рис. 6. Внешние скоростные характеристики дизеля КамАЗ 740.10:
1 — без трибоэлектризации; *2* — с трибоэлектризацией

ство, измерительная аппаратура. В качестве тормозного устройства использовали динамометр постоянного тока DS 1036-4IN с одним свободным концом вала.

Дымность ОГ определяли с помощью серийного дымомера МЕТА-01.МП.01 согласно ГОСТ 21393—86 и ГОСТ Р 52160—2003 в режимах максимальной частоты вращения вала двигателя и свободного ускорения.

Для оценки содержания вредных веществ в ОГ — оксидов углерода (CO) и азота (NO_x), использовали многоканальный газоанализатор MSI 5600 фирмы Drager; для определения углеводородов (CH_x) — газоанализатор HP 6890 фирмы Hewlet Packard. Определение токсичности ОГ дизеля выполняли согласно ГОСТ 41.49—2003 (Правила ЕЭК ООН № 49). Часовой расход $G_т$ топлива измеряли автоматическим расходомером с электронным управлением, погрешность измерения до 1 %. Стендовые моторные испытания подтвердили, что примене-

Таблица 1

Значения показателей дымности дизеля КамАЗ-740 на различных режимах работы

Наличие трибоэлектизатора	Автомобиль	Режимы свободного ускорения								$\Sigma F/4$	$\Sigma K_о/4$	Режим максимальной частоты вращения вала	
		1		2		3		4					
		F, м$^{-1}$	$K_о$, %	F, м$^{-1}$	$K_о$, %	F, м$^{-1}$	$K_о$, %	F, м$^{-1}$	$K_о$, %			F, м$^{-1}$	$K_о$, %
Есть	№ 74-97 НВ	1,91	56	2,05	59	1,95	57	2,02	58	1,98	58	0,82	29
	№ 74-96 НВ	1,38	44	1,43	46	1,39	45	1,40	45	1,40	45	0,72	26
Нет	№ 74-97 НВ	1,23	41	1,15	39	1,18	40	1,20	40	1,19	40	0,38	15
	№ 74-96 НВ	0,86	31	0,92	33	0,88	31	0,91	32	0,89	32	0,32	13

Примечание. F — натуральный показатель поглощения светового потока; $K_о$ — коэффициент ослабления.

Таблица 2

Сравнительные показатели работы двигателя

Режим испытаний				Без трибоэлектризатора				С трибоэлектризатором				Эффективность, %
τ, мин	n, мин$^{-1}$	$M_{кр}$, Н · м	N, кВт	$T_д^в$, °С	$T_д^м$, °С	$G^τ$, кг/ч	G, кг/ч	$T_д^в$, °С	$T_д^м$, °С	$G^τ$, кг/ч	G, кг/ч	
10	1500	0	—	65,0	65,0	0,90	5,41	68,0	66,0	0,88	5,28	2,4
10	1600	170	27,9	70,0	69,0	1,80	10,8	70,0	71,0	1,76	10,55	2,3
10	1800	460	86,6	70,0	73,0	3,55	21,3	70,0	77,0	3,47	20,82	2,3
5	2000	700	144	72,0	84,0	2,95	35,4	68,0	80,0	2,89	34,68	2,0
15	600	0	—	61,0	61,0	0,45	1,81	69,0	69,0	0,44	1,76	2,7

Примечание. $M_{кр}$ — максимальный крутящий момент; N — максимальная мощность; T — температура; G — расход топлива.

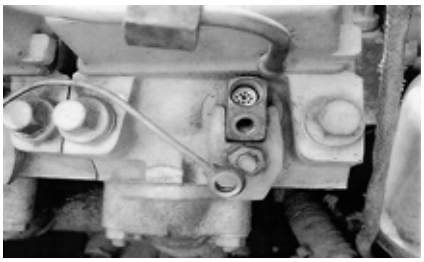


Рис. 7. Двигатель с трибоэлектризатором

Таблица 3

Сравнительные показатели работы двигателя при n_{max} = 2100 мин$^{-1}$ и τ = 2 мин

Наличие трибоэлектризатора	$M_{кр}$, Н · м	N, кВт	$T_д^в$, °С	G^τ, кг/ч	G, кг/ч
Есть	795	174,7	84	1,5	45
Нет	804	176,7	82	1,47	44

ние в топливной системе дизеля КамАЗ-740.10 трибоэлектризаторов топлива обеспечивает снижение в ОГ дымности на 35÷40 % (рис. 4); CO и CH_x — до 30 %; NO_x — до 5 % (рис. 5).

На рис. 6 представлены внешние скоростные характеристики дизелей КамАЗ-740.10 штатной комплектации и с использованием трибоэлектризатора топлива, анализ которых показал, что крутящий момент и эффективная мощность двигателя в целом изменяются незначительно. При частоте вращения 2200÷2600 мин$^{-1}$ наблюдается их увеличение на 1,5 %, что соизмеримо с погрешностью измерительных приборов.

Температура ОГ дизеля с трибоэлектризатором топлива на низких частотах вращения вала ниже на 30—50 °С, а при $n \geqslant 1800$ мин$^{-1}$ совпадает с показаниями для дизеля штатной комплектации, что объясняется повышением испаряемости топлива. Часовой и эффективный расходы топлива на низких частотах вращения вала изменяются незначительно. Зафиксировано снижение расходов топлива на 3 % при n от 1600 до 2600 мин$^{-1}$. Улучшение дисперсности топлива способствует более равномерному распределению топливной смеси по объему камеры сгорания, что приводит к более полному сгоранию.

Испытания трибоэлектризатора на дизеле ЯМЗ-238ВМ проводили на стенде ОАО "Муромтепловоз", эксплуатационные испытания автомобилей КамАЗ-4310 (№ 74-97 НВ с пробегом 175 650 км и № 74-96 НВ с пробегом 67 800 км), оснащенных трибоэлектризаторами, проводили в различных дорожных условиях.

Автомобиль № 74-97 НВ отработал 96 ч (пробег 4000 км), а автомобиль № 74-97 НВ — 42 ч (пробег 2000 км). Результаты испытаний, приведенные в табл. 1, показали, что в результате использования трибоэлектризатора дымность ОГ снижалась в 1,5÷2 раза. При этом существенного влияния трибоэлектризатора на мощностные и динамические свойства автомобилей не наблюдалось (табл. 2).

Двигатели ЯМЗ 238 ВМ испытывали на стенде DS 1146-4 K/V (рис. 7). Результаты испытаний приведены в табл. 2 и 3.

При испытаниях неизменными оставались регулировка топливной аппаратуры по частоте вращения вала и объемной подаче топлива, зазоры ГРМ, угол впрыска топлива. При этом для каждого этапа поддерживалась постоянная температура теплоносителей. Анализ полученных результатов показал, что применение трибоэлектризатора позволяет уменьшить дымность ОГ на 35÷40 % и снизить расход топлива на 2÷3 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. 376 с.
2. **Микипорис Ю. А., Баженов Ю. В.** Трибоэлектризация дизельного топлива в автомобильной технике // Автомобильная промышленность. 2007. № 6. С. 8—10.
3. **Микипорис Ю. А.** Влияние трибоэлектризации топлива на поверхностное натяжение // Электронная обработка материалов. 1999. № 4 (187). С. 37—40.
4. **Микипорис Ю. А.** Использование трибоэлектризации для очистки масел в транспортном машиностроении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 5. С. 69—75.
5. **Пат. на полезную модель № 51123:** Устройство для впрыскивания топлива.
6. **Микипорис Ю. А., Баженов Ю. В.** Экологические проблемы эксплуатации автотранспорта // Транспорт РФ. 2006. № 5. 36 с.
7. **ГОСТ 14846—84.** Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов. 2002. 42 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи смотрите на обложке № 2 за 2010 г.

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. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 1.*

На примере теоретической работы П. И. Бобрика и др. показаны проблемы построения теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теория резания, тепловые процессы, коэффициент теплопроводности, температура резания.

Using the theoretical work of P. I. Bobrik and others, the design problems of the cutting thermal processes theory are shown.

Keywords: cutting theory, thermal processes, heat conductivity factor, cutting temperature.

Одной из наиболее ранних работ по теоретическому определению температуры резания является работа М. П. Левицкого, подробно проанализированная в книге академика В. Д. Кузнецова (1886—1963) [1]. Читать этот анализ (да и остальной материал этой редкой книги) очень интересно, поскольку он написан живым, а не казенным языком. В качестве иллюстрации приведем несколько строк из книги В. Д. Кузнецова [1, с. 266], относящихся к вибрационному резанию: "Изложение этого параграфа существенно отличается от изложения всей книги тем, что в нем много цитат. Конечно, можно было бы изложить все своими словами и отбросить кавычки, которые вообще производят неблагоприятное впечатление на читателя, свидетельствуя о том, что автор не смог разобраться в данном вопросе и вместо своих мыслей решил привести мысли других. В данном случае именно так и есть. Я не смог разобраться в том, какие результаты можно считать соответствующими действительности, а какие следует считать ошибочными". Какой доверительной теплотой по отношению к читателю веет от этих строк, написанных старым русским интеллигентом и крупнейшим ученым! Анализируя известные научные труды, В. Д. Кузнецов, как и подобает истинному ученому, прямо указывает, что в них является ошибочным, что — необоснованным, а что — и совсем непонятным.

Этим высоким образцом научной честности и руководствовались авторы данной статьи при критическом рассмотрении теоретических исследований теплофизики резания.

Очевидно, что для получения цельной теории резания сначала требуется определить характеристики пластической деформации, а также контактные нормальные и касательные напряжения. Эти показатели определяют энергетический баланс процесса резания и, соответственно, являются необходимыми для расчета тепловыделения в различных зонах обрабатываемой заготовки. Поэтому, строго говоря, строить теорию тепловых процессов резания следует лишь после решения указанной задачи механики деформируемого твердого тела.

Однако изучение монографий, посвященных теории резания, позволяет сделать вывод, что их авторы крайне редко берутся за теоретическое определение напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне резания, но зато с большим постоянством считают своим научным долгом получение собственных формул, описывающих тепловые процессы механической обработки. Возможно, большую роль здесь играет то, что задачи теории пластичности пока не удается свести к набору известных стандартных решений и практически каждую частную задачу приходится решать, преодолевая серьезные математические сложности, обусловленные конкретными особенностями рассматриваемой задачи.

В противоположность этому решения прикладных задач теории тепловых процессов в подавляющем большинстве случаев сводятся к использованию готовых типовых решений известных уравнений теплофизики [2]. Теории тепловых процессов резания разных авторов различаются в основном набором допущений, в соответствии с которым используются типовые решения уравнения теплопроводности того или иного вида. Для удобства конструирования частных решений в ряде книг (например, в монографиях [3—5]) приведены таблицы с готовыми решениями для разных случаев. Скажем, если принято допущение, что в задаче имеет место точечный мгновенный источник тепла в не-

* **Продолжение.** Начало см. "Вестник машиностроения" № 1—3 за 2010 г. (далее В. М. 1—В. М. 3), продолжение — № 5 за 2010 г.

ограниченном теле, то используют одну готовую расчетную формулу; если принято, что точечный источник быстродвижущийся, используют уже другую формулу, а если, что источник полосовой быстродвижущийся, — третью формулу и т. д.

При этом несмотря на то, что многие работы как бы ставят точку в вопросах математического описания тепловых процессов резания, а в некоторых продемонстрировано еще и прекрасное совпадение результатов теоретических расчетов с данными экспериментов (как достигается это совпадение, рассмотрим далее), неудовлетворенность ученых чужими работами по тепловому анализу все же остается, из-за чего постоянно возникает желание написать свой собственный труд на ту же самую тему.

В этом отношении весьма показателен сборник научных трудов кафедры "Технология механической обработки и металлорежущие станки" МАТИ [5], само название которого говорит о том, что он содержит капитальную информацию по интересующему нас вопросу тепловых явлений резания. В этом сборнике глава 1 "Анализ теплового поля зоны резания при обработке жаропрочных сталей и сплавов" (автор П. И. Бобрик), глава 2 "Термодинамический расчет зоны резания" (А. И. Белоусов), глава 3 "Пластическая деформация и теплообразование в зоне сдвига" (Л. А. Хворостухин) и глава 5 "Установление критериальных зависимостей при резании металлов на основе изучения тепловых явлений" (С. С. Силин) по своей сути являются теоретическими, так как предлагают различные теоретические методики расчета тепловых показателей, в частности температуры резания. Изложение нескольких различных подходов к описанию теплофизики резания в одном сборнике обосновано в его предисловии тем, что "..., по-видимому, это целесообразно, если учесть сложность всей проблемы в целом".

Рассмотрим эти главы более подробно.

