ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1

2017

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Наджафов А. М., Абдуллаев А. И., Ахмедов Б. Б. — Влияние суммарных конструкционных и технологических погрешностей на кинематические показатели механического привода новой конструкции штанговых насосов . . . 3

Айбиндер Р. М., Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Осмехин А. Н., Плехов А. С. — Демпфирование вибрации на резонансных частотах электротехнических комплексов и систем . . . 7

Лис В., Пономаренко Ю. Е. — Энергозатраты на преодоление сил трения в сопряженных элементах уплотнений межкатковых зазоров раскатывающих проходчиков скважин . . . 15

Масягин В. Б., Мухолзоев А. В. — Исследование особенностей размерного анализа технологических процессов изготовления изделий, имеющих угловые элементы, с учетом погрешностей углов наклона . . . 20

Дружинин А. М., Гараев А. Р. — "Скручивающиеся" поршневые кольца двигателей внутреннего сгорания . . . 24

Соколов Н. В., Максимов Т. В., Хадиев М. Б., Футин В. А. — Динамические испытания упорного подшипника скольжения в центробежном компрессоре с полуоткрытым рабочим колесом . . . 28

Сулаймонов Р. Ш. — Совершенствование конструкции машины для очистки натурального коротковолокнистого материала . . . 32

Зверев И. А., Маслов А. Р. — Исследование тепловых характеристик шпиндельных узлов на опорах качения . . . 36

Ражиков В. Н., Беляев А. Н. — Методика ускоренных ресурсных испытаний планетарной зубчатой передачи K-H-V, работающей с небольшой частотой вращения . . . 40

Калабухов Д. С., Мартынов А. А. — Метод выбора рационального варианта турбины сверхмалой мощности в системе турбоагрегата на этапе концептуального проектирования . . . 44

Войнаш С. А. — Исследование комбинированной ходовой системы транспортного средства . . . 52

Киселева С. К., Зайнуллина Л. И., Абрамова М. М., Хазгалиева А. А., Дударева Н. Ю., Александров И. В. — Влияние микроструктуры Al—Si сплава на качество слоя, полученного микродуговым оксидированием . . . 56

Пындак В. И., Новиков А. Е., Дяшкин А. В., Шевкетов Э. М. — Демпферы и амортизаторы на основе многослойных эластичных оболочек . . . 59

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Уразбахтина А. Ю., Уразбахтин Ф. А. — Оптимизация технологической подготовки сварочных материалов для сварки деталей из алюминиево-магниевых сплавов на основании анализа критичностей . . . 62

Жарков В. А. — Испытания материалов. Формовка листов, лент и полос . . . 67

Архипов В. Е., Лондарский А. Ф., Москвитин Г. В., Пугачев М. С., Широкова Н. В. — Основные свойства газодинамических покрытий . . . 75

Обработка материалов без снятия стружки

Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Казаков Д. В., Исаев А. Г. — Обеспечение надежности технологических процессов отделочно-упрочняющей центробежно-ротационной обработки стальными шариками . . . 80

ВОПРОСЫ ОБРАЗОВАНИЯ И КАДРОВАЯ ПОЛИТИКА В МАШИНОСТРОЕНИИ

Быков В. П., Быков В. В. — Исследовательское проектирование в учебном процессе . . . 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Василенко В. Н., Фролова Л. Н., Михайлова Н. А., Русина К. Ю., Таркаева Д. А. — Создание энергоэффективного оборудования для переработки масличного сырья . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Nadzhafov A. M., Abdullaev A. I., Akhmedov B. B. — Influence of total structural and technological errors on kinematic parameters of mechanical drive of new structure of bull pumps

Aybinder R. M., Gordeev B. A., Okhulkov S. N., Osmekhin A. N., Plekhov A. S. — Damping of vibrations on resonance frequencies of electrotechnical complexes and systems

Lis V., Ponomarenko Yu. E. — Energy consumption on overcoming of friction forces in mating elements of intra-compactor gap sealants of rollout borehole sinkers

Masyagin V. B., Mukholzoev A. V. — Research of features of dimensional analysis of technological processes of products manufacturing, having angular elements, taking into account errors of inclination angles

Druzhinin A. M., Garaev A. R. — "Twisted" piston rings of internal combustion engines

Sokolov N. V., Maksimov T. V., Khadiev M. B., Futin V. A. — Dynamic tests of plain thrust bearing in centrifugal compressor with semi-open impeller

Sulaymonov R. Sh. — Improvement of machine structure for cleaning of natural short-fiber material

Zverev I. A., Maslov A. R. — Research of thermal characteristics of spindle units on roller bearings

Razhikov V. N., Belyaev A. N. — Methodic of accelerated endurance tests of K-H-V planetary tooth gears, operating at low rotation frequencies

Kalabukhov D. S., Martynov A. A. — Method of selection of rational variant of very low yield turbine in turbine aggregate system at the stage of concept design

Voynash S. A. — Research of combined drive system of transport vehicle

Kiseleva S. K., Zaynullina L. I., Abramova M. M., Khazgalieva A. A., Dudareva N. Yu., Aleksandrov I. V. — Influence of Al—Si alloy microstructure on quality of layer obtained by microarc oxidation

Pyndak V. I., Novikov A. E., Dyashkin A. V., Shevketov E. M. — Dampers and absorbers on the base of multi-layered elastic shells

MANUFACTURING ENGINEERING

Urazbakhtina A. Yu., Urazbakhtin F. A. — Optimization of technological planning of welding materials for welding of parts from aluminum-magnesium alloys on the base of analysis of criticalities

Zharkov V. A. — Material testing. Forming of sheets, bands and straps

Arkhipov V. E., Londarskiy A. F., Moskvitin G. V., Pugachev M. S., Shirokova N. V. — General properties of gas-dynamic coatings

Chipless processing of materials

Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Kazakov D. V., Isaev A. G. — Reliability assurance technological process of finishing and hardening centrifugal-rotatory treatment by steel balls

PROBLEMS OF EDUCATION AND PERSONNEL POLICY IN MECHANICAL ENGINEERING

Bykov V. P., Bykov V. V. — Research design in educational process

TECHNICAL INFORMATION

Vasilenko V. N., Frolova L. N., Mikhaylova N. A., Rusina K. Yu., Tarkaeva D. A. — Development of energy efficient equipment for processing of oily raw material

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.11.2016. Подписано в печать 19.12.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2017

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.548.001.573

А. М. НАДЖАФОВ, А. И. АБДУЛЛАЕВ, доктора технических наук, Б. Б. АХМЕДОВ, канд. техн. наук
(Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: ali.najafov@rohe.az

Влияние суммарных конструкционных и технологических погрешностей на кинематические показатели механического привода новой конструкции штанговых насосов

Определены законы изменения перемещения, скорости и ускорения точки подвеса штанги с учетом конструкционных и технологических погрешностей механического привода новой конструкции штанговых насосов. Установлено, что конструкционные и технологические погрешности станка-качалки существенно влияют на кинематический параметр, характеризующий качество нового механического привода штанговых насосов.

Ключевые слова: штанговый насос, механический привод технологические и конструкционные погрешности, безбалансирный станок-качалка.

The laws of variation of displacement, speed and acceleration of beam suspension point taking into account structural and technological errors of a mechanical drive of new structure of bull pumps are defined. It is determined, that structural and technological errors of a pumping unit have significant influence on the kinematic parameter, characterizing quality of a new mechanical drive of bull pumps.

Keywords: bull pump, mechanical drive, technological and structural error, beamless pumping unit.

В настоящее время при эксплуатации нефтяных месторождений на суше все еще широко применяют скважинные штанговые насосные установки. С учетом значительного числа таких установок, находящихся в эксплуатации, их усовершенствование — актуальная проблема.

На кафедре "Детали машин" Азербайджанского технического университета разработан безбалансирный механический привод штанговых насосов (МПШН).

На рис. 1 приведена кинематическая схема преобразующего механизма безбалансирного МПШН с оригинальной компоновкой зубчато-рычажного механизма.

Предложенная конструкция [1] механического привода скважинных насосов, выполненная в виде кривошипно-ползунного механизма с планетарным зацеплением, обеспечивает изменения пути (косинусоида с амплитудой r), скорости (синусоида с амплитудой $r\omega$) и ускорения (косинусоида с амплитудой $r\omega^2$, где r и ω — длина и угловая скорость кривошипа) точки подвеса штанг в соответствии с теоретическими законами. Это позволяет исключить из данной механической системы балансир, имеющий сравнительно сложную конструкцию и приводящий к увеличению габаритных размеров всего механизма. При этом уменьшаются потери на трение в кинематических парах, а также обеспечивается большой ход подвески устьевого штока при добыче нефти.

При теоретическом исследовании машин и механизмов для упрощения решаемых задач рассматриваются идеализированные механизмы — без погрешностей размеров и без зазоров в кинематических парах. Однако в реальных механизмах все размеры звеньев имеют некоторые отклонения от проектных. Это связано как с погрешностями из-

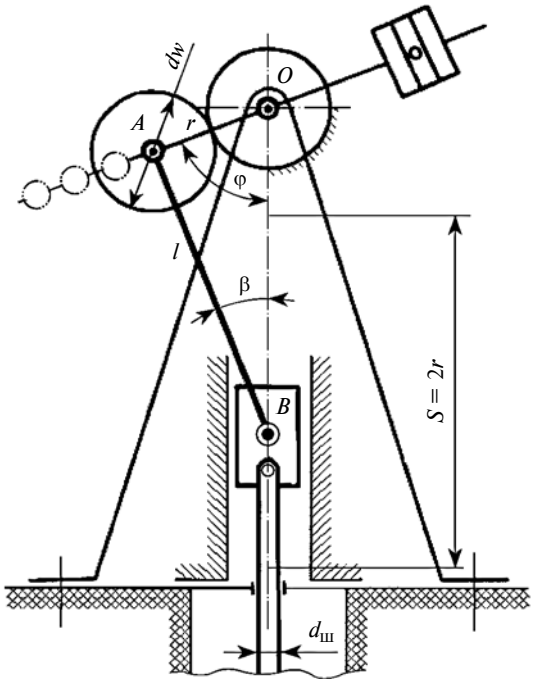


Рис. 1. Кинематическая схема преобразующего механизма безбалансирного МПШН

готовления, сборки, монтажа деталей и узлов, с изнашиванием узлов, так и с упругими, температурными и прочими деформациями.

Например, узлы механизмов машин считают абсолютно жесткими, неупругими и не имеющими зазоров. В идеальных вращательных кинематических парах это означает, что диаметр отверстия абсолютно равен диаметру установленного в нем вала. В реальных механизмах для вращения вала в отверстии необходима его подвижная посадка с определенными зазорами, которые к тому же увеличиваются при изнашивании трущихся деталей в процессе их эксплуатации.

При построении математической модели движения рассматриваемого механизма, как правило, не учитывают упругость входящих в механизм тел, погрешности изготовления звеньев, зазоры в кинематических парах, т.е. рассматривают все звенья как абсолютно жесткие тела. В действительности же все входящие в механизм тела являются упругими. При работе механизма они подвергаются деформациям, в них часто возникают упругие колебания. Например, кривошип станка-качалки — это сложное сборное соединение, форма и размеры которого влияют на движение всего механизма.

При проектировании кривошипно-шатунного преобразующего механизма МПШН новой конструкции необходимо установить его кинематические параметры, т.е. определить значения перемещения, скорости и ускорения точки подвеса штанги, в любой момент времени.

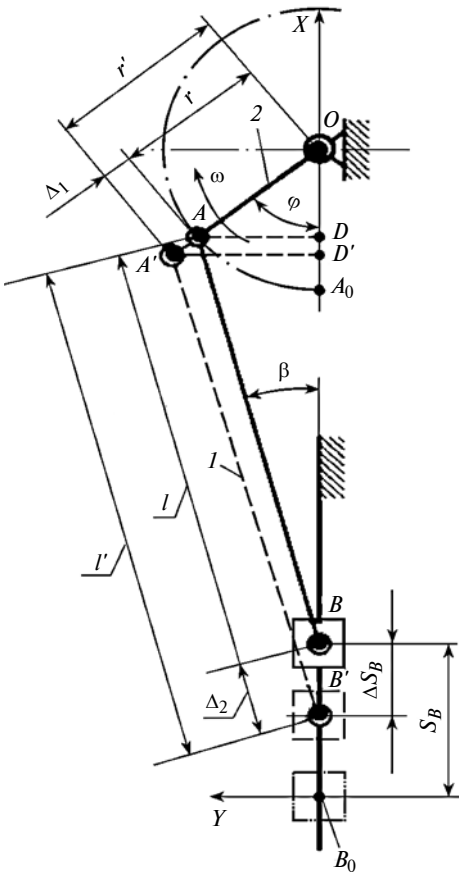


Рис. 2. Положения реального (*1*) и идеального (*2*) кривошипно-ползунных механизмов

При этом необходимо учесть, что размеры звеньев отличаются от номинальных из-за перечисленных выше погрешностей. Погрешность размера звена представляет собой разность положений ведомого звена реального и идеального кривошипно-шатунных механизмов при одинаковом положении кривошипа.

На рис. 2 показана погрешность положения реального преобразующего механизма МПШН новой конструкции относительно идеального механизма, возникшая из-за вышеназванных погрешностей кривошипа (Δ_1) и шатуна (Δ_2).

Для определения законов изменений перемещения, скорости и ускорения точки подвеса штанг используем аналитический метод [2, 3].

Для составления уравнения движения точки B преобразующего механизма МПШН новой конструкции (см. рис. 2) выберем систему координат с началом в точке B_0, соответствующей крайнему левому положению ползуна (когда точка B удалена от центра вращения кривошипа на максимальное расстояние).

За переменный параметр принимаем угол φ поворота кривошипа от крайнего левого положения (от точки A_0).