В главе 1 П. И. Бобрик указал, что "анализ теплового поля зоны резания базируется на общеизвестных решениях двух- и трехмерного дифференциального уравнения теплопроводности" с использованием известных описаний "...тепловых потоков от мгновенного плоского, линейного и точечного источников тепла". Вторая часть названия этой главы ("...при обработке жаропрочных сталей и сплавов") является простой данью общему названию сборника, поскольку автор строит тепловую теорию, не содержащую положений, относящихся только к указанным материалам. Вопреки сужающему названию в конце статьи автор сравнивает теоретические результаты с данными экспериментов, полученными им для стали 40.

Для построения теории автор использует ряд интегральных выражений, в которые входят функции Бесселя от мнимого аргумента, и указывает, что "получаемые выражения не интегрируются в конечном виде и не приводятся к каким-либо известным специальным функциям. Они могут быть вычислены либо методами численного интегрирования, либо разложением в подходящие ряды, что связано с большим объемом вычислительной работы. К вычислению этих интегралов, как показано ниже, сводится решение ряда задач по расчету теплового поля зоны резания". Но чтобы читатели не потеряли оптимизма, автор далее сообщает: "Проведенные расчеты показали, что функции, определяемые интегральными выражениями, могут быть выражены графически в виде семейства линий или представлены приближенными формулами, т. е. приведены к виду, удобному для практики".

После этого на девяти страницах автор приводит 14 рисунков, содержащих множество кривых линий (на некоторых рисунках их 15), которые графически отображают частные численные значения выражений, включающих такие математические объекты, как функции Бесселя или гиперболический косеканс. Затем автор излагает методику численного интегрирования некоторых из приведенных кривых: "диапазон интегрирования разбивается на участки, для каждого из которых подсчитывалась с учетом масштаба площадь, ограниченная подынтегральной кривой". По нашему мнению, такие приемы, как численное интегрирование или анализ частных кривых с целью их упрощающей аппроксимации на определенных участках, хороши для написания диссертаций, но вряд ли вызовут энтузиазм у технологов-практиков.

Кроме широкого применения численных методов автор неоднократно использует по ходу своего исследования чужие научные результаты в виде готовых формул. Для определения закономерности изменения интенсивности тепловыделения по площадке контакта стружки с резцом П. И. Бобрик применяет формулу, предложенную А. Н. Резниковым. При этом не сообщается, что А. Н. Резников получил ее путем обработки экспериментальных данных при передних углах $\gamma = 10 \div 20^\circ$ и в области режимов, при которых размеры застойной зоны малы ($10 \div 30$ %) по сравнению с общей длиной контакта стружки с резцом [3, с. 77]. Умолчание позволяет затем использовать полученные результаты для произвольных передних углов и режимов. Между тем по данным работы [6, с. 88] упомянутые размеры обычно составляют $30 \div 80$ % от общей длины контакта стружки с резцом.

Для того чтобы определить, какая доля тепла пластической деформации передается стружке, а какая уходит в заготовку, П. И. Бобрик использует формулу Д. К. Иегера, которая получена в предположении, что интенсивность выделения тепла по плоскости скалывания постоянна. В этой формуле имеется коэффициент, равный 1,125. По поводу

этого коэффициента П. И. Бобрик указывает, что А. Н. Резников вместо коэффициента 1,125 рекомендует коэффициент 0,94, который получил, выведя ту же формулу из другого предположения. Для преодоления имеющегося разногласия (коэффициенты отличаются на 20 %) автор сообщает, что "поскольку формула приближенная, а также, учитывая отсутствие надежных данных о характере распределения теплового потока по линии скалывания, в дальнейших расчетах принимаем указанный коэффициент равным 1,0".

Таким образом, П. И. Бобрик без всяких обоснований берет среднее значение, которое его, очевидно, устраивает, хотя при необходимости (для улучшения окончательных результатов исследования) можно было бы с тем же основанием "приближенности и отсутствия надежных данных" взять и совершенно иную величину, сославшись на другую работу А. Н. Резникова, в которой в той же формуле им получен коэффициент, равный уже 1,33 [3, с. 82]. А в работе [7, с. 40] в той же формуле, опять же со ссылкой на А. Н. Резникова, указан коэффициент, равный уже 1,5. Иными словами, ссылаясь на подходящие работы других авторов, можно использовать любое из чисел 0,94; 1,125; 1,33; 1,5 или же какую-нибудь среднюю величину.

Помимо указанных формул в решении П. И. Бобрика применена методика А. Н. Резникова для расчета температурного поля режущего клина, а для определения других необходимых параметров использованы также формулы Н. Г. Абуладзе, К. А. Зворыкина и, кроме того, экспериментальные данные Н. Н. Зорева и М. Э. Иткина. После завершения выкладок П. И. Бобрик заключает [5, с. 34, 35], что "полученное точное решение позволяет рассчитать тепловое поле" и "дает более точные значения температуры, чем предложенные ранее приближенные формулы А. Н. Резникова".

Мы затрудняемся дать оценку последнему утверждению, поскольку работа А. Н. Резникова [3], рассматриваемая нами далее, тоже показывает замечательное совпадение с результатами его собственных экспериментов. Но по поводу первого тезиса укажем, что вряд ли корректно писать, что получено точное решение, в то время как несколькими строками выше применена приближенная формула Стирлинга, а еще выше использованы приближенные формулы того же А. Н. Резникова и других авторов, а также большое количество численных интегрирований, аппроксимаций и приближенных математических упрощений.

Несомненным достоинством работы П. И. Бобрика является сводная таблица в ее конце, систематизирующая порядок тепловых расчетов и все используемые формулы, а также содержащая конкретные примеры вычислений. Полный расчет является довольно длинным и включает 21 этап вычислений по разным формулам. К недостаткам следует отнести то, что для расчета необходимо предварительно с помощью эксперимента определить силу резания и коэффициент утолщения стружки.

Не приводя конкретных экспериментальных результатов, П. И. Бобрик указывает, что для сплава ЭИ867 температура получается заниженной на 5÷8 %, а для стали 40 — несколько завышенной. И далее делает вывод: "Учитывая, что в расчетные формулы входит значительное количество коэффициентов, характеризующих теплопроводность и теплоемкость обрабатываемого и инструментального материалов, точность значений которых невелика, можно считать, что изложенная методика дает удовлетворительные результаты".

В этом объективном выводе раскрывается одна из основных причин, позволяющая различным авторам получать очень хорошее совпадение своих теоретических результатов с экспериментальными данными. Чтобы не возвращаться к этому при рассмотрении следующих работ, приведем некоторые конкретные сведения.

Как указано в работе [1, с. 264], удельная теплоемкость c растет с увеличением температуры и, например, для железа при росте температуры от 0 до 600 °С она увеличивается в 2 раза. А из формулы (9) [В. М. 2. С. 60] видно, что при таком изменении удельной теплоемкости можно получить расчетные значения приращения температуры, также отличающиеся друг от друга в 2 раза. При этом коэффициент λ теплопроводности для железа при росте температуры от 0 до 600 °С уменьшается в 1,5 раза. Для твердого сплава ВК8 при росте температуры от 0 до 800 °С коэффициент λ уменьшается в 2,5 раза, а для стали Х18Н9Т коэффициент λ уже не уменьшается, а наоборот в 2 раза увеличивается [3, с. 17, рис. 5]. Для стали 30 коэффициент λ теплопроводности при росте температуры от 100 до 900 °С уменьшается в 3 раза [8, с. 29]. Манипулируя значениями коэффициентов теплоемкости и теплопроводности, практически для каждой теории можно подогнать расчетный результат к экспериментальному с любой желаемой точностью.

В отношении сказанного весьма показательно, что, например, в статье А. И. Белоусова из того же сборника [5] теплофизические характеристики для сталей рекомендуется брать при температуре порядка 280 °С. При этом указано, что некоторые приводимые значения коэффициентов теплоемкости и теплопроводности получены автором с помощью экстраполяции [5, с. 66], которая (при желании) может быть весьма субъективной. Одновременно с этим в статье С. С. Силина, напечатанной в том же сборнике, про теплофизические характеристики для тех же сталей указано [5, с. 133]: "Необходимо c и λ принимать для средней температуры 400÷450 °С ...".

Эти значения базовой температуры в 1,5 раза больше рекомендуемых А. И. Белоусовым.

Если А. И. Белоусов для расчетов по своим формулам рекомендует для стали 10 использовать $c = 550$ Дж/(кг · К), а для стали 1Х18Н9Т — $c = 535$ Дж/(кг · К) [5, с. 65, табл. 6], то в том же сборнике для тех же материалов Л. А. Хворостухин применительно к своим формулам рекомендует, соответственно, значения $c = 110$ Дж/(кг · К) и $c = 120$ Дж/(кг · К) [5, с. 94], т. е. примерно в 5 раз меньшие.

Н. В. Талантов в книге [7] вообще не указывает, исходя из каких температур следует выбирать теплофизические характеристики, и не конкретизирует, какие он брал значения для своих сопоставительных расчетов температуры резания.

А. Н. Резников, рассматривая конкретный расчетный пример, пишет [3, с. 19]: "Примем в качестве расчетного значения коэффициент теплопроводности сплава ВК8 при 0 °С". Получив определенную погрешность, А. Н. Резников указывает: "Меньшую погрешность можно получить, если принять коэффициент λ, соответствующий среднему значению температуры ≈ 90 °С. Далее сообщается: "Погрешности расчета не выходят за пределы 6 %, а при удачном выборе коэффициента λ (что соответствует температуре $200 \div 400$ °С) и того меньше". Отсюда ясно, что высокоточные температурные расчеты в принципе можно вести по любой известной теории, и перед технологом стоит лишь один трудный вопрос: как угадать значения теплофизических коэффициентов, которые будут удачными для данной теории?

Что касается приема введения в собственное исследование большого числа чужих формул, то следует отметить, что данный прием присущ не только рассмотренный статье ПИ. Бобрика, но является характерной чертой подавляющего большинства теоретических исследований теплофизики резания, в которых — пишут примерно так: "Как показал Шаррон, распределение тепловых потоков определяется формулой...". Далее, как нечто незыблемое, приводится формула Шаррона, хотя она получена с использованием большого числа значительных допущений, которые остались за кадром и могут противоречить исходным допущениям автора, применяющего эту формулу для разработки новой теории. Введение чужих формул без подробного объяснения особенностей их получения сильно затрудняет полное понимание логики теоретических исследований автора читаемой работы, а также не дает возможности четко определить пределы применимости или область надежного использования полученных в работе новых формул. Исключительная популярность данного приема объясняется, вероятно, тем, что он избавляет авторов от проведения собственных научных исследований и, соответственно, от необходимости убедительных обоснований принятия тех или иных положений, а также от необходимости демонстрации строгости математических преобразований и логических построений.

Рассмотренная работа П. И. Бобрика вынуждает затронуть один важный методологический вопрос. При определении температур в работах В. А. Кудинова [9] и М. П. Левицкого (приведено в книге [1]) задача рассматривается в одномерном виде, и решение получается в явном виде без каких-либо математических упрощений. В отличие от этого П. И. Бобрик использует решение уравнения теплопроводности для трехмерного случая. При этом окончательных формул в явном виде получить не удается, и для создания более или менее приемлемой методики практических расчетов автор вводит множество математических упрощений и приближенных представлений.

Таким образом, можно сформулировать два подхода к решению сложных практических задач: 1) ставить задачу настолько просто, чтобы ее затем можно было решить строго, т. е. без математических упрощений в ходе самого решения; 2) ставить задачу более строго, но затем вынужденно заниматься математическими упрощениями в ходе решения. Весьма проблематично, что последний подход гарантированно приведет к более точным окончательным результатам. Но совершенно очевидно, что первый подход обладает несравненно большей ясностью для понимания решения и, как правило, приводит к получению наиболее простых расчетных формул, удобных для практического применения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузнецов В. Д**. Физика резания и трения металлов и кристаллов. М.: Наука, 1977. 310 с.
2. **Лыков А. В**. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с.
3. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
4. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов н/Д.: ДГТУ, 2005. 311 с.
5. **Тепловы**е явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик и др. // Тр. МАТИ. № 64. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
6. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.
7. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
8. **Семёнов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.
9. **Кудинов В. А.** Температурная задача трения и явление наростообразования при резании и трении // Сухое и граничное трение. Функционные материалы. Тр. третьей Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Т. 2. / Под ред. И. В. Крагельского. М.: АН СССР, 1960. С. 207—216.

УДК 658.5

Н. И. САЛАМАТИНА, д-р экон. наук (Банк "Российский капитал"),
С. В. ФЕДОТОВ, д-р экон. наук (ФГУП "РосдорНИИ"),
Л. М. КЛЯЧКО, академик МИА, А. Е. СТЕПАНОВ, д-р экон. наук (ОАО ЦНИИ "Курс"),
Е. А. ПРИХОДЬКО, канд. экон. наук (ООО "Росгосстрах), e-mail: klyachko@kyrs.ru

Методология управления системными кризисными явлениями

Приведена методология управления системными кризисными явлениями, раскрыты их особенности с точки зрения классификационных признаков и особенности антикризисного регулирования. Представлены модели переходных экономических периодов, указывающих на важнейшие качества господствующих в них экономических отношений. Указаны пути преодоления кризисных явлений.

Ключевые слова: волны, кризис, демпфирование, модернизация, реформирование, стабилизация, стагнация.

Management methodology by the systemic crisis phenomena is presented. The crisis phenomena peculiarities in respect to the graded attributes and antirecessionary management peculiarities are uncovered. The models of transition economical periods, denoting on prime qualities of dominant in their economic relations, are presented. The crisis phenomena overcoming routes are shown.

Keywords: waves, crisis, damping, modernization, reforming, stabilization, stagnation.

Некоторое благополучие микроэкономических показателей в последние несколько лет порождали оптимистические прогнозы дальнейшего развития отечественной экономики, что вполне естественно может оправдываться при реализации политики, опирающейся на понимание закономерности экономической динамики и учитывающей ошибки прошлых лет, в частности допущенные при кризисе августа 1998 г. В статье С. Ю. Глазьева [1] были сформулированы механизмы финансового кризиса (финансовые пирамиды или падение конкурентоспособности, стабилизация ценой саморазрушения, дестабилизация как вид коммерческой деятельности) и превращения ожидаемого кризиса в неожиданный успех (налоговое регулирование спекулятивных операций, снижение амплитуды колебаний их динамики и тем самым снижение вероятности непредсказуемого возникновения национальных и глобальных финансовых и экономических кризисов), из которых вытекает, что при определенных негативных обстоятельствах возникновение нового кризиса в России стало возможным уже в августе 2008 г., на что в решающей степени повлияли глобальные финансовый и экономический кризисы вследствие того, что Россия, по существу, уже достаточно встроена (с сырьевой направленностью) в мировую экономическую и финансовую системы. Высокая доходность финансовых спекуляций воспрепятствовала необходимому притоку капитала в отечественные отрасли реального сектора экономики (изменению структуры экономики), что и привело в условиях глобального финансового и экономического кризиса к ухудшению финансового положения отечественных промышленных предприятий, стагнации и даже резкому сокращению их инвестиционной и инновационной активности и объемов промышленного производства.

Депрессивное состояние производственной сферы в условиях нарастающего бума на финансовом рынке как нельзя лучше способствует перетоку средств из реального сектора экономики (производственной сферы) в сектор финансовых спекуляций, что явилось причиной снижения зарплаты работников производственных предприятий, сокращения спроса населения на отечественные товары, а это, в свою очередь, повлекло спад промышленного производства и усугубление тяжелого финансового состояния отечественных промышленных предприятий. Отсюда напрашивается вывод — необходимо, используя кризисные явления, сделать переход от сырьевой направленности экономики к развитию обрабатывающих отраслей отечественной промышленности, позволяющих на базе внедрения инновационных технологий производить наукоемкую и конкурентоспособную продукцию.

В этих условиях требуется разработка антикризисных программ, предполагающих основываться на следующих принципах: приоритеты развития реального сектора экономики (основной составляющей налогооблагаемой базы); самодостаточная роль государственного регулирования в экономике и контроля за ценообразованием; опора на внутренние финансовые, материальные, трудовые и интеллектуальные ресурсы; эффективное управление федеральной собственностью; государствен-

ный контроль за деятельностью естественных монополий и их субъектов; обеспечение необходимого жизненного уровня граждан страны на базе роста материального производства, укрепления обороноспособности, экономической, политической, национальной, технологической, техногенной, экологической, продовольственной безопасности страны (устранение зависимости от импорта), развития социальной сферы и услуг [2—6].

Проблемы экономики заключаются в нарастании финансовой неустойчивости предприятий и их неспособности эффективно функционировать в условиях кризиса. Поэтому требуется обеспечить финансово-экономическое оздоровление предприятий и их возможность производить наукоемкую продукцию на основе инновационной активности и инвестиционной привлекательности на современном научно-техническом уровне.

Переходные процессы в социально-экономическом развитии можно отнести к динамической группе. Она характеризуется разрывом в линейном развитии, а периодическое возобновление таких переходных состояний проявляется в последовательной смене периодов стабильности и неустойчивости, процветания и стагнации, подъемов и спадов экономической активности [7—9].

Для понимания сущности мирового финансового и экономического кризиса целесообразно обратиться к российскому опыту реформирования, в котором выделяют пять наиболее крупных волн, имеющих общую направленность на борьбу с кризисными явлениями и стимулирование экономического роста. Первая волна охватила период с начала XIX века до 1820-х годов, вторая — с конца 1850-х до 1870-х годов, третья — с середины 1890-х до 1920-х годов (Первая мировая война и период НЭПа), четвертая — со второй половины 1950-х до конца 1960-х годов, пятая — с середины 1980-х годов и практически до настоящего времени. В 1980-е годы выявился глубокий кризис сложившейся отечественной системы хозяйствования. Вышеизложенное свидетельствует о наличии устойчивой взаимосвязи между периодами реформирования российской экономики и большими циклами Кондратьева.

Однако выбор путей экономического развития конкретно взятой страны зависит не только от внутренних процессов, но и от внешних (международных) факторов из-за объективно существующей взаимозависимости и взаимосвязи экономического развития страны и мировой экономики, о чем свидетельствуют глобальные финансовый и экономический кризисы XXI века.

Не секрет, что началу пятой волны способствовало образование в России смешанного рынка, характеризующегося сильными рычагами воздействия на экономику путем использования государственного аппарата управления и крупномасштабными вкраплениями теневой экономики. Этот рынок заметно отличался от рыночных систем индустриально развитых стран вследствие воздействия инверсионного механизма. Наиболее общее объяснение инверсионного механизма следует искать в сохранении по отношению к преобразовательным процессам преобладающей роли внешних, а не внутренних факторов, что является спецификой стран догоняющего типа развития, к которым относится Россия. Приобщение экономики страны к рыночному типу организации производства и обмена служит средством адаптации ее к мировому финансовому и экономическому процессу и интегрированию в мировое содружество, что особенно актуально в период подготовки к вступлению в ВТО.

Экономическая модернизация представляет длительный и многоэтапный процесс с чередой перепадов и критических периодов. В настоящее время возможность начала в России контрреформ, сдерживающих или даже прекращающих рыночные изменения, зависит от нарастания критики финансово-экономической программы правительства, его ошибок и оторванности от экономических реалий. Отечественный опыт показывает, что игнорирование правительством объективных экономических реалий и возобладание силовых методов могут быть чреваты неблагоприятными последствиями для преобразования хозяйственной системы и нести в себе значительный разрушительный потенциал на фоне весьма ограниченной созидательной способности.

Для выявления сущности переходных экономических процессов и их внутреннего механизма предположим, что трансформации социально-экономической системы тесно связаны с переходными процессами, протекающими на ее различных уровнях. Общая динамика экономического развития представляет собой сложное колебательное движение, являющееся результатом взаимодействия множества более частных колебаний в пространственно-временной организации экономической системы. Составляющими общей динамики являются колебания, циклы, волны, различающиеся в зависимости от вызывающих их причин, механизмов развития, продолжительности и размаха колебаний (амплитуды), периодичности заданного ритма (периода колебаний). Качественная разнородность циклических процессов может быть проанализирована с точки зрения их роли и значения в эволюции экономической системы. При этом принцип классификации заключается в выделении качественно разнородных групп циклических процессов (обратимых и волнообразных колебаний, необратимых и эволюционных циклов). Качественные различия между обратимыми волнообразными колебаниями и циклами, связанными с эволюцией системы, обусловлены механизмами их воспроизводства, что проявляется в особом значении кризиса и его роли как циклообразующего фактора в переходных процессах [10, 11].

Структурные кризисы, в которых выражаются негативные процессы нисходящей фазы в длинной

волне экономической динамики, тесно переплетаются с традиционными кризисами, периодически поражающими экономику примерно один раз в $10 \div 15$ лет. В нашей стране добавился еще и кризис централизованной системы плановой экономики и замены ее на механизм рыночной системы хозяйствования.

Согласно разным оценкам существуют пять наиболее известных концепций, претендующих на раскрытие загадки больших циклов экономической динамики: воспроизводственная концепция, у истоков которой стоял Н. Д. Кондратьев; инновационная концепция, предложенная Й. Шумпетером; концепция кризиса капиталистической системы; демографический подход; долгосрочные колебания экономического развития как выражение военных циклов [2, 10, 12]. При этом большие циклы или циклы Н. Д. Кондратьева можно рассматривать как нарушение и последующее восстановление экономического равновесия посредством применения механизма накопления, аккумуляции и распределения капитала, достаточного для развития новых производительных сил. Начало подъема (нарастания волны) совпадает с моментом, когда накопление и аккумулирование капитала достигают такого уровня, при котором становится возможным его рентабельное инвестирование в целях радикальной перестройки основных фондов и формирования новых производительных сил и производственных отношений. Повышение темпа хозяйственной жизни, осложненное промышленными кризисами средней длительности, вызывает социальную напряженность, активизирует борьбу за рынки сбыта и обостряет внешние отношения, что замедляет темпы накопления капитала и экономического развития и ведет к началу длительной депрессии [13—15].

Обоснование переходных процессов основывалось на алгоритмических линейных моделях, причем эти переходные процессы рассматривались как борьба нового со старым по ходу социально-политических радикальных преобразований. В этих условиях прослеживается поступательный прогресс, планомерное наращивание производственного потенциала, стабильность экономического роста с целью отражения и закрепления понимания устойчивости, линейности, непрерывности намеченных социально-экономических процессов, придания им позитивного характера [7, 16].

Трактовки переходных состояний в социально-экономическом развитии мирового сообщества базировались на традиционном линейно-формационном подходе, а переходные социально-экономические процессы рассматривались как следствие радикальных преобразований. В современных условиях подход к изучению переходных социально-экономических процессов заключается в том, что последние изучаются уже как естественные, закономерные состояния будущей социально-экономической формации и реализуются в форме качественных переходов путем отрицания сложившихся ранее структур и связей, количественных параметров и элементов системы, в форме обострения противоречий, выражающихся в кризисе и потере ее устойчивости, которую можно определить как свойство системы в процессе развития возвращаться в уже новое исходное состояние при изменениях внутренней и внешней среды.

Период развитого социализма в нашей стране характеризовался тотальным огосударствлением, централизацией, нормированием и регламентированием; здесь в явном виде прослеживалась логика линейного развития системы, ее замкнутость, невосприимчивость к новой формации, неспособность к качественному развитию, что и обернулось глубочайшим ее кризисом. Сам процесс развития характеризуется наличием строгой взаимосвязи и взаимозависимости между явлениями устойчивости и неустойчивости; социально-экономическая система лишь относительно является динамически устойчивой, но включает в себя кризисные ситуации, соответствующие состояниям неустойчивости. После исчерпания резерва поступательной модификации, прекращения линейного развития система проходит через критическую точку и вступает в состояние неустойчивости, кризиса, что ведет к новому качеству первичных элементов, их взаимозависимостей и взаимосвязей, линейно-функциональной структуры, к новому уровню организации.

На практике состояние любой системы, в том числе и социально-экономической, определяется совокупностью большого числа взаимосвязанных и взаимозависимых элементов, а нарушение любой из этих связей ведет к потере устойчивости. В процессе смены состояний устойчивости и неустойчивости упорядоченность в динамике параметров, как правило, сменяется хаотичностью. Причем степень неустойчивости, неопределенности возрастает по мере проникновения на более локальные уровни. Кризисы, банкротства, слияния и поглощения, учреждение новых компаний и ликвидация других представляют своеобразное "броуновское" движение. Таким образом, в любой сложной самоорганизующейся линейной системе необходима определенная доля хаоса на микроуровне, которая играет роль силы, выводящей систему в область создания более совершенной структуры [7, 17]. Поэтому в переходный период в развитии экономической системы возникновение кризисных ситуаций неизбежно, а устойчивость развития состоит не в борьбе с кризисами, а в их прогнозировании и максимальном демпфировании их воздействия, что позволяет снизить амплитуду хаотических колебаний и вероятность перехода национальной экономической системы в негативное необратимое состояние.