Перемещение S_B точки B, соответствующее повороту кривошипа на угол φ, составляет:

$$S_B = B_0B = B_0O - BO = B_0O - (OD' + D'B').$$

С другой стороны, известно, что

$$B_0O = OA' + A'B' = r' + l';$$

$$OD' = r'\cos\varphi; \quad D'B' = l'\cos\beta.$$

Тогда перемещение точки B

$$S_B = r' + l' - r'\cos\varphi - l'\cos\beta = \\ = r'(1 - \cos\varphi) + l'(1 - \cos\beta). \qquad (1)$$

Из треугольников $B'A'D'$ и $OA'D'$ имеем:

$$A'D' = r'\sin\varphi = l'\sin\beta.$$

Откуда

$$\sin\beta = \frac{r'}{l'}\sin\varphi = \lambda'\sin\varphi.$$

Здесь $r'/l' = \lambda'$ — безразмерный кинематический параметр, характеризующий отношение длины кривошипа к длине шатуна станка-качалки.

Используя однородность тригонометрических уравнений, выражаем $\cos\beta$ через угол φ поворота:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \lambda'^2\sin^2\varphi}.$$

Тогда выражение (1) примет вид:

$$S_B = r'(1 - \cos\varphi) + l'\left(1 - \sqrt{1 - \lambda'^2 \sin^2\varphi}\right). \qquad (2)$$

Это выражение дает возможность достаточно точно определить перемещения ползуна. Для практических расчетов выражение (2) можно несколько упростить. Для этого разложим двучлен в ряд по формуле бинома Ньютона:

$$\sqrt{1 - \lambda'^2 \sin^2\varphi} = [1 - \lambda'^2 \sin^2\varphi]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= 1 - \frac{1}{2}\lambda'^2 \sin^2\varphi - \frac{1}{8}\lambda'^4 \sin^4\varphi - \ldots \qquad (3)$$

Пренебрегаем всеми членами, начиная с третьего, ввиду их малости. Подставляем значение (3) в формулу для перемещения S_B, получим:

$$S_B = r'(1 - \cos\varphi) + \frac{r'^2}{2l'}\sin^2\varphi =$$

$$= r'\left((1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda'}{2}\sin^2\varphi\right). \qquad (4)$$

Дифференцируя уравнение (4), получим скорость точки B:

$$v_B = \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = \omega r'\left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2}2\sin\varphi\cos\varphi\right).$$

Так как $\sin\varphi\cos\varphi = \frac{1}{2}\sin 2\varphi$, то

$$v_B = \omega r'\left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2}\sin 2\varphi\right) = \frac{\pi n}{30} r'\left(\sin\varphi + \frac{\lambda'}{2}\sin 2\varphi\right), \qquad (5)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость кривошипа (n — частота вращения кривошипа).

Дифференцируя выражение (5), определим ускорение точки B:

$$a = \omega^2 r'\left(\cos\varphi + \frac{\lambda'}{2}\cos 2\varphi\right) =$$

$$= \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r'(\cos\varphi + \lambda'\cos 2\varphi). \qquad (6)$$

Важной кинематической характеристикой преобразующего механизма МПШН новой конструкции является отношение длины кривошипа к длине шатуна (или обратное отношение). Из рис. 2 имеем:

$$\lambda' = \frac{r'}{l'} = \frac{r + \Delta_1}{l + \Delta_2} = \frac{r\left(1 + \frac{\Delta_1}{r}\right)}{l\left(1 + \frac{\Delta_2}{l}\right)} = \lambda\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2},$$

где $\lambda = r/l$; Δ_1 и Δ_2 — соответственно суммарные конструкционные и технологические погрешности преобразующего механизма МПШН новой конструкции; $\varepsilon_1 = \Delta_1/r$ и $\varepsilon_2 = \Delta_2/l$ — безразмерные параметры, характеризующие соответственно отношение суммарных конструкционных и технологических погрешностей к радиусу кривошипа и длине шатуна.

Тогда выражения (4), (5) и (6) соответственно примут вид:

$$S_B = r(1 + \varepsilon_1)\left((1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{2}\left(\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}\right)\sin^2\varphi\right);$$

$$v_B = \frac{\pi n}{30} r(1 + \varepsilon_1)\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\left(\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}\right)\sin 2\varphi\right);$$

$$a = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r(1 + \varepsilon_1)\left(\cos\varphi + \lambda\left(\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}\right)\cos 2\varphi\right).$$

Максимальный путь при вертикальном движении точки подвеса штанги будет при $\varphi = 180°$, т. е. максимальный ход точки подвеса штанг $S_{B\max} = 2r(1 + \varepsilon_1)$, а скорость достигнет максимального значения при углах поворота кривошипа $\varphi = 90$ и $270°$:

$$v_{\max} = \pm\left(\frac{\pi n}{30}\right) r(1 + \varepsilon_1) = \left(\frac{\pi n}{30}\right)\frac{S_{B\max}}{2}.$$

Максимальное ускорение при $\varphi = 0$ и $180°$ составляет:

$$a_{\max} = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r(1 + \varepsilon_1)\left(1 \pm \lambda\left(\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}\right)\right) =$$

$$= \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \frac{S_{B\max}}{2}\left(1 \pm \lambda\left(\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}\right)\right).$$

Среди параметров, характеризующих кинематику станка качалки, наиболее важное практическое значение имеет ускорение точки подвеса штанги. Установлено, что динамические усилия в штангах зависят от величины и закона изменения ускорения. Для анализа динамических усилий, возникающих в штангах станка-качалки, ускорение точки подвеса штанги можно представить в виде суммы двух слагаемых:

$$a = a_1 + a_2,$$

где $a_1 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r(1 + \varepsilon_1)\cos\varphi$ — уравнение гармонически изменяющегося ускорения точки подвеса штанги первого порядка; $a_2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r(1 + \varepsilon_1)\lambda\left(\frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}\right)\cos 2\varphi$ — уравнение гармонически изменяющегося ускорения точки подвеса штанги второго порядка.

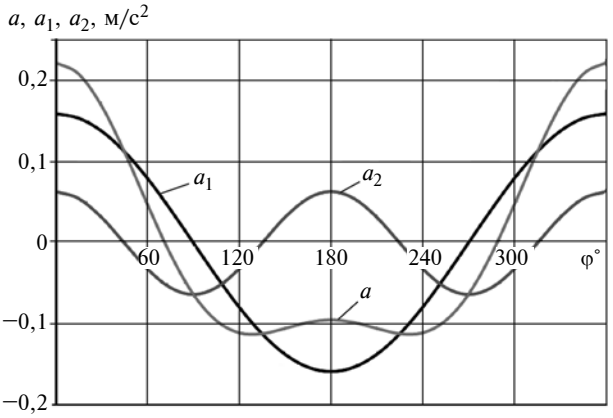


Рис. 3. Зависимости ускорений a, a_1, a_2 точки подвеса штанги от угла φ поворота кривошипа

Согласно базе нормативной документации суммарные конструкционные погрешности для кривошипа и шатуна принимаем несимметричными: для кривошипа — $\Delta_1 = -5 \div +10$ мм, а для шатуна $\Delta_1 = -10 \div +20$ мм.

Исходя из вышеизложенного провели численный эксперимент для МПШН новой конструкции решения с учетом конструкционных и технологических погрешностей, результаты которого представлены на рис. 3, где показаны кривые a, a_1, a_2 изменения ускорений точки подвеса штанги в зависимости от угла φ поворота кривошипа. Анализ показал, что ускорение при гармонически изменяющемся законе первого порядка составляет $a_1 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r(1 + \varepsilon_1)$, при гармонически изменяющемся законе второго порядка — $a_2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r(1 + \varepsilon_1)\lambda\left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_2}\right)$, а максимальное ускорение $a_{\max} = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \frac{S_{B\max}}{2}\left(1 \pm \lambda\left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_2}\right)\right)$ и имеет место при расположении ползуна в верхней мертвой точке (при φ = 0 и 180°). При расположении ползуна в нижней мертвой точке ускорение достигает минимального, т. е. наибольшего отрицательного (противоположного по знаку) значения.

Как известно, отклонение действительных максимальных скоростей и ускорений от максимальных скоростей и ускорений при идеально гармоническом движении существенно влияет на динамические усилия в штангах [4]. Поэтому для оценки кинематических параметров, характеризующих качество МПШН новой конструкции, находим отклонение действительного максимального ускорения от максимального ускорения при идеально гармоническом движении:

$$\Omega_a = \frac{a_{B\max}}{a_{Bi}} = \frac{1}{\cos\varphi}\left(\cos\varphi + \lambda\left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_2}\right)\cos 2\varphi\right), \quad (7)$$

где a_{Bi} — максимальное ускорение при идеально гармоническом движении точки подвеса штанги; Ω_a — кинематический параметр, учитывающий отклонения действительных максимальных ускорений от максимальных ускорений при идеально гармоническом движении.

Для оценки влияния конструкционных и технологических погрешностей на кинематический параметр уравнение (7) можно условно представить в виде:

$$\Omega_a = \frac{1}{\cos\varphi}\left(\cos\varphi + \lambda\left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_2}\right)\cos 2\varphi\right) =$$

$$= 1 + \lambda\left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_2}\right)\frac{\cos 2\varphi}{\cos\varphi} = 1 + \chi,$$

где $\chi = \lambda\left(\frac{1+\varepsilon_1}{1+\varepsilon_2}\right)\frac{\cos 2\varphi}{\cos\varphi}$ — коэффициент погрешностей, учитывающий влияние конструкционных и технологических погрешностей на кинематический параметр Ω_a с учетом безразмерного кинематического параметра λ. На основании вышеизложенного построены зависимости изменения коэффициента χ погрешностей от безразмерного кинематического параметра λ (рис. 4).

Установлено, что чем ближе кинематический параметр χ к нулю, тем меньше отношение λ длины кривошипа к длине шатуна. С увеличением безразмерного кинематического параметра λ коэффициент χ погрешностей постепенно увеличивается. Это вызывает возникновение дополнительных динамических нагрузок, приводит к интенсивному изнашиванию деталей и снижению ресурса всего МПШН.

На основании предложенных формул можно более точно определить законы изменения переме-

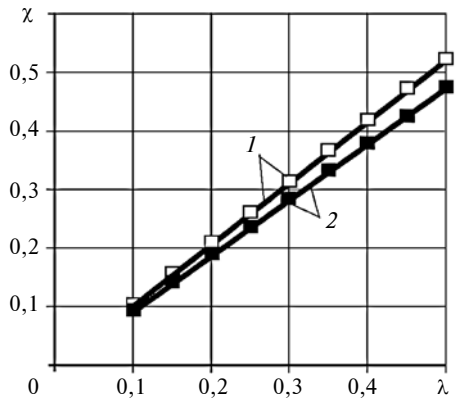


Рис. 4. Зависимости коэффициента χ погрешностей от безразмерного кинематического параметра λ:
1 — $\varepsilon_1 = +0{,}35$, $\varepsilon_2 = -0{,}015$; *2* — $\varepsilon_1 = -0{,}35$, $\varepsilon_2 = +0{,}015$

УДК. 621.752.3.001.57

Р. М. АЙБИНДЕР, канд. физ.-мат. наук (ННГАСУ, г. Н. Новгород), Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, С. Н. ОХУЛКОВ, канд. физ.-мат. наук, А. Н. ОСМЕХИН, канд. техн. наук (Ин-т проблем машиностроения РАН, г. Н. Новгород), А. С. ПЛЕХОВ, канд. техн. наук (Нижегородский ГТУ), e-mail: oxulkovs@mail.ru

Демпфирование вибрации на резонансных частотах электротехнических комплексов и систем[1]

Рассмотрены вопросы снижения уровней вибрации энергоемких электротехнических комплексов, к которым можно отнести единые электростанции автономных мобильных объектов. Приведены результаты исследований амплитудно-частотных спектров входных и выходных вибросигналов газогидравлических виброопор и тросовых виброизоляторов. Установлено, что тросовые виброизоляторы более эффективно гасят ударные нагрузки, а гидравлические виброопоры — длительную вибрацию.

Ключевые слова: электромеханические комплексы, виброскорость, виброактивность, демпфирование вибрации, дроссельные каналы, магнитореология, гидроопоры, тросовые виброизоляторы, спектры вибросигналов.

The problems of decrease of vibration levels of energy-intensive electrotechnical complexes, to which the integrated power plants of autonomous mobile objects can be designated, are considered. The research results of amplitude-frequency spectra of input and output vibration signals of gas-hydraulic vibration mounts and rope vibration isolators are presented. It is determined, that rope vibration isolators are more effective in impact loads damping, and hydraulic vibration mounts — in long-term vibrations damping.

Keywords: electromechanical complexes, vibration speed, vibration activity, damping of vibration, throttle channels, magnetorheology, hydromounts, rope vibration isolators, spectra of vibration signals.

Проблема снижения уровней вибрации электрических машин малой мощности наиболее актуальна при установке их на мобильные объекты, такие как железнодорожный транспорт, морской и речной флот. Уровни вибрации, создаваемые этими машинами, регламентируются соответствующими нормативными документами.

Согласно ГОСТ 16264.0—85 "Машины электрические малой мощности. Двигатели. Общие технические условия" двигатели по средним квадратическим значениям виброскорости изготовляют трех категорий: нормальной (N), с пониженной вибрацией (R) и с жесткими требованиями по вибрации (S).

Среднее квадратическое значение виброскорости определяется по формуле

$$v_e = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} v_{ei}^2},$$

где v_{ei} — среднее квадратическое значение виброскорости, полученное при спектральном анализе для i-й полосы фильтра (i = 1, 2, ..., n) при этом первая и n-я полосы фильтра должны включать соответственно нижнюю и верхнюю граничные частоты заданной для измерения полосы частот f.

Среднеквадратическое значение виброскорости для двигателей с номинальной частотой вращения до 4000 мин$^{-1}$ устанавливается в технических условиях на конкретные типы двигателей в соответствии с табл. 1.

Для двигателей с номинальной частотой вращения $n_{ном} \geq 4000$ мин$^{-1}$ и для многоскоростных двигателей переменного тока среднеквадратическое значение виброскорости не должно превышать 7,1 мм/с. Среднеквадратическое значение вибро-

[1] Работа выполнена в рамках проектной части Государственного задания Министерства образования и науки РФ № 8.2668.2014/К.