Скачкообразные изменения в социально-экономических формациях называют катастрофами, несущими применительно к изучению переходных

процессов двойственную смысловую нагрузку, так как содержат элементы вероятностной предсказуемости развития экономических процессов и характеризуют масштабы кризиса. К анализу явления *кризис* применимы как общая теория принятия решений, так и математическая теория экстремальных процессов. Причем акцент должен быть сделан именно на математической теории экстремальных процессов, так как кризисные явления сами по себя носят экстремальный характер и выступают как формы обострения противоречий, вскрывающих скачкообразный характер общественного процесса развития. Причем если известны тенденции кризиса и те условия, в которых он развертывается, то появляется возможность заранее предвидеть конечный результат кризиса — определенное равновесие, к которому он стремится.

Сложность и многофакторность процессов, лежащих в основе формирования циклической динамики развития социально-экономической формации, требуют четкого разграничения различных типов переходных кризисных процессов не только по их содержательным характеристикам (критические ситуации, кризисы, катастрофы), но и по таким "внешним" критериям, как причина наступления и механизмы развития (глобальный финансовый и экономический кризис), периодичность возникновения, масштабы, обратимость циклических колебаний, уровень, на котором они реализуются по отношению к системе в целом. Часто причиной экономических кризисов является нарушение пропорциональности, соотносительности и комплексности частей общественного производства, а изучение характера возникновения диспропорций, их масштабов, наличия или отсутствия механизмов стабилизации позволяет дать качественное определение кризисов и классифицировать их [9, 14].

С точки зрения возникающих причин финансовые и экономические кризисы могут подразделяться на закономерные, периодические, циклические и спровоцированные случайными, не имеющими внутреннего механизма воспроизводства, факторами. Они подразделяются в зависимости от сферы действия, масштабности, могут поражать отдельно взятое предприятие или группу предприятий (местные кризисы первого порядка), отдельную отрасль или регион (кризисы второго порядка), сферу деятельности (аграрные, финансовые, инвестиционные, инновационные, технологические кризисы), мировую экономику в целом (глобальный или мировой финансовый и экономический кризис третьего порядка, характерный для текущего момента).

Кризисы могут подразделяться также на конъюнктурные (временное нарушение пропорциональности, сбалансированности в движении товарных и финансовых потоков) и структурные (долгосрочное противоречие между сложившимися соотношениями в сфере производства и потребления и потребностями дальнейшего развития). Поэтому конъюнктурные кризисы связаны со сбалансированностью системы, выравниванием пропорций, а структурные — с качественной перестройкой социально-экономической системы. Следует отметить, что конъюнктурные кризисы возникают как следствие нарушения пропорциональности, соотносительности и комплексности в различных отраслях и сферах социально-экономической формации, носят зачастую неглубокий и непродолжительный характер и устраняются по мере восстановления оптимальных соотношений материального производства и потребления, после чего рост материального производства возобновляется. По сути это кризисы стабильности и роста, с ними связано экстенсивное развитие производительных сил и увеличение абсолютных масштабов промышленного производства, они демонстрируют потребность в сбалансированном развитии отраслей и сфер народного хозяйства.

Структурные кризисы имеют более глубокую основу и являются следствием возникновения таких диспропорций, которые отражают потребность в коренных перестройках в развитии производительных сил и производственных отношений, их качественном совершенствовании (например, потребность перестройки отраслевой структуры управления). Преодолеваются структурные кризисы обычно с помощью перераспределения средств, направляющихся на накопление, в пользу тех отраслей и сфер экономики, где наиболее остро ощущается потребность в развитии. За последние годы к такого рода кризисам можно отнести природно-экологический, продовольственный, энергетический, сырьевой, валютно-финансовый, технологический, отражающие невозможность дальнейшего развития системы на заданном техническом уровне. Практика индустриально развитых стран показала, что технологические кризисы являются наиболее масштабными и длительными, так как они связаны с глубокими изменениями структуры социально-экономической формации. Циклы технологической траектории развития тесно связаны с длительными волнами колебаний в экономике, их развитие во многом определяет общее направление тренда экономической динамики — развитие или стагнация.

Экономические кризисы могут подразделяться на кризисы перепроизводства товаров (продуктов), имеющие эндогенный характер, и кризисы недопроизводства, имеющие экзогенный характер. Последние связаны с действием внерыночных факторов (войны, неурожаи, эпидемии, стихийные бедствия, забастовки и т. д.) и носят разовый характер. Кризисы перепроизводства характерны для индустриально развитых стран и могут подразделяться на циклические и промежуточные. В зависимости от направления кривой, описывающей циклический процесс определенного ритма, кризисы могут быть промежуточные, волновые, логистические, с двумя прогибами — неявно выраженными максимумами, пульсирующими — в виде импульсов,

симметричными и асимметричными, стационарными и нестационарными, синхронными и асинхронными, расширяющимися и затухающими. Особенностями циклических кризисов являются периодичность, относительная регулярность возникновения и всеобщий характер перепроизводства товаров (продуктов). В циклических кризисах отражаются диспропорции между производством и потреблением, что способствует восстановлению пропорциональности, оптимальности, соотносительности и комплексности в общественном производстве, нарушенных в период подъема. В случае, если диспропорции имеют место на уровне отдельной сферы экономики (аграрной, финансовой, инвестиционной, инновационной, технологической) или отрасли, кризисы, как правило, носят частичный характер и будут определяться как промежуточные, т. е. имеющие место между циклическими кризисами, определяющими границы экономического цикла.

По внешним факторам, связанным с их периодичностью, наиболее традиционным является деление кризисов в зависимости от их продолжительности, глубины и сроков наступления. Так, в качестве доминирующих принято выделять кризисы, наступающие с периодичностью $7 \div 11$ лет (циклы Жюгляра), — так называемые циклические кризисы, задающие тон общей циклической динамике. Они характеризуются относительной глубиной и продолжительностью, значительным падением объемов производства, ростом безработицы, сокращением инвестиций и зачастую могут иметь даже мировое значение. Выделяются также краткосрочные кризисы, наступающие каждые $3 \div 4$ года (циклы Китчина), имеющие менее глубокий, частичный характер. Наряду с этим выделяются кризисы с периодичностью $20 \div 30$ лет (циклы Кузнеца), в основе которых лежат причины структурного характера, и кризисы $50 \div 55$-летней периодичности — завершающие фазы больших циклов Кондратьева. Следует отметить, что на практике картина экономической динамики не состоит из колебаний приведенной периодичности в "чистом" виде, т. е. существующих и проявляющихся каждое само по себе в отдельности, а указанные кризисы и формируемые ими циклы находятся во взаимосвязи и взаимодействии, и факторы, порождающие их, то усиливают, то гасят циклические колебания. При этом на периодичность и глубину кризисов большое влияние оказывают неравномерность научно-технического развития, цикличность научных открытий и изобретений, изменения в демографической сфере, в области разведки и освоения полезных ископаемых, в природно-экологической среде. Кроме того, на формирование циклических процессов велико влияние политического фактора как в мировом, так и в национальном масштабе, а также социально-экономических факторов. В ряде случаев значение политического фактора может доминировать над социально-экономическими факторами.

При одновременном наложении различных кризисных циклов, находящихся в одной фазе, может наблюдаться возникновение резонансных явлений, которые определяются для случая отрицательных амплитуд как резонансный кризис, а для случая положительных амплитуд как динамичный подъем. При наложении циклов, находящихся в противофазах, происходит сглаживание результирующих амплитуд и уменьшается величина модуля результирующего колебания. При выходе резонансного кризиса за критические границы, определяющие относительную устойчивость и целостность системы, происходит ее разрушение без сохранения или с частичным сохранением генетических признаков, что классифицируется как катастрофа. Отсюда вытекает, что в зависимости от механизмов развития и характера потери устойчивости можно выделить несколько видов кризисов: критические ситуации, собственно кризисы и катастрофы. Первым свойственны механизмы адаптивного развития, вторым — мягкая потеря устойчивости, третьим — жесткая потеря устойчивости [2, 18, 19]. Критические ситуации преодолеваются в рамках социально-экономической системы путем ее приспособления на основе механизмов адаптивного развития и представляют собой качественно-переходное состояние, ведущее к трансформации элементов и структуры социально-экономической системы, т. е. кризис по сути представляет собой вариант критической ситуации и наоборот. Критические ситуации, вызывающие распад социально-экономической формации, являются катастрофами, после которых остаются в сохранности лишь ее элементы, а сама формация уже лишена системообразующих факторов.

Антикризисное регулирование, направленное на демпфирование циклических процессов, реализуется на государственном уровне и представляет собой комплекс мероприятий, направленных на прогнозирование циклов с целью смягчения их негативного воздействия на социально-экономическую систему и проводимых в основном в острые периоды кризисов. Антикризисное регулирование с точки зрения различных теоретических течений может быть осуществлено в разных формах. Неолиберальные теоретические концепции включают такие формы, как отказ от принципов социальной справедливости, отличных от их видения этой проблемы; соблюдение режима законности и правопорядка как обязательного условия функционирования социально-экономической формации рыночного типа; проведение политики гибкой номинальной заработной платы — ее рост в период большого подъема и сокращение в период стагнации экономического развития; снижение инфляции до $3 \div 4$ % в год; ограничение государственных расходов на социальные нужды, в том числе резкое сокращение

пособия по безработице; передача рынка труда во власть рыночной конъюнктуры с ожиданием эффекта, при котором рост безработицы оказывает давление на уровень заработной платы и формирует импульс, необходимый для экономического роста; рост денежной массы в обращении в прямой зависимости от объема выпуска промышленной продукции (налаживание пропорциональных соотношений); ориентация на максимальные сбережения в целях создания дополнительных инвестиционных фондов для их стимулирования; проведение налоговой реформы путем снижения налогов на доходы и повышение налогов на потребителей; стимулирование всех видов предпринимательской деятельности путем отмены или ограничения налога с доходов промышленных предприятий, введение верхнего предела налоговой ставки, сокращение налога на недвижимость.

Сторонники кейнсианского направления [20] обычно выделяют такие формы антикризисного регулирования, которые в основном противоположны неолиберальным взглядам, а именно: совершенствование платежеспособного спроса населения для поддержания конкурентоспособности промышленности — сокращение налогов с доходов низкооплачиваемых граждан, повышение пенсий, дотаций, пособий, использование безработных на общественных работах; стимулирование инвестиционного спроса посредством представления кредитов, льгот, государственных дотаций, государственных инвестиций в сферу услуг, инфраструктуры и другие средства, отказ от государственной задолженности, дефицитного финансирования; ликвидация неравенства в распределении доходов и достижение социальной справедливости; осуществление инвестирования под государственным контролем и реализация национальных программ инвестирования. Однако внутри этого течения левые рекомендуют осуществлять налоговое регулирование, вводить льготы и освобождать от налогов наиболее низкооплачиваемых граждан, правые — стимулировать инвестиции и освобождать их от налогов.

Антагонистические взгляды сторонников вышеприведенных теорий пытался совместить П. Самуэльсон в теории неоклассического синтеза (неокейнсианская школа), основные элементы которой можно представить таким образом: освобождение от принципа социальной справедливости и ориентация регулирующего механизма на критерии стабилизации и экономического роста; изменение структуры чистого национального продукта рыночной стоимости всей произведенной продукции и услуг за вычетом амортизации в сторону увеличения капиталообразования — создания основных производственных фондов и снижения текущего потребления с помощью жесткой фискальной политики в сочетании с политикой денежно-кредитной экспансии, которая способствует расширению процесса капиталообразования, но одновременно является мерой, приводящей к нарастанию инфляции; достижение бюджетного равновесия за счет сокращения расходов на социальную сферу и оптимальных налоговых поступлений; стабильность уровня цен и сохранение высоких темпов экономического роста; стабилизация заработной платы, сдерживание ее роста; высокий уровень безработицы на остром этапе кризиса.

Институциональная теория антикризисного регулирования, которую выдвинул Д. Гэлбрэйт, предлагает обеспечивать антикризисное регулирование государственным управлением двумя одновременно функционирующими экономиками — рыночной и плановой (крупные корпорации), которой государство отдает приоритет; для сглаживания неравенства между ними предполагается: отменить ряд запретов для малых и средних предприятий, поощрять организацию профсоюзов; повышать уровень минимальной заработной платы, способствовать прямому регулированию цен для обеспечения их некоторой стабильности. Приоритетными целями социально-экономической системы должны являться: стабильность доходов людей и высокая занятость; снижение инфляции, основные причины которой заключаются в стремлении крупных компаний и влиятельных профсоюзов неоправданно завышать цены и заработную плату в условиях падения спроса и роста безработицы, в высоком спросе на банковский кредит, увеличении находящейся в обращении денежной массы (для обуздания инфляции должны проводиться политика отказа как от неолиберальных, так и неокейнсианских мер и вводиться жесткий и прямой контроль за уровнями заработной платы и цен); отказ от сокращения объемов взимаемых налогов, так как сберегаемая часть доходов либо вовсе не расходуется, либо расходуется весьма медленно (это касается прежде всего имущих граждан), кроме того, уменьшение налогов ведет к безработице среди врачей, учителей, интеллигенции. Необходимо: повышать налоги для корпораций, ввести высокие прогрессивные ставки налогообложения, высокооплачиваемым слоям граждан, свести к минимальному уровню военные расходы; проводить реконструкцию системы общественных ценностей, ориентируясь на социальную справедливость; идея государственности должна быть подчинена общим интересам.

Особенность институциональной программы антикризисного регулирования заключается в том, что она способствует расширению покупательной способности граждан с низкими и средними доходами и снижению покупательной способности зажиточных слоев населения за счет предлагаемого перераспределения этих доходов. При этом институциональный и неолиберальный подходы выражают противоположные точки зрения, а кейнсианский и неокейнсианский — находятся в середине. В настоящее время существует ряд крупных моде-

лей переходных экономических периодов, и принципом их систематизации является соединение последовательности их генезиса с логическим обобщением, выстроенным в зависимости от глубины изменений в системе общественных отношений по таким признакам, как распределение ресурсов, отношения собственности, социальные аспекты, расширенное воспроизводство, которые указывают на важнейшие качества господствующих в рамках вышеуказанных моделей экономических отношений.

Модель корпоративно-рыночного реформирования является едва ли не единственным примером успешного с экономической точкой зрения реформирования прежней системы (Китай, Вьетнам). Ее отличительные особенности заключаются в ограничении качественных изменений определенными секторами экономики при постепенном отмирании "старого" уклада и свойственных ему основ расширенного воспроизводства; в доминировании инерционности — постепенных изменений над радикальными методами; в развитии нового уклада преимущественно за счет реформирования, а не разрушения прежней системы хозяйствования.

Государственно-корпоративная модель трансформации предусматривает не постепенное реформирование корпоративно-рыночной модели, а ее демонтаж и выход на траекторию индустриального развития. При этом происходит более радикальное перераспределение экономической власти, контроля и собственности от центральных государственных структур к отдельным получастным корпорациям. Для государственно-корпоративной модели характерны абсолютное доминирование локального монополистического контроля и регулирования в области распределения ресурсов, корпоративных форм собственности и значительная степень развития корпоративной конкуренции. В случае слабой институциональной системы и центральной власти такая социально-экономическая формация будет двигаться по пути инфляции и стагнации. Социальные цели реализуются здесь в форме минимальных подачек с целью сдерживания социальной напряженности либо для массовой поддержки того или иного клана.

В условиях *либерально-корпоративной модели трансформации* рыночные механизмы саморегуляции подавлены корпоративным контролем крупнейших монополий и государства не полностью. Права собственности отчуждены от населения и концентрируются в основном в руках частных корпораций и предпринимателей. В зависимости от того, насколько структура экономики, менталитет граждан и традиций, институциональная среда приспособлены для либерально-рыночных реформ, а также в зависимости от избранных методов преобразований, переходный процесс либерально-корпоративной модели может сопровождаться глубоким и продолжительным трансформационным кризисом. Либерально-корпоративная модель трансформации может иметь два подвида, зависящих от различий в методах проводимых реформ. Например, при шоковой терапии (бархатной революции) изменения при наличии необходимых институциональных и социально-политических предпосылок реализуют, ориентируясь на так называемое социально-рыночное хозяйство. При этом преобразованию подвергаются и отношения собственности (в сторону большей дисперсии среди населения), но главенствует все же корпоративная собственность. С другой стороны, либерально-корпоративная модель трансформации может реализовываться и в условиях, неадекватных либеральным условиям. Но в этом случае попытка использования методов "шоковой терапии" оборачивается рядом непоследовательных и противоречивых попыток вызвать "шок" с помощью сколь угодно жестких (в том числе и волюнтаристки-бюрократических) методов, выбор которых и степень их "жесткости" предопределены сопротивлением внутренней и внешней среды, отторжением экономикой и народом страны и мировым сообществом внедряемых радикальных преобразований. В этом случае налицо стремление любой ценой обеспечить одномоментное и административное разрушение прежней системы централизованного планирования, принудительно внедрить рынок и осуществить ускоренную передачу государственной собственности в руки частных лиц, обладающих достаточными средствами и/или административной властью [9, 21]. Эти методы, ориентированные на достижение любым путем "точки невозврата" как самоцели, подразумевают, что за нее нужно заплатить практически любую необходимую финансовую, экономическую и социальную цену. Поэтому рыночная саморегуляция оказывается существенно потеснена "корпоративным контролем" и монополизмом при одновременном ослаблении системы государственного регулирования и практически превращения его в один из видов локального контроля. Частная собственность при этом оказывается по своему содержанию корпоративно-номенклатурной, а финансово-экономической стабилизации угрожает стагнация.

В США на кризисные явления в экономике начали реагировать в феврале 2008 г., когда был принят закон по ее стимулированию; в июле 2008 г. был принят закон по поддержке жилищного рынка; в октябре 2008 г. был принят закон об экономической стабилизации, направленный на обеспечение массированных государственных инвестиций в финансовые институты (реализация программ поддержки "плохих активов" по плану Полсона). Именно на эти цели было ассигновано 700 млрд долл., причем половина этой суммы была потрачена на выкуп государством части акционерного капитала банков и страховых компаний, а вторая половина средств предназначалась для поддержки жилищного рынка. Кроме того, в декабре 2008 г. для стимулирова-

ния влияния на экономику ФРС США снизила учетную ставку практически до нулевого уровня. В феврале 2009 г. конгрессом США принят закон по восстановлению и реинвестициям, предусматривающий выделение ассигнований на налоговые льготы и различные инвестиционные проекты на сумму 787 млрд долл. При этом, если федеральные ассигнования по антикризисной программе "Новый курс" Ф. Рузвельта составляли не более 2 % ВВП, то план Обамы превышает уже 5 % ВВП и в этом направлении идет заметно дальше усилий государства по выходу из Великой депрессии 1930-х годов. План Обамы включает налоговые льготы для населения и бизнеса, а также разнообразные инвестиционные и инфраструктурные проекты. При этом налоговые льготы для граждан страны составляют 175 млрд долл., а для предпринимателей — 100 млрд долл. Другое направление пакета — инвестиционные, инфраструктурные, социальные, образовательные и научные программы, предусматривающие ассигнование в совокупности 500 млрд долл. Причем многие из намеченных программ носят долговременный характер и просчитаны до 2019 г. Однако вышеуказанный пакет по стимулированию в ближайшие 1,5 года по прогнозам может создать $2{,}5 \div 3{,}5$ млн новых рабочих мест при уровне безработицы до конца 2010 г. примерно 9 %. Ожидаемый рост ВВП уже к 2010 г. может составить 6,6 %, а дефицит бюджета — 1,2 триллиона долл. (8,3 % ВВП). Предусматривается сокращение дефицита бюджета в 2011 г. до 1 триллиона долл., а в 2013 г. — до 533 млн долл. (3,0 % ВВП). Следует отметить, что в бюджетном проекте на 2010 г. планируются ассигнования в сумме 634 млрд долл. на медицинские услуги; 150 млрд долл. — на развитие энергетики; планируется также увеличение налоговой нагрузки на лиц с высокими доходами. Новая экономическая программа США по масштабу влияния может быть поставлена в один ряд с такими поворотными стратегиями в истории США, как "Новый курс" Ф. Рузвельта, "Великое общество" Джонсона [17].

Возможности и сроки выхода из нынешнего кризиса ограничивает то обстоятельство, что он стал наиболее глобальным, мировым и подтвердил, что рыночная экономика в целом не является идеальным хозяйственным механизмом. Наблюдается заметное усиление роли государства и государственных расходов в экономике, что наиболее характерно для периодов экономических кризисов. Тем не менее модель экономики США зарекомендовала себя как наиболее эффективная с экономической точки зрения, хотя и менее социально ориентированная, чем другие рыночные экономические модели (скандинавская, немецкая и др.). Однако глобальный финансовый и экономический кризис XXI века опроверг вышеприведенное утверждение и он становится во многом вызовом американской модели экономики, очередной проверкой ее способности решить как устоявшиеся рыночные, так и вновь возникающие финансовые, экономические, социальные, экологические и другие проблемы. Поэтому в дальнейшем как будут формироваться мировая экономическая модель и автономные экономические модели всех государств мира покажет время.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Глазьев С. Ю.** Грядет ли новый финансовый кризис в России? // Вопросы экономики. 2000. № 6. С. 18—33.
2. **Сенчагов В. К.** Экономическая безопасность: геополитика, глобализация. Самосохранение и развитие. М.: ЗАО "Финстатинформ", 2002. 128 с.
3. **Экономика** военно-морского флота и ее связь с обеспечением национальной безопасности страны / В. П. Барсуков, А. Е. Степанов и др. // Промышленность России. 2000. № 9.
4. **Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Методические подходы к выявлению продукции, имеющей стратегическое значение для обеспечения экономической безопасности // БИС. 2005. № 8. С. 1—7.
5. **Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Объект и элементы концепции экономической безопасности // БИС. 2005. № 7. С. 1—12.
6. **Федотов С. В., Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Судостроение как ключевая составляющая морской безопасности России, его состояние и развитие // БИС. 2009. № 4. С. 11—19.
7. **Родионова В. М., Федотова М. А.** Финансовая устойчивость предприятий в условиях инфляции. М.: Перспектива, 1995.
8. **Клейнер Г. Б., Тамбовцев В. Л.** Предприятие в нестабильной экономической среде: риски, стратегии, безопасность. М.: Экономика, 1997.
9. **Портер М. Э.** Конкурентное преимущество: как достичь высокого результата и обеспечить его устойчивость / Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. 715 с.
10. **Кондратьев Н. Д.** Проблемы экономической динамики. М.: Экономика, 1989.
11. **Меньшиков С. М., Клименко Л. А**. Длинные волны в экономике. М.: Международные отношения, 1989.
12. **Шумпетер Й.** Теория экономического развития / Пер. с нем. под ред. А. Г. Милейковского. М.: Прогресс, 1982.
13. **Стратегия** и тактика антикризисного управления фирмой / Под общ. ред. А. П. Градова, Б. И. Кузина. СПб.: Специальная литература, 1996. 510 с.
14. **Остапенко В.** Великая депрессия в США и современный российский кризис: причины и пути преодоления // Проблемы теории и практики управления. 1998. № 1.
15. **Анализ** факторов, влияющих на социально-экономическое положение регионов Российской Федерации / С. В. Федотов, А. Е. Степанов и др. // Конверсия в машиностроении. 1999. № 1. С. 11—15.
16. **Стратегическое** управление организационно-экономической устойчивостью фирмы / Под ред. А. А. Колобова, И. Н. Омельченко. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.
17. **Супян В. Б.** Антикризисная политика Б. Обамы // Партнёр ТПП РФ. 2009. № 4. С. 53—56.
18. **Стиглиц Д. Ю**. Экономика государственного сектора. М.: ИНФРА-М, 1997. 718 с.
19. **Долгопятова Т.** Поведение предприятий в условиях жестких финансовых ограничений // РЭЖ. 1994. № 12. С. 66—73.
20. **Акулов В. Б.** Кейнсианская модель макроэкономического регулирования. СПб.: СПб ГУ, 1993. 223 с.
21. **Потемкин В. К.** Самоуправляющиеся хозяйственные системы рыночной экономики. СПб.: ИСЭП, 1995. 240 с.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62-242.3/762.63

Ю. Ф. ГОРТЫШОВ, д-р техн. наук,
А. М. ДРУЖИНИН, В. М. ГУРЕЕВ, И. Ф. ГУМЕРОВ, кандидаты технических наук, В. А. СТРОГАНОВ
(КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань), e-mail: stroganovva@yandex.ru

Поршневые кольца или поршневые уплотнения?

Рассматриваются пути повышения эффективности поршневых компрессионных колец, заключающиеся в необходимости учета газодинамики при определении их геометрии и разработке системы поршневых колец - поршневого уплотнения для различных типоразмеров ДВС. Это позволит повысить основные технико-экономические и экологические характеристики двигателя.

Ключевые слова: поршень, цилиндр, газодинамика, термодинамика, эффективность, уплотнение.

The methods of the efficiency enhancement of piston compression rings, consisted in necessity of taking into consideration the gas dynamics at determination of rings geometry and design of the system "piston ring - piston packing" for different combustion engine standard sizes, are considered. Believed it would improve general performance and ecological characteristics of the engine.