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

щения, скорости и ускорения точки подвеса штанги с учетом конструкционных и технологических погрешностей МПШН новой конструкции.

Установлено, что влияние конструкционных и технологических погрешностей станка-качалки на кинематический параметр, характеризующий качество МПШН новой конструкции в зависимости от значения параметра λ и безразмерных параметров ε_1 и ε_2, характеризующих отношение суммарных конструкционных и технологических погрешностей соответственно к радиусу кривошипа и к длине шатуна, составляет примерно 5÷9 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. ЕАПО № 012103: МПК F04B47/02.** Механический привод скважинных насосов.
2. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 640 с.
3. **Абдуллаев А. И., Наджафов А. М.** Аналитическая кинематика зубчато-рычажного механизма нового конструктивного решения механического привода штанговых насосов // Азербайджанское нефтяное хозяйство. № 4. 2006. С. 52—56.
4. **Наджафов А. М.** Поисковое конструирование механического привода штанговых насосов. Безбалансирный станок-качалка с зубчато-рычажным механизмом и пакетным редуктором на двух валах. Saarbrücken: Palmarium Academic Publishing, 2013. 149 с.

Таблица 1

Среднеквадратическая виброскорость, мм/с, для двигателей с $n_{ном} < 4000$ мин$^{-1}$

Высота оси вращения, мм	Категория двигателя					
	N		R		S	
	Двигатели, питаемые от сети					
	МФ	ОФ	МФ	ОФ	МФ	ОФ
До 25	1,12	1,80	0,45	0,71	0,28	0,45
Св. 25 до 45	1,80	2,80	0,71	1,10	0,45	0,71
45	2,80	4,50	1,12	2,80	0,71	1,10

Примечание. МФ — многофазная сеть, ОФ — однофазная сеть постоянного и переменного тока.

скорости v_e однофазных асинхронных и синхронных двигателей определяют по результатам измерений по формуле

$$v_e = \sqrt{v_{en}^2 - v_{e2n}^2},$$

где v_{en} — измеренный общий уровень виброскорости двигателей, мм/с; v_{e2n} — уровень виброскорости, измеренный на частоте, равной двойной частоте питающей сети, мм/с.

ГОСТ 20815—93 "Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения" устанавливает значения виброскоростей для таких машин (табл. 2).

Критерием для оценки интенсивности вибрации машин с частотой вращения $n_{ном} \geq 600$ мин$^{-1}$ является среднеквадратическое значение виброскорости v_e, мм/с, определяемое непосредственным измерением или по результатам спектрального анализа в диапазоне от частоты вращения, на которой проводят измерения, до частоты, соответствующей $f = 2000$ Гц наивысшей гармоники в спектре измеренного сигнала.

Для электромеханических комплексов характерно наличие не менее двух степеней свободы. Структура такой системы при общепринятых допущениях в теории электропривода приведена на рис. 1.

Эта система является гетерогенной, в ней имеют различную природу силы (моменты), жесткости и демпферы: M_1 — мгновенное значение электромагнитного момента на валу электрической машины; M_2 — механический момент, противодействующий электромагнитному моменту; k_1 — механический аналог эквивалентной реакции на перетоки составляющих неактивной мощности, потребляемой из сети при создании момента M_1; k_2 — жесткость валопровода и соединительных элементов; k_3 — жесткость элементов крепления и вязкоупругого основания; b_1 — механический аналог эквивалента электрических потерь в электроприводе; b_2 — коэффициент демпфирования валопровода и соединительных элементов; b_3 — коэффициент демпфирования вязкоупругого основания [1]; J_1 и J_2 — моменты инерции ротора электрической машины.

Анализ такой системы облегчается при допущении линейности элементов и использовании матричного метода:

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1'' \\ \varphi_2'' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_2 & b_2 + b_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1' \\ \varphi_2' \end{bmatrix} + \\ + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Если M_1 и M_2 являются источниками сложных колебаний, то решение осуществляется численными методами для множества реализаций с целью выявления средних статистических значений виб-

Таблица 2

Нормы вибрации машин с высотой оси вращения $H \geq 56$ мм

Категория машины	$n_{ном}$, мин$^{-1}$	Максимальная среднеквадратическая виброскорость машины, мм/с, для высот H, мм, оси				
		Ось в свободно подвешенном состоянии				Ось в жестко закрепленном состоянии
		$56 \leq H \leq 71$	$71 \leq H \leq 132$	$132 \leq H \leq 225$	$H \geq 225$	$H > 400$
N	От 600 до 1800	1,12	1,80	1,80	2,80	2,80
	От 1800 до 6000	1,12	1,80	2,80	4,50	2,80
R	От 600 до 1800	0,71	0,71	1,12	1,80	—
	От 1800 до 6000	0,71	1,12	1,80	2,80	—
S	От 600 до 1800	0,45	0,45	0,71	1,12	—
	От 1800 до 6000	0,45	0,71	1,12	1,80	—

роперемещений, виброскорости и виброускорения. При периодическом режиме возбуждения колебаний, когда заданная скорость электропривода остается неизменной, а рассматриваются только вибрации, необходимо анализировать гармонический спектр моментов при допущении постоянства их технологических значений M_1^* и M_2^*.

Исследование модели по рис. 1 и других моделей с большей размерностью позволило получить амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) электромеханических комплексов, согласующиеся с представленными в работе [2]. На рис. 2 приведены АЧХ вибраций электрических машин.

В теории динамики машин выделяют два основных класса систем виброзащиты: системы пассивной виброзащиты (СПВ) и системы активной виброзащиты (САВ). Среди СПВ наиболее простыми, доступными и распространенными являются упругие элементы. На достаточно высоких частотах они обеспечивают отражение большей части колебательной энергии обратно в источник. Механики представляют работу САВ как введение или изменение эквивалентных параметров пассивного объекта — массы, жесткости и демпфирования [2].

Гидравлические виброопоры (гидроопоры) объединяют в себе упругий резиновый элемент и магнитогидравлический гаситель колебаний [3].

В конструкции нет трущихся частей с фрикционным сухим контактом. Изменение объемов полостей с магнитореологической жидкостью происходит за счет изменения формы гидроопоры при ее деформации [4, 5]. В качестве компонентов трения выступают конструкционное трение в эластичных элементах и магнитогидравлическое вязкое сопротивление жидкости [6, 7]. В Нижегородском филиале ИМАШ РАН были разработаны и изготовлены гидроопоры различных типов, предназначенные для использования в автомобильной промышленности, железнодорожном транспорте, а также для военно-морского флота [3, 8]. Поскольку конструкции гидроопор последних разработок позволяют использовать входные вибросигналы в качестве управляющих параметрами гидроопоры, рассмотрим вариант гидроопоры, предназначенной для статической нагрузки до 5000 Н [7], функциональная схема которой представлена на рис. 3.

Гидравлическая виброопора работает следующим образом.

При запуске электротехнического комплекса, например дизель-генераторной установки, возбуждающей вибрации с широким спектром гармонических составляющих, на гидравлическую виброопору действует знакопеременное давление. Работающий, например, ДВС возбуждает основную гармонику на частоте вращения коленчатого вала, которая энергетически превышает остальные на 15÷20 дБ. Следовательно, процесс изменения внеш-

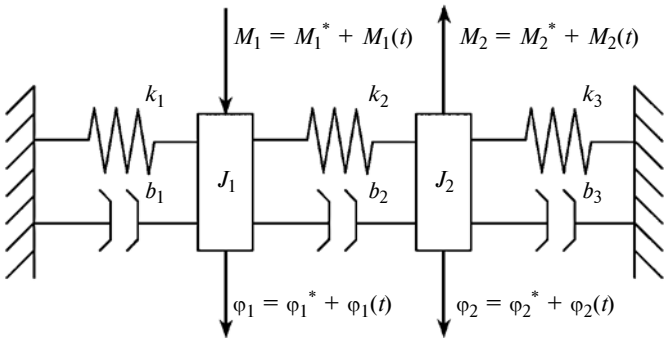


Рис. 1. Структура системы с двумя степенями свободы и подсистемами активной виброзащиты

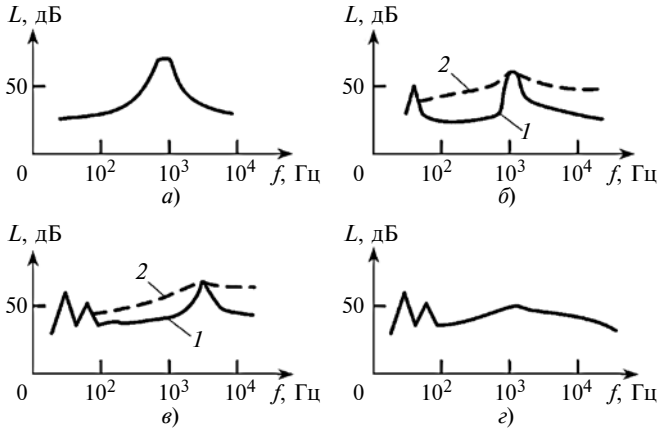


Рис. 2. АЧХ вибрации электрических машин:
а — крупные электродвигатели (ЭД) постоянного и переменного тока с $n_{ном}$ = 1000 мин$^{-1}$; *б* и *в* — ЭД постоянного и переменного тока средней мощности с $n_{ном}$ = 1500 (*б*) и 3000 мин$^{-1}$ (*в*): *1* — с подшипником скольжения; *2* — с подшипником качения; *г* — крупные турбогенераторы с $n_{ном}$ = 3000 мин$^{-1}$

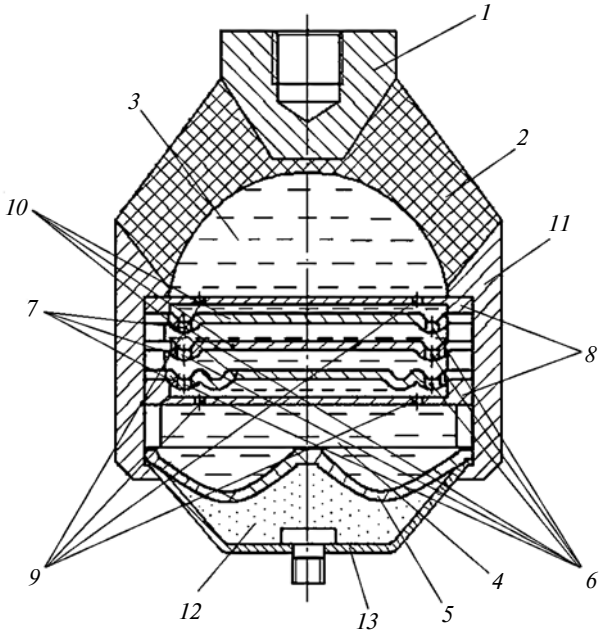


Рис. 3. Гидравлическая виброопора

него давления при стационарной работе силового агрегата можно считать гармоническим.

При действии на опорную плату *1* статической нагрузки от установки электротехнического комплекса эластичная обечайка *2* деформируется и объем рабочей камеры *3* несколько уменьшается. Это вызывает повышение давления демпфирующей жидкости, обладающей электрореологическими свойствами, и в компенсационной камере *4*, объем которой из-за несжимаемости жидкости увеличивается на ту же величину, что приводит к деформации гофрированной мембраны *5*.

При действии на опорную плату гидроопоры знакопеременной динамической нагрузки в первом полупериоде внутреннее давление в рабочей камере *3* еще более возрастает. Вследствие возникшей разности давлений в рабочей и компенсационной камерах масса электрореологической жидкости, распределенная в рабочей камере, начинает через дроссельные каналы *6*, выполненные в гофрах *7*, поступать в промежуточную полость внутри перегородки *8*.

Выполнение дроссельных каналов *6* в эластичных гофрах *7* позволяет избежать кавитационных явлений, сопровождающихся микрогидроударами. Кавитация возникает при резких изменениях внутреннего давления в моменты отрыва внутреннего потока от стенок неподвижных относительно жидкости дроссельных каналов, выполненных в жесткой перегородке. Но в предлагаемой конструкции дроссельные каналы выполнены в эластичных гофрах *7*, подверженных деформациям под действием потока жидкости, и резких изменений давления при отрыве потока там не наблюдается.

Следовательно, снижается вероятность возникновения микрогидроударов. Электрореологическая жидкость поступает сразу через несколько дроссельных каналов *9*, расположенных в верхней половине перегородки *8*. Дроссельные каналы расположены по периферии перегородки таким образом, что направления их осей тангенциальны к внутренней поверхности обечайки *2*. Суммарная пропускная площадь сечений этих каналов должна соответствовать суммарной площади сечений всех дроссельных каналов, выполненных в эластичных гофрах одной пьезоэлектрической пластины.

Средний секундный расход жидкости через дроссельные каналы *6*, не являющиеся продолжением друг друга, составляет [3]:

$$Q = \frac{(p_1 - p_2)}{8\mu l}\pi R^4,$$

где R и l — радиус и длина дроссельного канала; $p_1 - p_2 = \Delta p$ — разность давлений на концах дроссельного канала, Па; μ — динамическая вязкость, Па · с.

Эффективная площадь деформируемой опоры, которая выполняет функции поршня, для гидравлической виброопоры с жесткой перегородкой составляет

$$S_{\text{эф.ж}} = \pi R_{\text{эф}}^2 .$$

Эффективная площадь подвижной разделительной гофрированной мембраны *5*

$$S_{\text{эф}} = \pi D_{\text{м}}^2/4,$$

где $D_{\text{м}}$ — диаметр мембраны.

При кинематическом сжатии опоры возникает сила сопротивления перетоку жидкости, зависящая от скорости деформации опоры, амплитуды колебаний и частоты воздействия.

Силу $F_{\text{ж}}$ сопротивления движению жидкости можно определить через коэффициент сопротивления $K_{\text{ж}}$ — отношение силы $F_{\text{ж}}$ к скорости $\dot{x}$ жидкости, а также и через объем жидкости, проходящей через дроссельные отверстия в перегородке:

$$F_{\text{ж}} = K_{\text{ж}}\dot{x} = S_{\text{эф}}\Delta p = S_{\text{эф}}\frac{8Q\mu l}{n\pi d^4} = S_{\text{эф}}\frac{\dot{x}S_{\text{эф}}8\mu l}{n\pi d^4},$$

где $K_{\text{ж}} = \frac{F_{\text{ж}}}{\dot{x}} = \frac{8\mu l S_{\text{эф}}}{n\pi d^4}$, кг · с/см; $\dot{x}$ — скорость, см/с; Q — объемный секундный расход жидкости, см/с; l — длина дросселя, см; n — число отверстий; d — диаметр дросселя, см; μ — динамическая вязкость.

Расположение дроссельных отверстий, соответствующих верхней и нижней пьезоэлектрическим пластинам, должно обеспечивать наибольшее удаление их друг от друга. Например, если на верхней перегородке, состоящей из гофров и прикрепленной к ним пьезопластины, выполнены два диаметрально противоположных отверстия, то на соответствующей ей нижней перегородке должны быть выполнены тоже два диаметрально противоположных отверстия, но смещенные относительно верхних отверстий на 90°. Это условие необходимо для создания более мощных турбулентных потоков в промежуточной полости перегородки. Турбулентные потоки образуются под действием электрических полей, создаваемых пьезоэлектрическими пластинами вследствие разности гидравлических давлений при деформации гидроопоры. При движении электрореологической среды между этими перегородками в электрическом поле возникает сила Лоренца, под действием которой траектории заряженных частиц приближаются к параболам, что увеличивает демпфирующие свойства гидроопоры.

При поступлении рабочей жидкости в промежуточную полость, вследствие турбулентных потоков

и переходных процессов в верхней и нижней частях внутренней полости, на верхнюю пьзоэлектрическую перегородку, входящую в состав пакета *10*, воздействуют знакопеременные стохастические нагрузки. Поскольку на ней имеется один гофр, расположенный рядом с внутренней поверхностью корпуса *11*, то эта перегородка обладает определенной собственной частотой, зависящей от жесткости гофра и массы перегородки. Кроме того, пьезоэлектрическая перегородка обладает собственной частотой электромагнитного резонанса, которая зависит от толщины перегородки и ее пьезомодуля. Частоты механического и электрического резонансов могут не совпадать. Частота механического резонанса в большей мере зависит от жесткости гофров, чем от массы перегородки. Частота электрического резонанса от жесткости гофров не зависит, хотя амплитудное значение электрического резонанса будет тем выше, чем жестче гофры. В случае гармонического входного вибросигнала, действующего на гидроопору, частота деформации гофра этой перегородки соответствует частоте входного вибросигнала. Через дроссельный канал *6*, площадь сечения которого должна соответствовать суммарной площади всех отверстий в верхней части перегородки *8*, демпфирующая электрореологическая жидкость поступает в следующую промежуточную полость, расположенную между первой и второй пьезоэлектрическими перегородками пакета *10*.

Входной вибросигнал чисто гармоническим никогда не бывает. В его спектре всегда присутствуют высокочастотные гармонические составляющие, причем в некоторых случаях их амплитуда сравнима с основной гармоникой и даже может превышать ее. Это возможно в тех случаях, когда высокочастотный вибросигнал модулирован низкочастотным от другого источника или при биениях двух высокочастотных вибросигналов. Поэтому расположение гофров на второй пьезопластине и ее масса должны соответствовать той гармонической составляющей входного вибросигнала, которую целесообразно погасить.

Если необходимо демпфировать более низкую частоту вибрации, то жесткость гофров надо уменьшать, массу пластины увеличивать. При увеличении массы пьезоэлектрической пластины снижаются частоты ее электрического и механического резонансов. Различие этих частот очень незначительно. Электрический резонанс проявляется при действии переменного электромагнитного поля на пьзоэлектрическую пластину. Если его частота совпадает с собственной частотой пластины, то мощность излученного пластиной механического сигнала максимальна. При действии ударных нагрузок их спектр — широкополосный и всегда в нем присутствуют гармоники, соответствующие частотам механического резонанса пьезопластины. Механический резонанс проявляется при действии на пьезопластину переменного механического или акустического сигнала. При этом генерируемый пластиной электрический сигнал мощнее, чем на всех других частотах внешнего механического сигнала, действующего на пластину.

Если необходимо демпфировать кроме основной вторую гармоническую составляющую, жесткость гофров увеличивается, а масса пьезоэлектрической пластины уменьшается. Массу этой пластины можно оставить неизменной, а жесткость гофров увеличить в 4 раза, исходя из соотношения $\omega = \sqrt{k/m}$, где k — жесткость гофров, m — масса пластины. Например, требуется демпфировать частоту внешнего вибросигнала порядка 10 Гц, а также кратные гармоники до третьего порядка включительно. Допустим, что массы пьезопластин составляют около 100 г и постоянны. Тогда жесткость гофров на первой пластине для демпфирования основной гармоники определяется по формуле.

$$k_1 = \omega^2 m = (2\pi 10)^2 10^{-1} = 400 \text{ Н/м},$$

где ω — частота основной гармоники. На второй пьзопластине при демпфировании второй гармоники $k_2 = 1600$ Н/м, т. е. $k_2 = 2^2 k_1$; для третьей гармоники $k_3 = 3^2 k_1$, для четвертой — $4^2 k_1$ и т. д. (жесткость гофров возрастает нелинейно в геометрической прогрессии). При действии на гидроопору широкополосного вибросигнала отдельные его гармоники, взаимодействуя друг с другом в пакете диафрагм, обеспечивают более равномерную АЧХ.

В зависимости от технологического процесса изготовления гидроопоры, а также от ее функционального назначения, например демпфирования ударов, жесткость гофров можно оставлять постоянной, но менять массы пьзоэлектрических пластин. Тогда, исходя из формулы $\omega = \sqrt{k/m}$, гидроопору также можно настраивать на кратные гармоники. Кроме того, при действии коротких ударных импульсов на пьезопластины, каждая из них будет возбуждаться на собственной частоте механического резонанса и между ними образуются высокочастотные резонаторы, разбивающие кавитационные пузыри. Например, допустим, что верхняя пьезопластина, выполненная из керамики ЦТС-19 (цирконат — титанат свинца), имеет частоту собственного механического резонанса порядка 1 МГц при толщине 1 мм. Тогда, с учетом скорости распространения упругих волн в электрореологической среде, равной 1300÷1500 м/с, длина волны акустического сигнала, возбуждаемого пластиной, составит $1{,}4 \cdot 10^{-3}$ м, т. е. 1,4 мм. Следовательно, для создания резонатора необходимо расстояние между пластинами порядка 0,7 мм. Масса второй пластины в этом же пакете может превышать массу первой. Тогда ее собственная частота будет ниже, сле-

довательно, возрастет длина волны излученного акустического сигнала и расстояние между второй и третьей пластинами увеличится. Это необходимое условие для второго резонатора. Если массы последующих пьезопластин возрастают, то для обеспечения устойчивой работы резонаторов расстояние между ними также линейно возрастает. Собственная частота пьзопластины обусловлена ее материалом и геометрическими параметрами и от жесткости гофров не зависит.

В первом полупериоде входного вибросигнала, когда демпфирующая электрореологическая жидкость поступает из рабочей камеры *3* (см. рис. 3) через дроссельные отверстия *9* в промежуточную полость и далее через пакет диафрагм к нижней половине перегородки *8*, происходит дальнейшее выбрасывание ее через дроссельные отверстия *9* в компенсационную камеру *4*, ограниченную снизу гофрированной мембраной *5*. Как и в верхней половине перегородки, дроссельные каналы выполнены на периферии, причем направление последних тангенциально к гофрам *7* для обеспечения турбулизации вихревых потоков и улучшения конвенции в компенсационной камере *4*.

Увеличивающийся объем демпфирующей жидкости в компенсационной камере вызывает деформацию гофрированной мембраны *5*, которая начинает прогибаться вниз и повышает давление в газовой камере *12*, ограниченной снизу поддоном *13*. Газовая камера заполнена парциальной смесью газов с различными температурами фазовых переходов, некоторые из которых, например аммиак, имеющий температуру фазового перехода второго рода порядка +33 °С при атмосферном давлении и удельную теплоту парообразования 1370 кДж/кг, или фреон 12 (CCl_2F_2), имеющий температуру фазового перехода +25 °С и удельную теплоту парообразования 162 кДж/кг, а также двуокись углерода CO_2 с близкими характеристиками, позволяют более эффективно поглощать энергию демпфируемых колебаний. Кроме того, при работе гидроопоры могут возникать кавитационные явления при дросселировании рабочей жидкости через отверстия в перегородках. Кавитационные эффекты в той или иной степени присущи всем гидроопорам. При повышении внутреннего давления они вызывают микрогидроудары, приводящие к образованию в перегородках микрополостей и каверн и металлических взвесей в рабочей среде, нарушающих процесс дросселирования. Использование в гидроопорах пьзоэлектрических пластин позволяет снизить плотность распределения взвесей в рабочей среде, поскольку они прилипают к перегородкам и не нарушают процесс дросселирования. Кроме того, для снижения вероятности возникновения кавитации и микрогидроударов в рабочей электрореологической жидкости в газовой камере *12*, которая отделена от компенсационной полости *4* эластичной мембраной *5*, при заполнении камеры *12* повышают давление до 0,2 МПа. Тогда в рабочей камере *3* и компенсационной полости *4* также повышается давление, но до меньшего значения, чем в газовой камере, благодаря разделяющей эластичной диафрагме. Однако повышенное давление в рабочей среде будет препятствовать кавитации и микрогидроударам.

Во втором полупериоде входного вибросигнала направление действия силы на опорную плату *1* изменяется на противоположное. Объем рабочей камеры *3* увеличивается и демпфирующая жидкость из нижней компенсационной полости *4* через пакет *10* гофрированных пьезоэлектрических перегородок поступает в рабочую камеру. Этот процесс возможен только при давлении в рабочей камере $p < 0{,}1$ МПа. В этом случае все процессы в гидроопоре идут в обратном направлении. Для улучшения конвекции в рабочей камере вихревые потоки, образованные выбросом демпфирующей жидкости из периферийных дроссельных отверстий верхней половины разделительной перегородки *8*, создают дополнительные крутящие моменты, скользящие относительно внутренней поверхности обечайки, которая может иметь форму сферы, эллипсоида или иной поверхности второго порядка. Благодаря введению в промежуточную полость перегородки *8* пакета гофрированных пьезоэлектрических перегородок, каждая из которых настроена на определенную гармонику входного вибросигнала, расширяется рабочий частотный диапазон гидроопоры и эффективно гасятся акустические шумы.

Стендовые испытания гидравлических виброопор показали, что на резонансной частоте возбуждения вибростенда $f_в = 32$ Гц в центральных контрольных точках стола вибростенда или нагрузки гидравлических виброопор проявляется широкополосная низкочастотная случайная вибрация (рис. 4).

Анализ спектров входных и выходных вибросигналов показал, что гидравлические виброопоры яв-

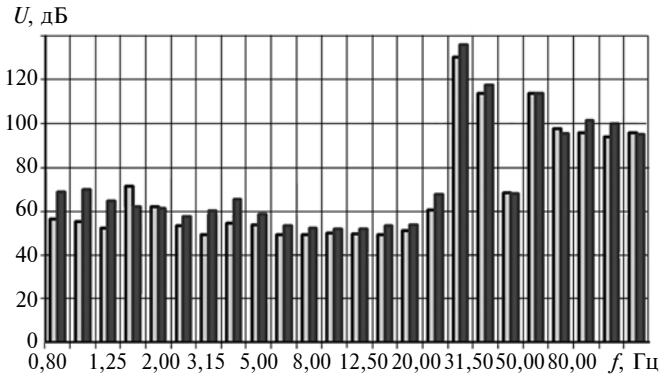


Рис. 4. Спектры входных (■) и выходных (□) вибросигналов гидроопор ОГ-300 на резонансной частоте возбуждения вибростенда $f_в$ = 32 Гц

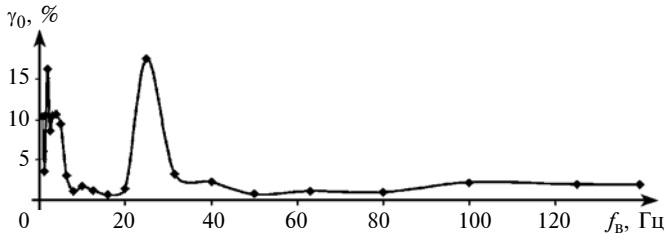


Рис. 5. Относительная погрешность γ_0 измерения амплитуды выходных сигналов гидроопор в зависимости от частоты $f_в$ вибростенда

ляются нелинейными гидромеханическими изделиями. Во всем частотном диапазоне действия вибросигналов на гидравлические виброопоры их АЧХ неравномерны. Установлено, что входные вибросигналы гидравлических виброопор превышают выходные в среднем на 15÷20 дБ на гармониках спектра от 0,8÷160,0 Гц. Однако на частотах 25,0, 31,5 и 60,0 Гц эффект виброгашения составляет только 5÷8 дБ.

В процессе стендовых испытаний гидравлических виброопор на частоте резонанса наблюдалась нестабильность их АЧХ. Это происходит из-за взаимодействия упругой системы вибростенда с системой "гидравлическая виброопора — груз". Стендовые испытания также показали достаточно высокую корреляционную связь между входными вибросигналами во временной области; коэффициент множественной регрессии составил порядка 0,95. Однако в частотной области между отдельными гармониками имеется значительное различие. В выходных сигналах это различие возрастает.

На рис. 5 приведена относительная погрешность γ_0 результатов измерения выходных сигналов гидроопор как функция частоты $f_в$ вибростенда. На резонансной частоте она достигает 15 %, на низких частотах (порядка 5 Гц и ниже) погрешность точно установить не удалось, так как вследствие биений частота вибростенда была неустойчивой.