Keywords: piston, cylinder, gas dynamics, thermodynamics, efficiency, packing.

Вопрос отнюдь не риторический и появился он в результате серьезных исследований уплотнений между поршнем и цилиндром в поршневых машинах, проведенных сотрудниками НИИ "Энергоэффективных технологий" КГТУ им. А. Н. Туполева. Изучение причин очень низкого КПД (чуть более 0,3) ДВС как самого многочисленного представителя поршневых машин показало, что одним из основных виновников низкой эффективности ДВС является неудовлетворительное уплотнение между поршнем и цилиндром [1—4].

Как следует из заголовка статьи, изначально авторы сомневаются в правильности определения объекта проектирования уплотнения между поршнем и цилиндром. Проведенные исследования показали, что рассмотрение в поршневом уплотнении только одного поршневого кольца, его конструкции и физико-механических характеристик материала, из которого оно изготовляется, не вполне корректно. Дело в том, что находясь под воздействием высоких давлений и температур рабочих газов, прорывающихся в поршневую канавку, компрессионное кольцо может потерять свою работоспособность, если его геометрические параметры рассчитаны без учета газодинамики. В патенте [1] говорится: "Современные рабочие кольца, как правило, имеют высоту кольца меньше, чем его толщина (толщина — это разница внешнего и внутреннего диаметров кольца) в 1,5...2,0 раза, поэтому площадь верхнего торца компрессионного кольца больше его внутренней вертикальной поверхности.

Следовательно, сила, действующая на верхний торец кольца по оси поршня, больше радиальной силы, прижимающей кольцо к стенке цилиндра. Причем разница этих сил, в десятки и сотни раз превышающая силу собственной упругости кольца, блокирует радиальную силу и силу собственной упругости кольца, лишая кольцо упругости и подвижности относительно поршня. Компрессионное кольцо теряет свои функции, становится неработоспособным, уподобляясь конструктивному элементу поршня на самых ответственных тактах рабочего цикла двигателя".

Запатентованное авторами изобретение свидетельствует о систематической ошибке при проектировании компрессионных колец, приводящей к наличию брака в конструкции уплотнения между поршнем и цилиндром выпускаемых и в большом количестве эксплуатируемых ДВС и не только их. Очевидно, что "неработающее" компрессионное кольцо влияет не только на величину КПД и надежность двигателя, но и на все остальные его технико-экономические и экологические характеристики.

Кроме того, располагая компрессионные кольца в различных поршневых канавках и учитывая наличие гарантированных зазоров между полками поршневой канавки и торцами компрессионного кольца, дном поршневой канавки и поверхностью внутреннего кольца, а также зазора в замке кольца, проектировщики априори закладывают значительные прорывы сжимаемого воздуха и рабочих газов. Компенсировать эти издержки разработчики вынуждены увеличением частоты вращения коленчатого вала, введением различных типов наддувов и т. д., что усложняет конструкцию двигателя, снижает его ресурс и повышает расходы на его экс-

плуатацию. Причем в результате этих мероприятий двигатель не становится значительно лучше.

Расположение компрессионных колец в различных поршневых канавках имеет еще один серьезный недостаток. При отсутствии насосного эффекта моторного масла, сопровождающего работу "нормальных" компрессионных колец (у которых высота кольца согласована с его толщиной), в свободных пространствах между верхним и нижним кольцами накапливается проникающее туда масло. В процессе работы двигателя эта часть масла засоряется отходами износа колец, поршня, цилиндра, частичками нагара и кокса, прочими механическими включениями. В замкнутом пространстве между верхним и нижним компрессионными кольцами образуется абразивная суспензия, способствующая ускоренному изнашиванию контактных пар (цилиндра, особенно в районе верхней мертвой точки, колец и канавок поршня).

В последние годы получили достаточно широкое распространение трапециевидные компрессионные кольца. Например, верхнее компрессионное кольцо двигателя КамАЗ имеет форму двойной трапеции, у нижнего компрессионного кольца верхний торец выполнен под углом 6° по отношению к нижнему торцу. В учебной литературе [2] по этому поводу записано: "С повышением уровня форсирования хорошо зарекомендовали себя трапециевидные кольца, которые менее склонны к закоксовыванию по сравнению с прямоугольными кольцами".

Анализ состояния двигателей КамАЗ, поступивших на капитальный ремонт, свидетельствует о том, что основной причиной, побудившей снять двигатель с эксплуатации, чаще всего является нагарообразование на поршневых кольцах и поршневых канавках, их закоксованность, которая в некоторых случаях приводит к заклиниванию поршней и серьезной поломке двигателя. Причем все это объяснимо и вполне предвидимо, если внимательно рассмотреть схему работы подобного поршневого кольца (рис. 1).

Кроме известных функций верхнее компрессионное кольцо выполняет работу нагаросъемного кольца. При движении поршня в верхнее положение на такте "выпуск" верхний торец кольца снимает со стенки цилиндра остатки продуктов горения топливовоздушной смеси и смазочного масла (копоть, сажу и пр.). Часть этих продуктов выбрасывается в камеру сгорания и затем с выхлопными газами в атмосферу, а часть под давлением попадает в гарантированный зазор между верхней полкой поршневой канавки и верхним торцом компрессионного кольца и далее в придонную полость поршневой канавки. Из рис. 1 видно, что угол наклона верхнего торца компрессионного кольца способствует этому, явно негативному процессу, ускоряя нагарообразование на свободных поверхностях компрессионного кольца и поршневой канавки и

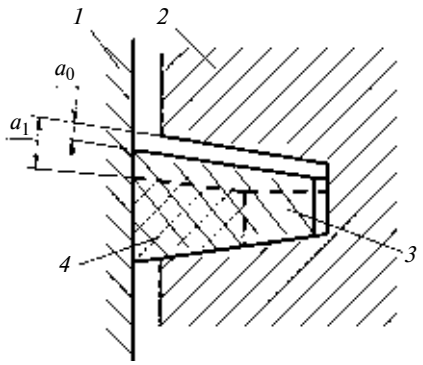


Рис. 1. Схема изменения величины зазора в результате износа рабочей поверхности компрессионного кольца:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — новое компрессионное кольцо; *4* — положение компрессионного кольца в результате износа; a_0, a_1 — величины зазора между верхней полкой поршневой канавки и верхним торцом компрессионного кольца до и после износа его рабочей поверхности

дальнейшее их коксование под действием высоких температур и давлений. Причем следует отметить, что этот процесс начинается с запуска нового двигателя и постоянно сопровождает его работу в течение всего срока его эксплуатации с нарастающим отрицательным эффектом.

По мере износа рабочей поверхности компрессионное кольцо смещается к стенке цилиндра. Смещение компрессионного кольца прямоугольного профиля никак не сказывается на изменении зазора между верхней полкой поршневой канавки и верхним торцом кольца. Смещение компрессионного кольца с двойной трапецией (как на двигателе КамАЗ, см. рис. 1) "обеспечивает" двойное увеличение этого архиважного зазора. Последствия очевидны и выводы разработчики должны сделать сами.

Следует также обратить внимание конструкторов на применение покрытий рабочей поверхности компрессионных колец, которое для современных колец бывает двух видов: мягкое и твердое. Мягкое покрытие (широко распространенное ранее лужение рабочей поверхности компрессионных колец) предназначается для более быстрой приработки колец по гильзе цилиндра. Твердое покрытие (например, хромирование рабочей поверхности компрессионных колец) конечно предназначено для увеличения их срока службы.

Отметим, кстати, что в последние годы лужение стали заменять другими, естественно более дорогими, покрытиями. Например, ведущее предприятие по производству деталей цилиндропоршневой группы для автомобилей и тракторов в России и СНГ ОАО "Костромской завод "МОТОРДЕТАЛЬ"" изготовляет комплекты поршневых колец с хромированными рабочими поверхностями. Рекламируя свои изделия, заводчане ссылаются на технологии ведущих мировых производителей, среди партнеров завода называется международный концерн Federal Mogul.

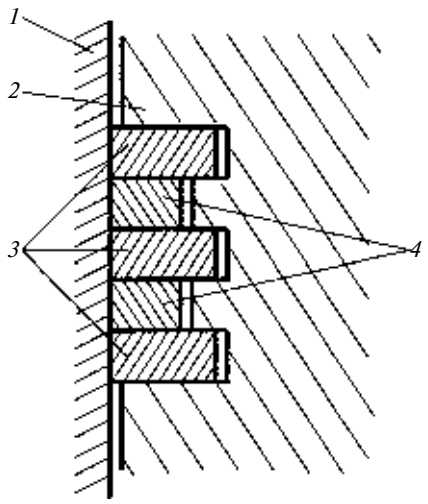


Рис. 2. Лабиринтное поршневое уплотнение:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* и *4* — основные и промежуточные компрессионные кольца

Так стоит ли покрывать рабочую поверхность поршневых колец твердыми покрытиями? При проектировании любой конструкции разработчик старается предусмотреть в ней "слабое" звено, которое в процессе эксплуатации можно легко заменить более простым и, наверное, самым дешевым. Таким звеном в цилиндропоршневой группе, конечно, является компрессионное кольцо. Учитывая активное "воздействие" современных компрессионных колец на гильзу цилиндра [3], повышать их режущие свойства, т. е. увеличивать износ цилиндра, мягко выражаясь, не бесспорное и тем более экономически необоснованное решение. В крайнем случае партнер ОАО КамАЗ концерн Federal Mogul с целью повышения малосъемных свойств второго кольца предлагает отказаться от износостойкого покрытия, изменить форму с односторонней трапеции на прямоугольную и т. д. Непонятна в данном случае "цель" американцев, но меры как раз укладываются в русло наших настоящих и ранее опубликованных выводов [4]. Так кто же мешает воспользоваться нашими и не только нашими рекомендациями? Нет ничего проще, как вернуться к уже оправдавшим себя за многие годы эксплуатации гальваническим операциям лужения или, если так нравится, нанесения слоя молибдена на рабочую поверхность компрессионного кольца. Кстати, рабочая поверхность верхнего компрессионного кольца в современных двигателях КамАЗ покрывается молибденом. Если к этому добавить, например, прямоугольный профиль кольца и согласовать высоту кольца с его толщиной (разницей наружного и внутреннего диаметров), учесть газодинамические процессы, то может получиться вполне работоспособное кольцо, в котором не надо будет предусматривать "специально выполненную конфигурацию рабочей поверхности", к которой тоже есть свои вопросы.

Если же кто-то беспокоится об увеличении срока службы компрессионных колец, то есть вполне определенный выход — необходимо обеспечить между поршневым кольцом и зеркалом цилиндра устойчивый гидродинамический смазочный слой, разделяющий поверхности трения. Но это условие может быть выполнено, если при расчете поршневого уплотнения будут учтены газодинамические силы, действующие на кольцо [3, 4], у которого будут сохранены упругие свойства и оно обретет свою работоспособность.

И в заключение, следуя традиции публикуемых в журнале "Вестник машиностроения" материалах, представляем поршневое уплотнение (рис. 2) для ДВС [5], в котором предусмотрен лабиринтный принцип уплотнения, эффективно используемый в авиационных газотурбинных двигателях. Схема достаточно проста и понятна, дополнительно о преимуществах лабиринтных уплотнений можно прочитать в опубликованном ранее материале [6].

Выводы

1. Проектируя уплотнение между поршнем и цилиндром, следует разработать поршневое уплотнение, т. е. систему поршневых колец, расположенных в одной поршневой канавке (см. рис. 2).

2. Технически и экономически целесообразно применять поршневые кольца прямоугольного профиля.

3. При пакетном расположении компрессионных колец в одной поршневой канавке специальные покрытия рабочей поверхности колец могут не понадобиться (с технологической точки зрения целесообразно оставить общее антикоррозийное покрытие, например фосфатирование).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2 341 671 С2 Рос. Федерации:** Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

2. **Двигатели** внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990.

3. **Дружинин А. М.** Определение высоты "нормальных" компрессионных колец // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 17—19.

4. **Влияние** газодинамических процессов на КПД и ресурс двигателя / Ю. Ф. Гортышов, В. М. Гуреев, А. М. Дружинин, М. А. Законов // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 14—17.

5. **Пат. 76 082 U1 Рос. Федерации:** Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

6. **Гуреев В. М., Дружинин А. М., Гельманов Р. Р.** Нагарообразование и ресурс ДВС // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 29—31.