Относительная погрешность используется для оценки качества измерения выходных вибросигналов гидроопор как функции частоты вибростенда. Для этого вначале определяют абсолютную погрешность, равную модулю максимально возможного отклонения значения физической величины от измеренного значения. В данном случае измерения проводили многократно, поэтому при расчете абсолютной погрешности использовали среднее арифметическое значение измерений.

Абсолютную погрешность определяли по формуле

$$\sigma = |A_{ср} - A_{max}|,$$

где $A_{ср}$ — среднее арифметическое значение измерений; A_{max} — максимальное отклонение измеренного значения.

Относительную погрешность определяли по формуле

$$\gamma_0 = \frac{\sigma}{A_{ср}} 100, \ \%.$$

Гидравлические виброопоры имеют высокую прочность, сохраняют работоспособность до температур порядка 70 °С, имеют высокий коэффициент рассеяния энергии и обеспечивают виброизоляцию дизель-генераторных установок переменной частоты вращения.

Виброизоляторы сухого трения

Эти виброизоляторы [9, 10] (рис. 6, *а*) — цельнометаллические (тросовые и из прессованного проволочного материала — металлорезины). Рассеяние энергии колебаний в них осуществляется за счет сухого трения между отдельными упругими проволочками в прядях стальной тросовой системы.

Высококачественный стальной канат (трос) двойной свивки ЛК-О с линейным касанием между слоями стальных проволок одинакового диаметра (рис. 6, *б*) производится по ГОСТ 3077—80 (соответствует международному стандарту ИСО 2408, BS 302) [10]. Канат конструкции 6×19(1+9+9)+о.с. имеет один органический сердечник, являющийся внутренней опорой для прядей, свитых из оцинкованной проволоки, а также амортизатором для самого каната. Органический сердечник успешно противостоит радиальному давлению проволочных прядей при значительных нагрузках на канат, т. е. поперечной деформации каната. Проволока для канатов изготовляется по ГОСТ 7372—79 из углеродистой канатной катанки, сталей марок 45÷75 или коррозионно-стойкой стали марок 12Х18Н9Т

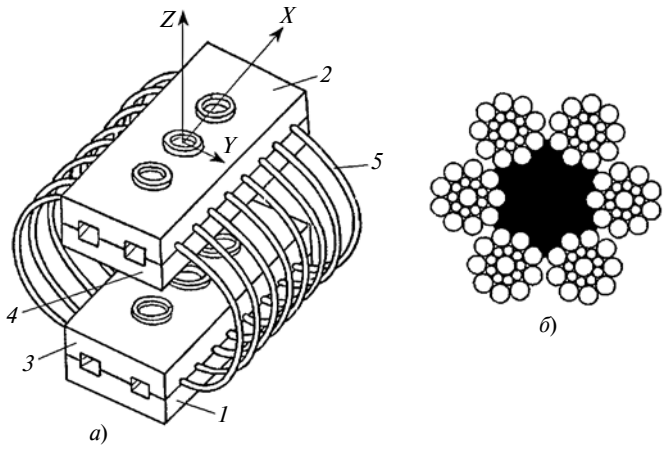


Рис. 6. ТВИ из стального каната (*а*) и сечение стального каната марки ЛК-О по ГОСТ 3066—80 (*б*):

1 и *2* — нижнее и верхнее основания; *3* и *4* — обжимающие планки; *5* — стальной трос

и 12Х18Н10Т по ГОСТ 5632—72. Стальные канаты по ГОСТ 3077—80 надежно работают в неблагоприятных условиях сильного механического истирания.

Кольцевые тросовые упругие элементы виброизоляторов сформированы из шести витков стального троса ∅13 мм (индекс витка $C = D/d = 10$, где D — диаметр витка, d — диаметр стального троса [9, 10]). Практика более ранних разработок показала, что при индексе витка $C = 10$ получаем достаточно высокую работоспособность тросовых цилиндрических виброизоляторов [9].

Стендовые испытания тросовых виброизоляторов

При анализе вибрации с помощью виброметра ОКТАВА-110В/101ВМ в полосе частот от 0,8÷160,0 Гц на частоте возбуждения вибростенда $f_в$ = 32 Гц установлено, что в центральных контрольных точках стола вибростенда или нагрузки тросовых виброизоляторов проявляется широкополосная низкочастотная случайная вибрация, характеризующаяся большим количеством гармонических составляющих в области низких частот. Амплитудные спектры входных и выходных вибросигналов АЧХ тросовых виброизоляторов представлены на рис. 7.

Анализ спектров входных и выходных вибросигналов в центральных контрольных точках стола вибростенда или нагрузки тросовых виброизоляторов (ТВИ) на частоте возбуждения вибростенда $f_в$ = 32 Гц (см. рис. 7) показал, что ТВИ являются нелинейными цельнометаллическими изделиями. Во всем частотном диапазоне действия вибросигналов на ТВИ их АЧХ неравномерны.

Согласно спектрограмме, приведенной на рис. 7, в низкочастотной области спектра (до f = 32 Гц) демпфирования не наблюдается, что не позволяет использовать ТВИ в системах гашения вибрации электротехнических комплексов.

В процессе работы цилиндрических ТВИ наблюдается нестабильность их АЧХ. Это происходит из-за увеличения сил трения на взаимодействующих между собой контактных поверхностях проволок стального троса. Увеличение коэффициента трения приводит к "схватыванию" значительных групп проволочных контактов, вследствие чего резко падает демпфирующая способность ТВИ и возрастает его жесткость. Поэтому одним из эффективных средств борьбы за сохранение стабильности упругодемпфирующих характеристик ТВИ в процессе длительной наработки является использование тросов из стального каната с антифрикционным покрытием поверхностей проволок [9]. Кроме того, со временем под действием статической нагрузки тросовые упругодемпфирующие элементы могут деформироваться, что неминуемо сказывается на их АЧХ.

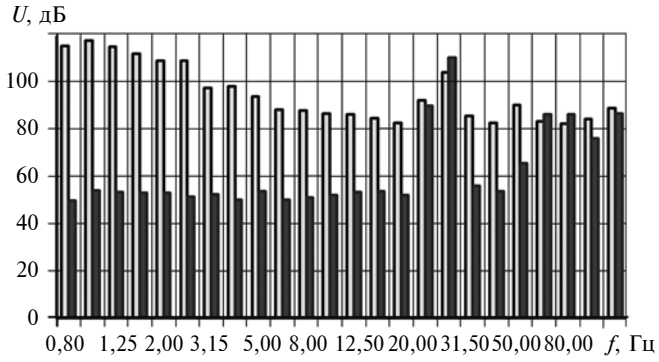


Рис. 7. Спектры входных (■) и выходных (□) вибросигналов ТВИ ∅13 мм на частоте возбуждения вибростенда $f_в$ = 32 Гц

Тросовые виброизоляторы из стального каната имеют высокую прочность, высокий коэффициент рассеяния энергии и способны осуществить защиту от ударных воздействий. При этом трос из стального каната для виброизолятора рассматривается как квазисплошная среда, для которой необходимо знать модуль упругости и коэффициент Пуассона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шубов И. Г.** Шум и вибрация электрических машин. Л.: Энергоатомиздат, 1986. 208 с.

2. **Erofeev V. I., Plehov A. S., Titov D. U.** Electromechanic installations vibration acceleration protection system // International Conference on Informatics. Proceedings of the 2014 International Conference on Informatics, Networking and Intelligent Computing (INIC 2014), 16—17 November 2014, Shenzhen, China. Edited by Jiaxing Zhang, CRC Press 2015, Pages 75—77.

3. **Системы** виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. И. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин М.: Физматлит, 2004. 176 с.

4. **А. с. 1732076. СССР:** МКИ F16F 9/14, 13/00. Опора.

5. **Пат. 2307267. Рос. Федерации:** МПК F16F 5/00, F16F 9/10. Гидравлическая виброопора.

6. **Пат. 2407929 Рос. Федерации: МПК** F16F 13/08, F16F 13/30. Гидравлическая виброопора.

7. **Пат. 2471098 Рос. Федерации:** МПК F1F 9/53, F16F 5/00. Гидравлическая виброопора.

8. **Пат. 127847 Рос. Федерации:** МПК F16F 9/53, F16F 5/00. Адаптивная гидравлическая виброопора.

9. **Чегодаев Д. Е., Пономарёв Ю. К.** Демпфирование динамических воздействий. Самара: СГАУ, 1997. 334 с.

10. **Характеристики** гидравлических виброопор и тросовых виброизоляторов с упругодемпфирующим элементом в виде троса для целей применения их на транспортных средствах / Б. А. Гордеев, В. И. Дурнов, С. Н. Охулков, В. В. Бугайский // Прикладная механика и технология машиностроения. № 1 (22). 2013. С. 145—160.

УДК 621.2.082.18

В. ЛИС, канд. техн. наук (Германия, г. Миттельбиберах),
Ю. Е. ПОНОМАРЕНКО, д-р техн. наук (Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, г. Омск), e-mail: nis@sibadi.org

Энергозатраты на преодоление сил трения в сопряженных элементах уплотнений межкатковых зазоров раскатывающих проходчиков скважин

Приведены принципиальные схемы некоторых видов уплотнений межкатковых зазоров раскатывающих проходчиков скважин. Установлены выражения для определения энергозатрат на трение сопряженных поверхностей элементов уплотнений фланцевого и сферического типов. Сравнены затраты энергии на трение в элементах уплотнений фланцевого и сферического типов раскатывающего рабочего органа RS-630 для образования скважин диаметром 630 мм.

Ключевые слова: межкатковый зазор, уплотнение сферическое (фланцевое), сопряженные поверхности (элементы), трение, затраты энергии.

The principal schemes of several sealant types of intra-compactor gaps of rollout borehole sinkers are presented. The expressions for calculation of energy consumption on friction of mating surfaces of sealant elements of flanged and spherical types are determined. The energy consumptions on friction in sealant elements of flanged and spherical types of RS-630 rollout working member for formation of 630 mm diameter boreholes are compared.

Keywords: intra-compactor gap, spherical (flanged) sealant, mating surfaces (elements), friction, energy consumption.

При разработке многокаткового раскатывающего проходчика скважин конструктор неизбежно сталкивается с проблемой выбора системы уплотнений межкатковых клиновидных зазоров. Сегодня в его распоряжении есть несколько вариантов уплотнений, которые сводятся к двум основным типам: фланцевому и сферическому (рис. 1) [1—6]. Ввиду отсутствия научно-практического обоснования выбор уплотнений того или иного типа является субъективным решением конструктора. Как правило, выбирают один из вариантов уплотнений фланцевого типа [1—5]. Такой выбор объясняется тем, что фланцевые уплотнения более известны специалистам и вследствие отсутствия сферических сопряженных поверхностей считаются более простыми в изготовлении.

Следует заметить, что такое мнение возможно и было состоятельным лет 30—40 назад, когда металлообрабатывающие станки с ЧПУ еще не были широко распространены и изготовление сферических поверхностей представляло собой определенные трудности. Однако сегодня, когда управление производственными процессами машиностроительной индустрии без применения ЭВМ почти немыслимо, такие доводы несостоятельны. К тому же изготовление сопряженных поверхностей уплотнений фланцевого типа также связано с определенными сложностями из-за необходимости учета углов разворота осей вращения катков относительно оси вращения вала раскатывающего рабочего органа, в то время как при производстве уплотнений сферического типа углы разворота осей катков относительно оси вала не имеют никакого значения.

Анализом принципиальных схем многокатковых раскатывающих проходчиков скважин и механики взаимодействия сопряженных элементов уплотнений межкатковых клиновидных зазоров установлено:

герметизация одного межкаткового зазора уплотнением фланцевого типа происходит, как минимум, по двум парам сопряженных поверхностей, относительные движения которых представляют собой вращательные

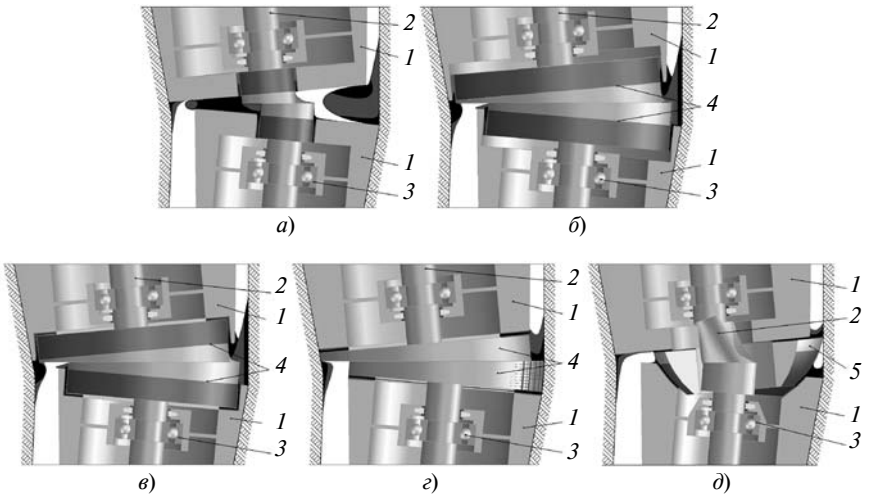


Рис. 1. Модели уплотнений межкатковых клиновидных зазоров:

а — герметизация подшипниковых узлов путём сопряжения оснований катков с шейками вала; *б* — фланцевое радиальное уплотнение межкатковых зазоров; *в* — фланцевое радиально-торцевое уплотнение; *г* — фланцевое торцевое уплотнение; *д* — сферическое уплотнение межкатковых зазоров; *1* — корпус катка; *2* — вал; *3* — подшипник; *4* — фланец; *5* — сферическое кольцо

перемещения оснований соответствующих катков по сопряженным поверхностям фланцев, что требует значительной точности выдержки соосности и перпендикулярности сопрягаемых поверхностей фланцев и катков к осям вращения последних, чтобы обеспечить герметичность уплотнения, не оказывая отрицательного воздействия на способность их вращения;

герметизация одного межкаткового зазора уплотнением сферического типа реализуется по двум парам сопряженных поверхностей, одна из которых плоская, а другая сферическая. Относительное движение плоских сопряженных поверхностей представляет собой мгновенное возвратно-поступательное перемещение плоской поверхности сферического кольца *5* (см. рис. 1, *д*) по основанию сопряженного с ним катка. Относительное движение сферических поверхностей представляет собой колебательно-поворотное перемещение сферической поверхности кольца *5* по седельной сферической поверхности основания сопряженного катка.