УДК 539.3

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, Е. А. РОМАНЕНКО
(АО "Новокраматорский машиностроительный завод" г. Краматорск, Украина), тел. (84323) (06254) 782-03

Натуральная механическая модель (критерий) предельных состояний материалов при сложном нагружении

Для инженерных расчетов предложена натуральная механическая модель (критерий) предельных состояний материалов при сложном нагружении. Критерий отличается тем, что положение опасной площадки в объеме напряженно-деформированного материала с действующими на ней разрушающими факторами - нормальными и касательным напряжениями, определяют сами главные напряжения через направляющие косинусы нормали этой площадки.

Ключевые слова: предельное состояние материала, сложное нагружение, критерий, главные напряжения, направляющие косинуса нормали.

A natural mechanical model (criterion) for engineering calculations of the materials limiting states at complicated loading is proposed. The criterion feature is that the location of danger area in the deformed material volume with acting on it destructing factors, namely, normal and tangential stresses, is determined by the principal stresses through the directional cosines of the normal of this area.

Keywords: material limiting state, complicated loading, criterion, principal stresses, directional cosines of the normal.

В зависимости от условий нагружения материал может находиться в различных механических состояниях. При небольших внешних нагрузках материал работает упруго или, как говорят, находится в *упругом состоянии*. При больших нагрузках обнаруживаются заметные остаточные деформации, и материал находится в *пластическом состоянии*. При дальнейшем увеличении нагрузок происходит образование местных трещин и наступает *состояние разрушения*.

Механическое состояние материала в точке зависит в первую очередь от напряженного состояния в этой точке. Количественную оценку напряженного состояния в точке можно получить по критериям предельных напряженных состояний материалов [1÷6].

Большинство обобщенных критериев укладывается в рамки высказанной А. Надаи [1] гипотезы о том, что в предельном состоянии октаэдрическое касательное напряжение $\tau_{окт} = \sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2}/3$ является функцией октаэдрического нормального напряжения $\sigma_{окт} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$, причем оба напряжения получены из формул теории упругости для нормального σ_ν и касательного τ_ν напряжений, действующих на произвольной площадке с нормалью ν [5]:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_\nu &= \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma_2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3;\\ \tau_\nu &= \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2+(\sigma_2\cos\alpha_2)^2+(\sigma_3\cos\alpha_3)^2-\sigma_\nu^2},\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

при условии

$$\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 = 1/\sqrt{3},$$

т. е. когда нормаль к площадке образует равные углы $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha$ с главными напряжениями σ_1, σ_2, σ_3.

Таким образом, согласно Надаи, условие наступления предельного состояния следует искать в виде: $\tau_{окт} = f(\sigma_{окт})$.

Например, по И. М. Беляеву и А. И. Боткину условие прочности предлагается в виде линейной зависимости [1]: $\tau_{окт} \leqslant m(n + \sigma_{окт})$, где m и n — константы, определяемые из опытов через пределы прочности при растяжении (σ_p) и сжатии (σ_c).

К. К. Шкарбелис предлагает следующую функциональную зависимость между октаэдрическими напряжениями [1]: $\tau_{окт}^{\alpha} + a\sigma_{окт}^{\beta} \leqslant b$, где a, b, α, β — константы материала, определяемые из четырех опытов при различных видах напряженного состояния.

На основании представлений о переходе энергии деформаций в поверхностную энергию трещин китайским ученым Лю Шу И был предложен критерий, который сводится к двум условиям:

$$\frac{9}{2}\left(\frac{5}{2}\tau_{окт}^2 + \sigma_{окт}^2\right) \leqslant \text{const при } \sigma_{окт} > 0;$$

$$\frac{9}{2}\left(\frac{5}{2}\tau_{окт}^2 - \sigma_{окт}^2\right) \leqslant \text{const при } \sigma_{окт} < 0,$$

развивающим концепцию о невозможности описания предельного состояния материала одним уравнением. Эта концепция наиболее ярко выражена в объединенной теории прочности Н. Н. Давиденкова и Я. Б. Фридмана [1].

На базе перечисленных выше подходов и на основе функций нормальных (σ_ν) и касательных (τ_ν) напряжений (1) с направляющими косинусами нормали ν опасной площадки (поверхности разрушения) в виде:

$$\cos\alpha_1 = \Sigma_1/\Sigma_p;\ \cos\alpha_2 = \Sigma_2/\Sigma_p;\ \cos\alpha_3 = \Sigma_3/\Sigma_p; \quad (2)$$

где $\Sigma_1 = 2\sigma_1 - \chi(\sigma_2 + \sigma_3)$; $\Sigma_2 = 2\sigma_2 - \chi(\sigma_1 + \sigma_3)$; $\Sigma_3 = 2\sigma_3 - \chi(\sigma_1 + \sigma_2)$;

$$\Sigma_p = \sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2)-\chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}$$

(рис. 1) (здесь $\chi = \sigma_p/\sigma_c$ — характеристика хрупко-пластических свойств материалов, $0 < \chi \leqslant 1$), была

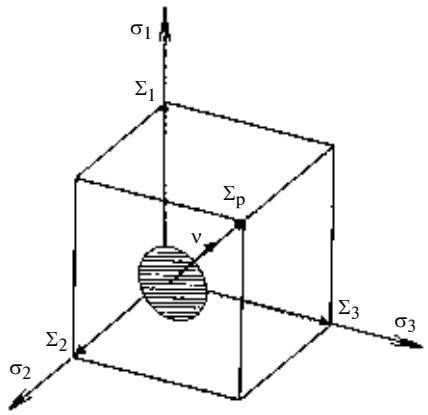


Рис. 1. Положение вектора ν опасной площадки в пространственной системе главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3

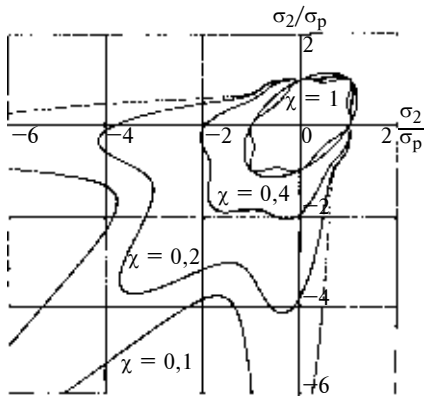


Рис. 2. Семейство предельных кривых в зависимости от значений χ по натуральному критерию

разработана новая теория прочности широкого класса изотропных материалов [4], из которой вытекает натуральный критерий предельного состояния материалов [5] в следующем развернутом виде:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{3}{2}\tau_\nu^2 + (1-\chi^2)\sigma_\nu^2} \leqslant \frac{\sqrt{4-\chi^2}}{2+\chi^2}\sigma_p \text{ при } \sigma_\nu > 0;$$
$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{3}{2}\tau_\nu^2 + (1-\chi^2)\frac{\chi^2}{4}\sigma_\nu^2} \leqslant \frac{\sqrt{4-\chi^2}}{2+\chi^2}\sigma_p \text{ при } \sigma_\nu \leqslant 0. \quad (3)$$

Этот критерий учитывает как физическую природу деформаций (сдвиг, отрыв), так и влияние на прочность всех трех главных напряжений и деформаций, и хорошо согласуется с имеющимися теоретическими и экспериментальными данными [4, 5]. Геометрическая интерпретация натурального критерия (3) — семейство предельных кривых в системе главных напряжений на плоскости ($\sigma_3 = 0$) для реальных материалов ($0 < \chi \leqslant 1$), представлена на рис. 2.

Отметим, что для материала в пластическом состоянии ($\chi = 1$) выражения (2) преобразуются к виду:

$$\cos\alpha_1 = \frac{2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3}{\sqrt{3[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2]}};$$

$$\cos\alpha_2 = \frac{2\sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3}{\sqrt{3[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2]}};$$

$$\cos\alpha_3 = \frac{2\sigma_3 - \sigma_1 - \sigma_2}{\sqrt{3[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2]}},$$

а два выражения критерия (3) — в одно неравенство, независимо от знака σ_ν, т. е. $\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{3}{2}}\tau_\nu \leqslant \frac{\sigma_p}{\sqrt{3}} \approx$ $\approx 0{,}577\sigma_p$. При этом предельная величина $0{,}577\sigma_p$ абсолютно совпадает с предельной величиной касательного напряжения, полученной по энергетическому критерию [1], а предельная кривая является замкнутой и всегда будет вписана в эллипс Губера—Мизеса (см. рис. 1).

Для материала в идеально хрупком состоянии ($\chi = 0$) выражения (2) будут иметь вид:

$$\cos\alpha_1 = \sigma_1/\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2};$$
$$\cos\alpha_2 = \sigma_2/\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2};$$
$$\cos\alpha_3 = \sigma_3/\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2},$$

а из выражений (3) получим следующие условия:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{3}{2}\tau_\nu^2 + \sigma_\nu^2} \leqslant \sigma_p \text{ при } \sigma_\nu > 0;$$
$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{3}{2}}\tau_\nu \leqslant \sigma_p \text{ при } \sigma_\nu \leqslant 0.$$

Очевидно, что из правой части натурального критерия, представленного в развернутом виде (3), вытекает выражение, по которому можно определять предельные напряжения σ_* для широкого спектра реальных материалов ($0 < \chi \leqslant 1$), т. е.

$$\sigma_* = \frac{\sqrt{4-\chi^2}}{2+\chi^2}\sigma_p. \quad (4)$$

Согласно выражению (4) предельные напряжения σ_* для некоторых материалов [6] составят:

для стекла и ситаллов ($\chi = 0,135$) $\sigma_* = 0{,}988\sigma_p$;

для металлокерамических композиций ($\chi = 0,25$) $\sigma_* = 0{,}962\sigma_p$;

для модифицированных чугунов ($\chi = 0,45$) $\sigma_* = 0{,}884\sigma_p$; для баббитов ($\chi = 0{,}65$) $\sigma_* = 0{,}781\sigma_p$; для углеродистых сталей ($\chi = 0,95$) $\sigma_* = 0{,}606\sigma_p$.

Отметим, что для разных конструкционных материалов данные экспериментов дают значения предельных характеристик в интервале $(0{,}5 \div 0{,}9)\sigma_p$ [7].

Таким образом, натуральный критерий (3) можно применять для оценки эквивалентных напряжений и соответствующих им характеристик предельного состояния широкого круга конструкционных

материалов, по-разному сопротивляющихся растяжению и сжатию.

Новизна натурального критерия предельных напряженных состояний материалов (3) состоит в том, что положение опасной площадки (поверхности разрушения) в объеме напряженно-деформированного материала с действующими на ней разрушающими факторами σ_ν и τ_ν (1) определяют сами главные напряжения σ_1, σ_2, σ_3 через направляющие косинусы (2) нормали ν этой площадки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
2. **Цыбулько А. Е.** Универсальный критерий прочности, учитывающий вид напряженного состояния конструкционных материалов // Тяжелое машиностроение. 1999. № 12.
3. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Критерий прочности изотропных материалов // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 20—22.
4. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.
5. **Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Козлов П. Н.** Оценка прочности конструкций по натуральному критерию предельного состояния материалов // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 10—12.
6. **Сопротивление** материалов деформированию и разрушению: Справочное пособие. Ч. 1 / В. Т. Трощенко, А. Я. Красовский, В. В. Покровский и др. Киев. Наукова думка, 1993. 288 с.
7. **Евстратов В. А.** Теория обработки металлов давлением. Харьков: Вища школа, 1981. 248 с.

ПЕРВЫЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ ФОРУМ "ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ–2010"

Первый международный форум "Технологии в машиностроении-2010" будет проведен в период с 30 июня по 4 июля 2010 года в городе Жуковском Московской области на территории Транспортно-выставочного комплекса "Россия" — традиционном месте проведения авиасалонов "МАКС".

Организаторы форума — Федеральная служба по военно-техническому сотрудничеству России и Государственная Корпорация "Ростехнологии" при участии министерств и ведомств Российской Федерации, Генеральный устроитель — ОАО "Транспортно выставочный комплекс "Россия" (ТВК "Россия"), Генеральный партнер — Союз машиностроителей России.

Первый международный форум проводится при поддержке Администрации Президента Российской Федерации, Правительства Российской Федерации, Министерства обороны Российской Федерации, Правительства Москвы, Правительства Московской области, ФГУП "Рособоронэкспорт".

Проведение форума станет эффективным инструментом реализации важных целей — развития отечественного машиностроения, продвижения его продукции на мировой рынок, повышения конкурентоспособности и укрепления престижа продукции российского машиностроения, что особенно актуально в свете реализации главной национальной задачи — модернизация и технологическое развитие России.

Формат проведения Форума предусматривает деловую, выставочную и демонстрационную программы для специалистов с 30 июня по 2 июля и для публичного посещения 3—4 июля.

Деловую программу Форума откроет пленарное заседание на тему: "Техническая и технологическая модернизация машиностроительного комплекса — основа развития экономики страны".