Конструктивное исполнение и принцип работы сферических уплотнений обеспечивают им ряд преимуществ перед фланцевыми:

независимость элементов уплотнений сферического типа от разворота и смещения осей катков относительно оси вала значительно упрощает их унификацию;

отсутствие деталей, трущихся о стенку скважины, исключает абразивное изнашивание элементов уплотнений вследствие их взаимодействия с грунтом;

постоянное изменение положения пятен контакта трущихся поверхностей и контролируемость силы прижатия последних упругими элементами предохраняет их от перегрева и чрезмерного износа;

вследствие более короткого пути относительных перемещений сопряженных элементов значительно уменьшаются затраты энергии на преодоление внутренних сил сопротивлений от их трения.

Очевидность первых трех преимуществ не вызывает сомнений, тогда как экономия энергозатрат на трение в уплотнениях сферического типа по сравнению с фланцевыми так явно не выражена и нуждается в подтверждении.

Расход энергии на преодоление сил трения между сопрягаемыми поверхностями элементов уплотнения одного межкаткового зазора раскатывающего проходчика скважин регламентируется силой прижатия трущихся поверхностей, коэффициентом трения скольжения этих поверхностей и длиной пути их относительного перемещения за один оборот вала.

Затраты энергии в уплотнениях фланцевого типа

Для установления затрат энергии на трение сопряженных поверхностей в уплотнениях фланцевого типа выбираем расчетную схему с возможно низкими потерями энергии. Этому условию удовлетворяет принципиальная схема фланцевого торцевого уплотнения, приведенная на рис. 1, *г*. Данное уплотнение имеет две пары сопряженных поверхностей. В каждой паре одна из поверхностей является торцевой поверхностью одного из смежных катков, а другая — сопряженной с ней поверхностью фланца, расположенного между этими катками [4].

Расход энергии на преодоление сил трения в элементах фланцевого уплотнения одного межкаткового зазора определяется суммарной длиной пути трения в двух парах трущихся поверхностей $П_{тр}$ (рис. 2). При вращении вала *1* с жестко закрепленным фланцем *2* катки j и $j + 1$ вращаются вместе с прижимными кольцами *3* в противоположном направлении. В результате этого между трущимися поверхностями $П_{тр}$ возникают силы $F_{тр}$ трения скольжения, приложенные на расстоянии $R_{тр}$ от осей соответствующих катков и направленные в противоположном к вращению фланца (вала) направлении. Стабильная величина силы $F_{пр}$ прижатия колец *3* к флан-

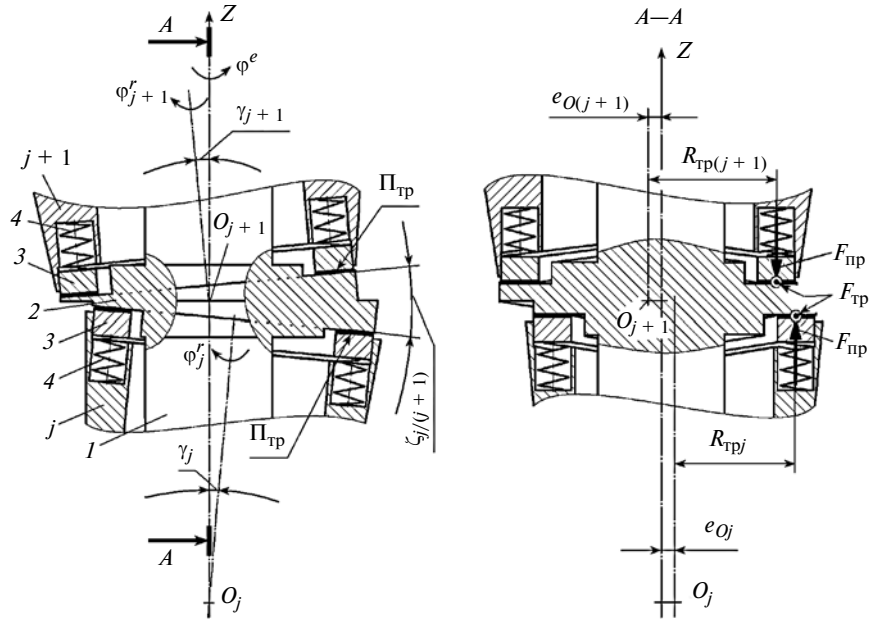


Рис. 2. Схема приложения сил во фланцевом торцевом уплотнении:
1 — вал; *2* — фланец вала; *3* — прижимное кольцо; *4* — упругий элемент; j и $j + 1$ — корпуса соответствующих катков

цам *2* обеспечивается упругими элементами *4*.

Затраты энергии на трение сопряженных поверхностей во фланцевом уплотнении одного межкаткового зазора за один оборот вала определяются выражением

$$E_{фл} = F_{тр} S_{тр}^{фл}, \qquad (1)$$

где $E_{фл}$ — необходимая энергия, Дж; $F_{тр}$ — сила трения в каждой паре трущихся поверхностей, Н; $S_{тр}^{фл}$ — путь, на котором сила трения совершает работу за один оборот вала, м.

Общий путь трения сопряженных элементов во фланцевом уплотнении одного межкаткового зазора за один оборот вала определяется выражением:

$$S_{тр}^{фл} = |\varphi^e|[k_j R_{трj} + k_{j+1} R_{тр(j+1)}] = \\ = 2\pi[k_j R_{трj} + k_{j+1} R_{тр(j+1)}],$$

где φ^e — угол поворота вала раскатчика; $R_{трj}$ и $R_{тр(j+1)}$ — расстояния от точек приложения сил трения $F_{трj}$ и $F_{тр(j+1)}$ до осей вращения j-го и $j+1$-го катков; k_j и k_{j+1} — коэффициенты, определяющие соотношения между углами поворота вала (φ^e) и катков (φ_j^r и φ_{j+1}^r) вокруг собственных осей вращения.

Выражение, определяющее значения коэффициентов k_j и k_{j+1}, имеет вид:

$$k = \left(1 + \frac{e_0}{r_0}\right)\cos\gamma,$$

где e_0 — минимальный эксцентриситет катка (кратчайшее расстояние между осью катка и осью вала); r_0 — радиус катка в плоскости минимального эксцентриситета e_0; γ — угол разворота оси катка относительно оси вала раскатчика.

На основании того, что смежные торцы соседних катков формируют полость скважины одного диаметра, можно принять радиусы этих торцевых поверхностей примерно равными, что означает равенство расстояний $R_{трj}$ и $R_{тр(j+1)}$ от точек приложения сил трения $F_{тр} = F_{трj} = F_{тр(j+1)}$ до осей вращения соответствующих катков, т.е. $R_{трj} = R_{тр(j+1)} = R_{тр}$. Тогда в уплотнениях фланцевого типа одного межкаткового зазора вся длина, на которой силы трения совершают работу за один оборот вала, определится выражением:

$$S_{тр}^{фл} = (|\varphi_j^r| + |\varphi_{j+1}^r|)R_{тр} = \\ = 2\pi(k_j + k_{j+1})R_{тр}. \qquad (2)$$

Сила $F_{тр}$ трения между сопряженными поверхностями составляет

$$F_{тр} = f_{тр} F_{пр}, \qquad (3)$$

где $f_{тр}$ — коэффициент трения скольжения; $F_{пр}$ — сила прижатия сопряженных поверхностей, Н.

Затраты энергии в уплотнениях сферического типа

Энергия, затрачиваемая на трение в элементах уплотнений сферического типа, определяется суммой работ сил трения между сопряженными плоскими поверхностями П сферического кольца *1* (рис. 3) j-го катка и прижимного кольца *2* $j+1$-го катка, а также между выпуклой сферической поверхностью *C* кольца *1* и сопряженной торцевой седельной поверхностью C_j j-го катка раскатывающего рабочего органа.

Количество энергии, затрачиваемой на преодоление сил трения скольжения в уплотнении сферического типа одного межкаткового зазора, определяется выражением

$$E_{сф} = F_{тр}^{2пл} S_{M_1}^{пл} + F_{тр}^{1сф} S_{C_1}^{сф},$$

где $S_{M_1}^{пл}$ — путь, преодолеваемый точкой M_1 (рис. 3, *а*) плоской поверхности сферического кольца *1* при перемещении по сопряженной поверхности прижимного кольца *2* за один оборот вала *3* раскатывающего рабочего органа; $S_{C_1}^{сф}$ — путь преодолеваемый точкой C_1 (рис. 3, *б*) выпуклой поверхности сферического кольца *1* при перемещении по сопряженной седельной поверхности j-го катка за один оборот вала; $F_{тр}^{2пл}$ — сила трения плоских сопряженных поверхностей, определяемая выражением, аналогичным равенству (3) для фланцевых уплотнений, $F_{тр}^{2пл} = f_{тр} F_{пр}^2$; $F_{тр}^{1сф}$ —

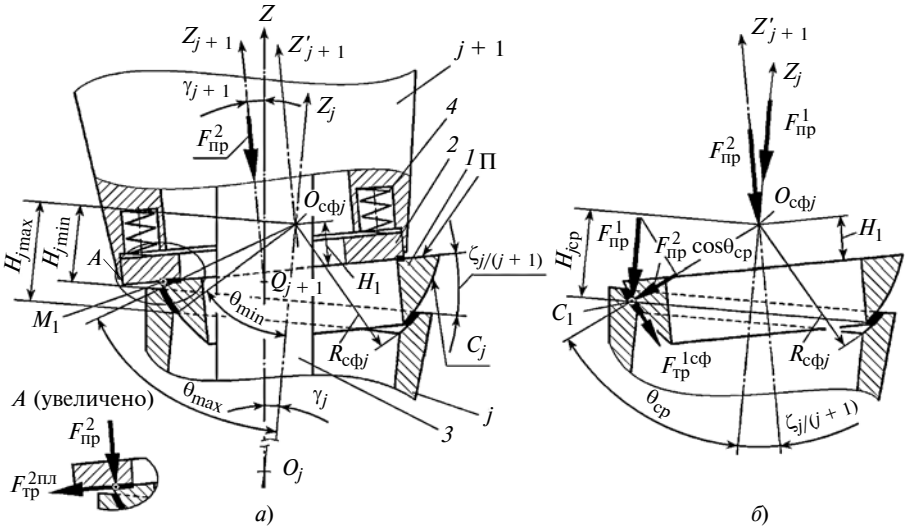


Рис. 3. Схемы сил, действующих на элементы сферического уплотнения:
а — силы прижатия кольца *2* к плоской поверхности сферического кольца *1*; *б* — силы, действующие в сопряжении сферических поверхностей

сила трения сферических сопряженных поверхностей, определяемая выражением

$$F_{\text{тр}}^{1\text{сф}} = f_{\text{тр}} F_{\text{пр}}^{1} \cos\theta_{\text{ср}} =$$

$$= f_{\text{тр}} F_{\text{пр}}^{2} \cos\zeta_{j/(j+1)} \cos\theta_{\text{ср}}, \quad (4)$$

где $F_{\text{пр}}^{1}$ — сила прижатия сферического кольца *1* к седельной поверхности *j*-го катка, равная проекции силы $F_{\text{пр}}^{2}$ прижатия прижимного кольца *2* на ось вращения *j*-го катка; $\zeta_{j/(j+1)}$ — угол между осями вращения сопряженных катков *j* и *j* + 1; $\theta_{\text{ср}}$ — угол между линией действия силы $F_{\text{пр}}^{1}$ и нормалью к центральной линии пояса контакта (см. рис. 3, *б*).

Допустимость проведения сравнительного расчета энергетических затрат на трение в поясе контакта через средний угол $\theta_{\text{ср}}$ обоснована малой высотой седельной поверхности C_j, что определяет незначительные отклонения угла θ (менее 10 %) между его максимальным $\theta_{\max}$ и минимальным $\theta_{\min}$ значениями (см. рис. 3, *а*). Угол $\theta_{\text{ср}}$ (см. рис. 3, *б*) определяется выражением $\theta_{\text{ср}} = \arccos(H_{j\text{ср}}/R_{\text{сф}})$.

В работе Ю. П. Смирнова об эффектах трения в сферическом шарнире [7] отмечается, что силы трения в пятне контакта можно свести к главному вектору и главному моменту, приведенному к центру сферы и составляемому моментами трения скольжения и трения верчения. Причем моментом трения верчения можно пренебречь, за исключением очень узкой области, где угол $\theta_{\text{ср}}$ между осью вращения сферы и радиус-вектором, проведенным из центра сферы в центр пятна контакта, близок к нулю, что принципиально нереализуемо в сферических уплотнениях межкатковых зазоров раскатывающих рабочих органов.

Анализируя уравнение (4) и учитывая, что в реальных конструкциях угол $\theta_{\text{ср}} \approx 60°$, а $\cos\zeta_{j/(j+1)} \approx 1$, видим, что сила трения между сферическими поверхностями составляет примерно половину силы трения между плоскими поверхностями: $F_{\text{тр}}^{1\text{сф}} \approx 0{,}5 F_{\text{тр}}^{2\text{пл}}$. Тогда общее количество энергии, затрачиваемой на преодоление трения в элементах уплотнений сферического типа, выразится равенством:

$$E_{\text{сф}} = F_{\text{тр}}^{2\text{пл}} (S_{M_1}^{\text{пл}} + 0{,}5 S_{C_1}^{\text{сф}}). \quad (5)$$

Для объективного сравнения затрат энергии на трение сопряженных элементов в уплотнениях фланцевого и сферического типов рассмотрим межкатковые уплотнения с возможно близкими значениями следующих параметров:

1) сила прижатия уплотняющих элементов, определяемая упругими элементами;

2) коэффициент трения скольжения сопряженных поверхностей обоих типов уплотнений;

3) диаметры оснований катков уплотняемого межкаткового зазора.

Равенство первого и второго параметров, достигаемое выбором соответствующих материалов при проектировании, обеспечивает одинаковое значение силы трения скольжения сопряженных поверхностей уплотнений обоих типов:

$$F_{\text{тр}}^{2\text{пл}} = F_{\text{тр}}^{2\text{фл}}. \quad (6)$$

Диаметры оснований катков определяют диаметр скважины, формируемой рассматриваемой зоной раскатывающего рабочего органа, и регламентируют длину пути относительного перемещения сопряженных поверхностей.

Длина относительных перемещений сопряженных поверхностей в уплотнениях фланцевого типа за один оборот вала рабочего органа определяется выражением (2).

Длина относительных перемещений сопряженных поверхностей в уплотнениях сферического типа за один оборот вала определяется выражениями, установленными в работе [8].

Выражение для определения пути, преодолеваемого точкой M_1 плоской поверхности П сферического кольца *1* по сопряженной поверхности *j* + 1-го катка (см. рис. 3, *а*), имеет вид:

$$S_{M_1}^{\text{пл}} = \int_0^{2\pi} \sqrt{h^2 (k_{j+1})^2 + (R_{M_1})^2 (k_{j+1} - k_j \cos\zeta_{j/(j+1)})^2 + 2hk_{j+1} R_{M_1} (k_{j+1} - k_j \cos\zeta_{j/(j+1)}) \cos[(k_j \cos\zeta_{j/(j+1)}) \varphi^e]}\, d\varphi^e.$$

Сравнение путей трения элементов сферических и фланцевых уплотнений раскатывающего проходчика скважин RS-630

Сопрягаемые катки	$S_{M_{1(\varphi^e=30°)}}^{\text{пл}}$, мм	Пути трения за 1 оборот вала, мм				$\frac{S_{\text{тр}}^{\text{фл}}}{S_{\text{тр}}^{\text{сф}}}$
		$S_{M_1}^{\text{пл}}$	$S_{C_1}^{\text{сф}}$	$S_{\text{тр}}^{\text{сф}}$	$S_{\text{тр}}^{\text{фл}}$	
К1—К2	41	492	58	550	2339	**4,3**
К2—К3	24	288	23	311	2877	**9,3**
К3—К4	39	468	44	512	3297	**6,4**
К4—К5	23	276	20	296	3530	**11,9**
К5—К6	36	432	42	474	3736	**7,9**
К6—К7	26	312	41	353	3924	**11,1**
К7—К8	25	300	37	337	3908	**11,6**
К8—К9	14	168	21	189	3914	**20,7**

Примечание. $S_{M_{1(\varphi^e=30°)}}^{\text{пл}}$ — путь трения плоских поверхностей сферических уплотнений при повороте вала раскатчика на каждые 30° в течение одного оборота.

Анализ этого выражения показал, что увеличение параметра R_{M_1} (расстояние между мгновенной осью Z'_{j+1} вращения сферического кольца и рассматриваемой точкой M_1) сопровождается увеличением длины относительного перемещения, преодолеваемого данной точкой по сопряженной поверхности $j + 1$-го катка. Следовательно точка M_1, расположенная на периферии плоской поверхности П сферического кольца *1*, проделывает максимально возможный путь трения по сопряженной поверхности $j + 1$-го катка.

Выражение для определения длины относительного перемещения сопряженных сферических поверхностей за один оборот вала имеет вид:

$$S_{C_1}^{\text{сф}} = 2\pi k_j \sin\zeta_{j/(j+1)} R_{\text{сф}}.$$

Разделив выражение (1) на уравнение (5), с учетом равенства (6) получим следующее соотношение энергозатрат на трение в уплотнениях фланцевого и сферического типов:

$$\frac{E_{\text{фл}}}{E_{\text{сф}}} = \frac{2\pi(k_j + k_{j+1})R_{\text{тр}}}{S_{M_1}^{\text{пл}} + 0{,}5 S_{C_1}^{\text{сф}}}.$$

Путь трения сопряженных элементов уплотнений обоих типов реального раскатывающего рабочего органа *RS*-630 для образования скважин диаметром 630 мм и соотношение $S_{\text{тр}}^{\text{фл}} / S_{\text{тр}}^{\text{сф}}$ путей трения фланцевых и сферических уплотнений приведены в таблице. Графическая интерпретация приведенных табличных результатов представлена на рис. 4 в виде зависимостей путей трения сопряженных элементов уплотнений обоих типов от угла φ^e поворота вала раскатывающего рабочего органа.

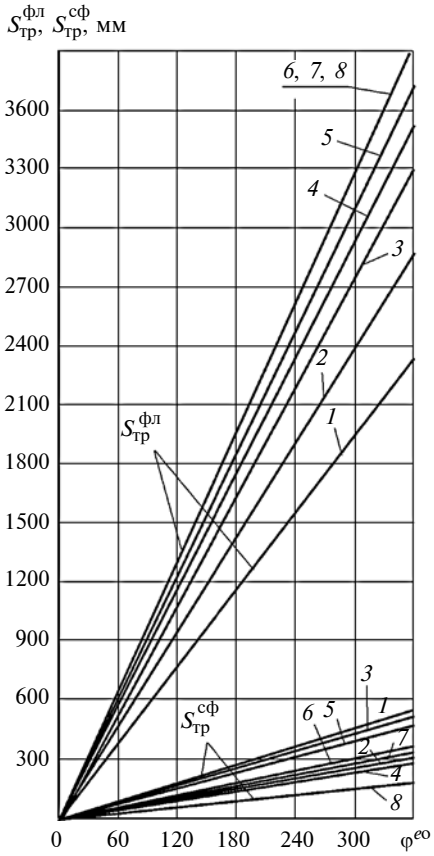


Рис. 4. Зависимости путей трения элементов фланцевых ($S_{\text{тр}}^{\text{фл}}$) и сферических ($S_{\text{тр}}^{\text{сф}}$) уплотнений смежных катков от угла φ^e поворота вала раскатчика

В результате аналитических исследований установлено, что затраты энергии на преодоление сил трения во фланцевых уплотнениях растут относительно затрат в сферических уплотнениях с увеличением радиуса $R_{\text{тр}}$ трения.

На основании изложенного можно сделать вывод о несомненном преимуществе сферических уплотнений по сравнению с фланцевыми ввиду уменьшения энергозатрат на трение скольжения в элементах уплотнений и значительного снижения абразивного износа этих элементов из-за отсутствия непосредственного контакта их с грунтом и сравнительно малого пути их взаимного трения (5÷25 % от фланцевых).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Свирщевский В. К.** Проходка скважин в грунте способом раскатки. Новосибирск: Наука, 1982. 121 с.
2. **Пат. 1764517 СССР:** МПК E02F5/16. Устройство для образования скважин в грунте.
3. **Пат. 2383687 Рос. Федерация:** МПК E02F5/18. Раскатчик для образования скважин в грунте.
4. **Пат. 1764518 СССР:** МПК E02F5/18. Устройство для образования скважин в грунте.
5. **Пат. 2447235 Рос. Федерация:** МПК E02F5/18. Раскатчик для устройства набивных свай.
6. **Лис В., Пономаренко Ю. Е.** Герметизация раскатывающих проходчиков скважин // Вестник СибАДИ. 2014. Вып. 6 (40). С. 33—39.
7. **Смирнов Ю. П.** Об эффектах трения в сферическом шарнире // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. № 2. 2012. С. 387—394.
8. **Лис В.** Анализ относительных перемещений сопряженных элементов уплотнений межкатковых клиновидных зазоров раскатывающих проходчиков скважин // Вестник СибАДИ. 2015. Вып. 1 (41). С. 24—30.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 67.02.001

В. Б. МАСЯГИН, канд. техн. наук (Омский ГТУ), А. В. МУХОЛЗОЕВ (Томский политехнический университет), e-mail: masaginvb@mail.ru

Исследование особенностей размерного анализа технологических процессов изготовления изделий, имеющих угловые элементы, с учетом погрешностей углов наклона

Рассмотрены особенности расчета плоских размерных цепей с учетом размеров угловых элементов, имеющих погрешности угла наклона. Выявлены алгоритмы расчетов этих звеньев.

Ключевые слова: размерный анализ, погрешность, угол, технология, машиностроение.

The features of analysis of plain dimensional chains taking into account angular elements, having errors of an inclination angle, are considered. The analysis algorithms of these links are revealed.

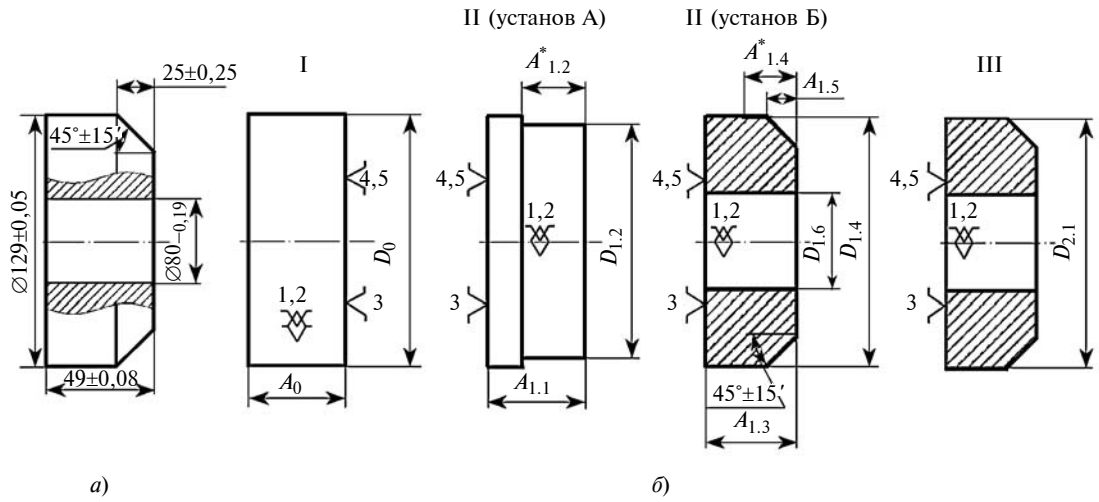
Keywords: dimensional analysis, error, angle, technology, mechanical engineering.

Размерный анализ технологических процессов — это совокупность расчетно-аналитических процедур, осуществляемых при разработке и анализе технологических процессов механической обработки [1].

Многие сложные детали машин имеют угловые элементы — от простых фасок до конических поверхностей с высокими требованиями по точности. При подготовке технологического процесса изготовления таких деталей размерный анализ используется для определения операционных размеров и их допусков для сокращения припусков на обработку. Автоматизированные системы размерного анализа являются мощными инструментами инженера-технолога при разработке технологического процесса. При этом задача не представляет особой сложности при алгоритмизации (под алгоритмизацией подразумевается подбор математических алгоритмов для расчета), если угловые и линейные размерные цепи не имеют взаимного влияния [2]. Однако при наличии угловых элементов снятие припуска с одного элемента сопровождается изменением размера другого.

Расчет становится сложнее, если в одной размерной цепи присутствуют как линейные, так и угловые размеры. В таких цепях припуски на обработку принадлежат сразу двум размерным цепям.

В качестве примера для детали (рис. 1, *а*) представлены технология (рис. 1, *б*) и схема (рис. 2) обработки.



Технологические операции

I. Ленточно-пильная.
Отрезать заготовку диаметром D_0, выдерживая размер A_0.

II. Токарная.
Установ А:
1. Точить торец диаметром D_0, выдерживая размер $A_{1.1}$.
2. Обточить, выдерживая размеры $D_{1.2}$, $A_{1.2}$.
Установ Б:
3. Точить торец, выдерживая размер $A_{1.3}$.
4. Обточить, выдерживая размеры $D_{1.4}$, $A_{1.4}$.
5. Точить угловой элемент, выдерживая размер $A_{1.5}$×45°15′.
6. Сверлить сквозное отверстие, выдерживая размер $D_{1.6}$.

III. Круглошлифовальная.
Шлифовать поверхность, выдерживая размер $D_{2.1}$ на проход.

Рис. 1. Эскиз детали (*а*) и технология обработки (*б*)

Согласно рис. 1, *б* и рис. 2 снимаемый припуск является звеном сразу двух размерных цепей. Это имеет место из-за наличия поверхности, расположенной под углом 45° (см. рис. 1, *а*). Выявим размерную цепь для расчета замыкающего звена K_1 (рис. 3, *а*), а также назначим технологические размеры, входящие в размерную цепь (рис. 3, *б*).

Таким образом, размерная цепь на рис. 3 содержит в себе размеры не только вдоль оси *X*, но и вдоль оси *Y*, что делает ее двумерной и требует расчета посредством тригонометрических преобразований относительно одномерных проекций на оси *X* и *Y* [2] (рис. 4, *а*, *б*).