Основные темы конференций и круглых столов:

оснащение коллективных сил оперативного реагирования ОДКБ современными образцами вооружения и специальной техники;

прогнозирование перспективных направлений развития машиностроения и выработка стратегий реализации проектов развития;

формирование инвестиционного климата в машиностроительной отрасли;

передовые авиационные технологии и научные разработки в машиностроение;

роль стандартизации, метрологии, оценки соответствия в развитии производства инновационной и высокотехнологичной продукции в РФ;

беспилотные многоцелевые комплексы;

модернизация и переоснащение производственной и технологической базы машиностроительной отрасли;

защита интеллектуальной собственности на предприятиях ВПК и в военно-техническом сотрудничестве и др.

В рамках выставочной программы форум впервые объединит ранее самостоятельные выставки:

Международную выставку по технологиям в машиностроении "ИНТЕРМАШ-2010";

4-й Салон вооружений и военной техники "МВСВ-2010";

Международную выставку в области аэрокосмонавтики "АЭРОСПЕЙС-2010";

Международную выставку "Беспилотные многоцелевые комплексы "UVS-TECH 2010".

Осмотры выставочных экспозиций станут неотъемлемой частью деловой программы форума.

Международная промышленно-технологическая выставка "ИНТЕРМАШ-2010" призвана дать более полное представление участникам и посетителям форума об инновационных технологиях и высокотехнологичном оборудовании, которые использовались при создании представленных на выставках образцов.

Салон вооружений и военной техники "МВСВ-2010" является одной из базовых выставок продукции военного назначения, проводимых на территории Российской Федерации, а также центром демонстрации последних достижений в области разработки вооружения и военной техники.

Международная выставка "AEROSPACE-2010" призвана продемонстрировать новейшие достижения в области космических средств вооружения российского производства.

Международный форум и выставка "Беспилотные многоцелевые комплексы" — "UVS-TECH 2010" — профессиональная специализированная площадка, объединяющая российские и зарубежные предприятия — разработчиков, производителей и потребителей беспилотных систем.

На полигоне в рамках демонстрационной программы Форума будут впервые для широкой публики продемонстрированы в динамике тактико-технические и эксплуатационные характеристики образцов вооружения, военной техники, автотранспорта любого назначения, средств пожаротушения и систем безопасности. В публичные дни работы Форума (3 и 4 июля) наряду с демонстрацией техники предусмотрено проведение военно-спортивного шоу с привлечением ДОСААФ и спецподразделений МВД, МЧС, ГРУ, ФСБ и МО РФ, способствующее выполнению задачи патриотического воспитания граждан страны.

Деловая программа форума также предусматривает проведение дней молодежи и военно-патриотического воспитания.

Департамент PR и рекламы Дирекции Первого международного форума
"Технологии в машиностроении-2010",
контактный центр (Call-центр) форума:
тел.: +7(499)929 5138,
e-mail: pr@forumtvm.ru,
www.forumtvm.ru

ФГУП "ПО "Квант"

предлагает услуги по выполнению следующих видов работ:

I. Металлообработка

- Токарные работы.
- Фрезерные работы.
- Шлифовальные работы.
- Изготовление зубчатых колес.
- Координатно-расточные работы.
- Электроискровые работы.
- Слесарно-каркасные работы.
- Пробивные работы.
- Холодная штамповка.
- Сварные работы.

II. Изготовление, сборка и монтаж

- Изготовление односторонних/двухсторонних печатных плат, СВЧ-плат.
- Изготовление волноводов, пайка в расплаве солей.
- Сборка и монтаж узлов и радиоэлектронных модулей I уровня.
- Изготовление СВЧ приборов (F ≤ 18 ГГц).
- Изготовление микросборок.
- Регулировка и испытание узлов и модулей I, II уровня.
- Изготовление кабельных устройств.
- Изготовление БНК – 1-го, 2-го, 3-го уровня.

III. Гальванические работы:

- Дробеструйная обработка.
- Цинкование.
- Обезжиривание.
- Химическое пассирование.
- Фторирование.
- Анодирование.
- Меднение.
- Хромирование.
- Серебрение.
- Химическое оксидирование.
- Никелирование.
- Покрытие олово-висмут.

IV. Климатические испытания

- Габаритные размеры полезного объема 15000x4800x4100 мм.
- Масса испытываемых изделий до 40 т.
- Камера тепла и влаги: максимальная температура до +70 °С, влажность воздуха до 98%.
- Камера холода: максимальная температура –50 °С.
- Камера дождевания: интенсивность дождевания 5 мм/мин в течение 2 ч.

V. Услуги по ремонту и проверке средств измерений.

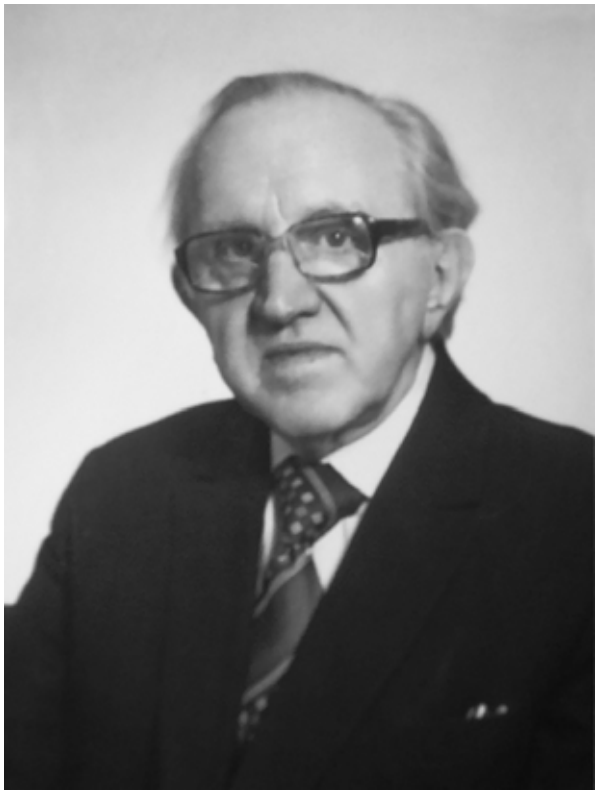
VI. Услуги по конструкторскому сопровождению.

VII. Сдаем в аренду складские помещения.

Наш адрес:

173001, г. Великий Новгород,
ул. Большая Санкт-Петербургская, д. 73
Тел. 8 (816-2) 68-20-28.
Тел./факс 8 (816-2) 64-30-05
http://kvant.natm.ru
e-mail: fsue@kvant.natm.ru

К 100-летию со дня рождения Заслуженного деятеля науки и техники, доктора технических наук, профессора Владимира Николаевича Кудрявцева (1910—1996)



Владимир Николаевич Кудрявцев принадлежит к плеяде выдающихся ученых в области машиноведения и деталей машин. Он был многогранной личностью, органично сочетавшей в себе таланты инженера и ученого, педагога и руководителя научно-исследовательского коллектива, книголюба и любителя классической музыки. Ему были присущи скромность, отзывчивость, тактичность, доброжелательность, бескорыстие, увлеченность и беззаветная преданность делу. Заслуженным авторитетом среди преподавателей и сотрудников он пользовался не только как заведующий кафедрой и научный руководитель отраслевой лаборатории, как заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, но прежде всего как специалист, глубже и шире понимавший предмет "Детали машин" и прикладные проблемы расчета и проектирования механического привода.

Владимир Николаевич родился 27 апреля 1910 г. в семье земского врача. Он сформировался как инженер в трудные годы создания индустрии нашей страны в период первых пятилеток. В 1928 г. поступил вольным слушателем в МГУ им. В. М. Ломоносова и одновременно с учебой в университете начал трудовую деятельность чертежником на заводе "Красный богатырь". В заводском конструкторском бюро ему довелось проектировать бумагоделательные машины, подъемно-транспортное оборудование, технологическую оснастку. В дальнейшем, закончив учебу на заводе-втузе, он получил диплом инженера-конструктора и в предвоенные, военные и послевоенные годы работал в конструкторских бюро над проектами в области военной техники. В этот период молодой, ищущий конструктор пришел к мысли о необходимости создания научно обоснованных методов проектирования механического привода.

В 1942 г. во время работы на заводе "Баррикады" в г. Сталинграде В. Н. Кудрявцев защитил кандидатскую диссертацию и в 1946 г. приступил к преподавательской деятельности в Ленинградской Краснознаменной Военно-воздушной инженерной академии им. Можайского. Начался новый период поисков, стали складываться творческие связи Владимира Николаевича с ведущими учеными страны, стимулируемые пристальным интересом молодого ученого к вопросам прочностных расчетов всех видов зубчатых и червячных передач.

В 1952 г. Владимир Николаевич успешно защитил докторскую диссертацию, а в 1956 г. начал преподавательскую работу по совместительству в Военно-механическом институте. Здесь он нашел поддержку своим замыслам по созданию научной школы и с 1958 г. неразрывно связал свою жизнь с Военмехом, в котором 30 лет возглавлял кафедру "Детали машин".

Совершенно особые заслуги у Владимира Николаевича Кудрявцева в создании теории расчета и в развитии практики проектирования планетарных передач, отличающихся наименьшими размерами и массой по сравнению с другими видами механических передач. Он одним из первых

увидел перспективность этих тогда совершенно новых передач для создания новых образцов военной и гражданской техники. Однако широкому внедрению планетарных передач препятствовали серьезные проблемы. Отставала не только технология их изготовления, но также не были изучены многие теоретические вопросы, такие как расчеты кинематики и динамики, коэффициента полезного действия, оценки прочности деталей, распределения нагрузки между сателлитами и по ширине зубчатых венцов. Наряду с участием в первых конструкторских разработках Владимир Николаевич создает теоретические основы расчета планетарных передач, изложенные в монографии, выдержавшей ряд изданий и переведенной на иностранные языки. Несколько поколений отечественных и зарубежных инженеров приобщились к созданию планетарных передач благодаря именно этой монографии.

Ни на один день не прекращалась работа по подготовке научных и педагогических кадров. Через научную школу В. Н. Кудрявцева прошли многие доктора технических наук, в том числе А. Е. Беляев, Ю. А. Державец, В. Л. Дорофеев, Е. С. Кисточкин, И. С. Кузьмин, В. Н. Ражиков, А. Л. Филипенков, и несколько десятков кандидатов технических наук. Им опубликовано 23 монографии и 160 научно-технических статей. Фундаментальные исследования В. Н. Кудрявцева и созданного им коллектива позволили приступить к разработке стандартизованных методик расчета зубчатых передач на прочность. Напряженная многолетняя работа, сопряженная с новыми теоретическими изысканиями и экспериментами, была успешно завершена утверждением ГОСТ 21354—75, а затем стандарта СЭВ и новой редакции ГОСТ 21354—87, посвященного расчету цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления на прочность. В своих выступлениях В. Н. Кудрявцев подчеркивал важную роль методик прочностного расчета передач, тщательно выверенных и приближенных к практике. Под его руководством коллектив кафедры и отраслевой лаборатории выпустил в свет большое число методических рекомендаций Госстандарта (расчеты на прочность: передач с зацеплением Новикова с низкой и высокой твердостью, планетарных передач, цилиндрических зубчатых передач внутреннего зацепления и др.).

Работа многих ученых смогла воплотиться в реальность благодаря бескорыстной помощи В. Н. Кудрявцева. Так произошло, например, с научным наследием М. Л. Новикова, который не успел довести до промышленного применения изобретенный им вид зубчатого зацепления. Именно Владимир Николаевич дал жизнь этому открытию, разработал первый практический исходный контур, организовал проведение экспериментальных исследований, создал методику прочностного расчета и внедрил это изобретение в промышленность.

Яркий талант, выдающийся научный потенциал, исключительная работоспособность и богатый практический опыт завоевали глубочайшее уважение всех, кому посчастливилось быть знакомым или работать с В. Н. Кудрявцевым. Он в полной мере отвечал требованиям, которым должен соответствовать настоящий специалист, — умению адаптироваться и самосовершенствоваться. Ему был присущ интерес к разнообразным сторонам жизни, который он стимулировал в себе и своих собеседниках высоким эмоциональным накалом, оптимизмом, и нередко в его кабинете звучал смех сотрудников и гостей.

До конца своих дней В. Н. Кудрявцев работал над проблемами гуманизации инженерного образования, совершенствования метода расчета зубчатых передач, над новым изданием своего учебника. К сожалению, осталось нереализованной его задумка написать воспоминания о прожитой жизни, богатой знаменательными событиями и общением со многими выдающимися людьми.

Благодарная память о В. Н. Кудрявцеве
навсегда сохранится в сердцах его друзей, учеников и коллег.