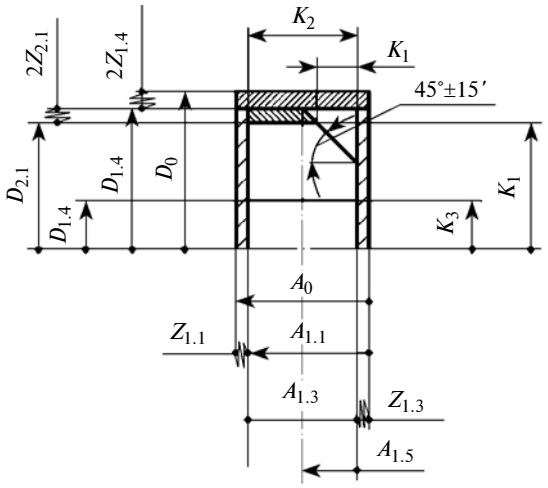


Рис. 2. Размерная схема обработки

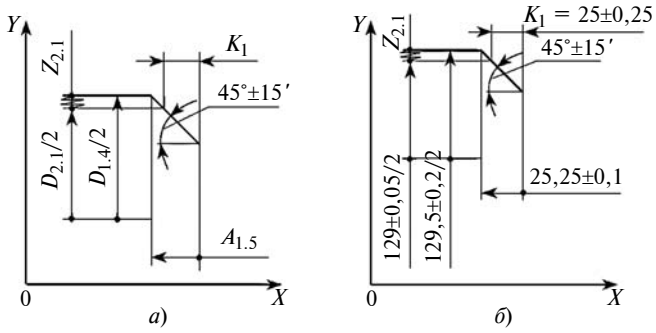


Рис. 3. Размерная цепь для расчета замыкающего звена K_1

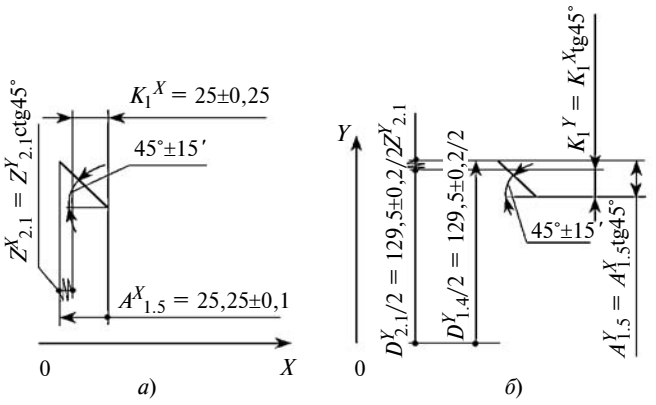


Рис. 4. Размерные схемы проекций размеров на оси *X* (*а*) и *Y* (*б*)

Рассчитаем проекции каждого звена:

по оси *X* (см. рис. 4, *а*):

$$\left.\begin{aligned} K_1^{\text{ср}X} &= A_{1.5}^{\text{ср}X} - Z_{2.1}^{\text{ср}X}; \\ Z_{2.1}^{\text{ср}X} &= Z_{2.1}^{\text{ср}Y}\text{ctg}45^\circ; \\ TK_1^X &= TZ_{2.1}^X + TA_{1.5}^X; \\ TZ_{2.1}^X &= TZ_{2.1}^Y\text{ctg}45^\circ; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

по оси *Y* (см. рис. 4, *б*):

$$\left.\begin{aligned} K_1^{\text{ср}Y} &= K_1^{\text{ср}X}\text{tg}45^\circ; \\ Z_1^{\text{ср}Y} &= \frac{D_{1.4}^X}{2} - \frac{D_{2.1}^X}{2} = \frac{129{,}5}{2} - \frac{129}{2} = 0{,}25 \text{ мм}; \\ TK_1^Y &= TK_1^X\text{ctg}45^\circ; \\ TZ_{2.1}^Y &= \frac{TD_{1.4}^X}{2} + \frac{TD_{2.1}^X}{2} = 0{,}05 + 0{,}2 = 0{,}25 \text{ мм}; \\ Z_{2.1}^{\text{ср}X} &= Z_{2.1}^{\text{ср}Y}\text{ctg}45^\circ = 0{,}25\text{ctg}45^\circ = 0{,}25 \text{ мм}; \\ K_1^{\text{ср}X} &= A_{1.5}^{\text{ср}X} - Z_{2.1}^{\text{ср}X} = 25{,}25 - 0{,}25 = 25 \text{ мм}; \\ K_1^{\text{ср}Y} &= K_1^{\text{ср}X}\text{tg}45^\circ = 25\text{tg}45^\circ = 25 \text{ мм}; \\ TK_1^{\text{ср}X} &= 0{,}2 + 0{,}25 = 0{,}45 \text{ мм}; \\ K_1^X &= 25 \pm 0{,}225 \text{ мм}. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Расчет по формулам (1) и (2) справедлив, если пренебречь погрешностью угла наклона, что влечет за собой ошибки в расчетах. Учет погрешности угла наклона может внести в расчет весьма существенные коррективы, так как изменение угла наклона поверхности оказывает влияние на размер ее проекции на ось [3].

Расчет с учетом погрешности угла наклона

Для решения этой проблемы надо составить размерные цепи из проекций звеньев $Z_{2.1}$ и $A_{1.5}$, необходимых для расчета конструкторского размера K_1, по осям *X* и *Y*. Построим проекции звена $Z_{2.1}$ при угле наклона 45°±15′ таким образом, чтобы получить максимальное и минимальное значения проекции звена на оси (рис. 5) [3].

На рис. 5 заштриховано двумерное поле допуска звена $Z_{2.1}^X$.

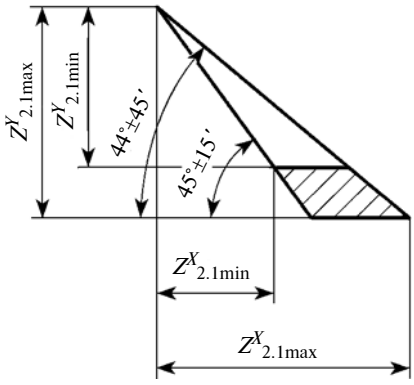


Рис. 5. Схема максимальных и минимальных возможных значений проекций звена $A^X_{1.5}$ на оси с учетом погрешности угла наклона

Рассчитаем значения звена $Z^X_{2.1}$ (см. рис. 4):

$$\left.\begin{aligned}
&Z^Y_{2.1} = \frac{129{,}5 \pm 0{,}2}{2} - \frac{129 \pm 0{,}05}{2} = \\
&= 0{,}25 \pm 0{,}125 \text{ мм;} \\
&Z^X_{2.1\max} = Z^Y_{2.1\max}\text{ctg}44°45' = \\
&= 0{,}375\text{ctg}44°45' = 0{,}378 \text{ мм;} \\
&Z^X_{2.1\min} = Z^Y_{2.1\min}\text{ctg}44°15' = \\
&= 0{,}125\text{ctg}45°15' = 0{,}124 \text{ мм;} \\
&TZ^X_{2.1} = Z^X_{2.1\max} - Z^X_{2.1\min} = 0{,}254 \text{ мм;} \\
&Z^X_{2.1\text{ср}} = Z^X_{2.1\max} - \frac{TZ^X_{2.1}}{2} = 0{,}251 \text{ мм;} \\
&Z^X_{2.1} = 0{,}251 \pm 0{,}127 \text{ мм.}
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Расчет по формулам (3) приводит к выводам:

1) ***максимальное значение проекции углового элемента на ось абсцисс (X) является произведением максимального значения проекции углового элемента на ось ординат (Y) и котангенса минимального значения угла между угловым элементом и осью абсцисс, отсчитанного против часовой стрелки;***

2) ***минимальное значение проекции углового элемента на ось абсцисс (X) является произведением минимального значения проекции углового элемента на ось ординат (Y) и котангенса максимального значения угла между угловым элементом и осью абсцисс, отсчитанного против часовой стрелки.***

Построим проекции звена $A_{1.5} = 25{,}25 \pm 0{,}1$ мм (см. рис. 4, *а*) на ось Y при угле наклона 45° ± 15′ таким образом, чтобы получить максимальное и минимальное значения проекции звена на оси (рис. 6).

На рис. 6 приведены максимальное и минимальное предельные значения звена $A^Y_{1.5}$ — проекции технологического размера $A_{1.5} = 25{,}25 \pm 0{,}1$ на ось Y, построенные на основе предельных положений углового элемента на координатной плоскости.

Рассчитаем значения звена $A^Y_{1.5}$ (см. рис. 6):

$$\left.\begin{aligned}
&A^Y_{1.5\min} = 25{,}15\text{tg}44°45' = 24{,}931 \text{ мм;} \\
&A^Y_{1.5\max} = 25{,}35\text{tg}45°15' = 25{,}572 \text{ мм;} \\
&TA^Y_{1.5} = A^Y_{1.5\max} - A^Y_{1.5\min} = 0{,}641 \text{ мм;} \\
&A^{Y\text{ср}}_{1.5} = A^Y_{1.5\max} - \frac{TA^Y_{1.5}}{2} = 25{,}2515 \text{ мм;} \\
&A^Y_{1.5} = 25{,}2515 \pm 0{,}3205 \text{ мм.}
\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Расчет по формулам (4) приводит к выводам:

1) ***максимальное значение проекции углового элемента на ось ординат (Y) является произведением максимального значения проекции углового элемента на ось абсцисс (X) и тангенса максимального значения угла между угловым элементом и осью абсцисс, отсчитанного против часовой стрелки;***

2) ***минимальное значение проекции углового элемента на ось ординат (Y) является произведением минимального значения проекции углового элемента на ось абсцисс (X) и тангенса минимального значения угла между угловым элементом и осью абсцисс, отсчитанного против часовой стрелки.***

Рассчитаем конструкторский размер K_1 углового элемента.

Проекция на ось Y (см. рис. 3, *б*):

$$K^Y_{1\text{ср}} = A^Y_{1.5\text{ср}} + \frac{D^Y_{1.4\text{ср}}}{2} - \frac{D^Y_{2.1\text{ср}}}{2} =$$

$$= 25{,}2515 + \frac{129}{2} - \frac{129{,}5}{2} = 25{,}0015 \text{ мм;}$$

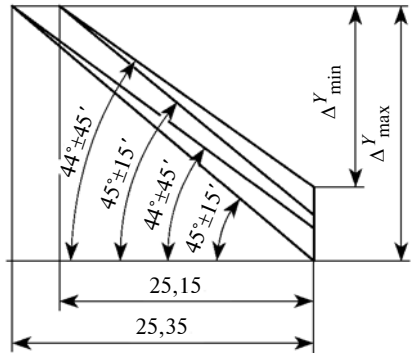


Рис. 6. Схема максимальных и минимальных возможных значений проекции звена $A^X_{1.5}$ на ось с учетом погрешности угла наклона

$$TK_1^Y = TA_{1.5}^Y + \frac{TD_{1.4}^Y}{2} - \frac{TD_{2.1}^Y}{2} =$$
$$= 0{,}641 + 0{,}05 + 0{,}2 = 0{,}891 \text{ мм};$$

$$K_1^Y = 25{,}0015 \pm 0{,}4455 \text{ мм}.$$

Проекция на ось X (см. рис. 3, *а*):

$$K_{1\,\text{ср}}^X = A_{1.5\,\text{ср}}^X - Z_{2.1\,\text{ср}}^X = 25{,}25 - 0{,}251 =$$
$$= 24{,}999 \text{ мм};$$

$$TK_1^X = TA_{1.5}^X + TZ_{2.1}^X = 0{,}2 + 0{,}254 = 0{,}454 \text{ мм};$$

$$K_1^X = 24{,}999 \pm 0{,}227 \text{ мм}.$$

Таким образом, влияние погрешности угла наклона на погрешность конструкторского размера составляет 0,004 мм (см. расчет по формулам (2)).

Такую погрешность можно считать незначительной и пренебрежение погрешностью угла наклона при расчетах не является критичным. Однако справедливо ли это заключение для всего диапазона угловых размеров? Общий вид тангенсоиды говорит о том, что при номинальном значении угла наклона менее 45° малейшая погрешность угла α наклона элемента значительно влияет на его проекцию.

Пусть угол наклона $\alpha = 30° \pm 15'$.

Без учета погрешности угла α имеем (с учетом нового значения технологического размера $A_{1.5} = 25{,}433 \pm 0{,}06$):

$$Z_{2.1\,\text{ср}}^X = Z_{2.1\,\text{ср}}^Y \operatorname{ctg}30° = 0{,}25\operatorname{ctg}30° = 0{,}433 \text{ мм};$$

$$TZ_{2.1}^X = TZ_{2.1}^Y \operatorname{ctg}30° = 0{,}25\operatorname{ctg}30° = 0{,}433 \text{ мм};$$

$$K_{1\,\text{ср}}^X = A_{1.5\,\text{ср}}^{X(\alpha = 30°)} - Z_{2.1\,\text{ср}}^X = 25{,}433 - 0{,}433 =$$
$$= 25 \text{ мм};$$

$$TK_{2.1}^X = TA_{1.5}^{X(\alpha = 30°)} + TZ_{2.1}^X = 0{,}06 + 0{,}433 =$$
$$= 0{,}493 \text{ мм};$$

$$K_1^X = 25 \pm 0{,}2465 \text{ мм}.$$

С учетом погрешности угла α имеем:

$$Z_{2.1}^Y = \frac{129{,}5 \pm 0{,}2}{2} - \frac{129 \pm 0{,}05}{2} = 0{,}25 \pm 0{,}125 \text{ мм};$$

$$Z_{2.1\,\max}^X = 0{,}375\operatorname{ctg}29°45' = 0{,}656 \text{ мм};$$

$$Z_{2.1\,\min}^X = 0{,}125\operatorname{ctg}30°15' = 0{,}214 \text{ мм};$$

$$TZ_{2.1}^X = Z_{2.1\,\max}^X - Z_{2.1\,\min}^X = 0{,}442 \text{ мм};$$

$$Z_{2.1\,\text{ср}}^X = Z_{2.1\,\max}^X - \frac{TZ_{2.1}^X}{2} = 0{,}435 \text{ мм};$$

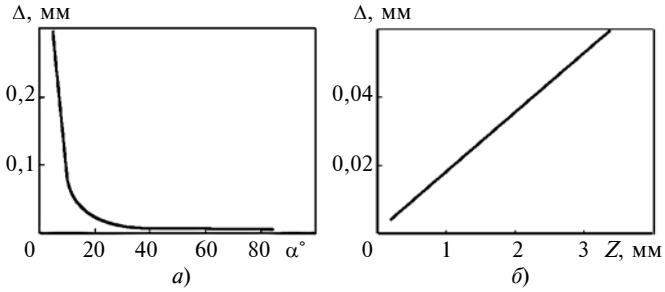


Рис. 7. Зависимости изменений Δ погрешности проекции звена от номинального угла α наклона углового элемента (*а*) и от номинального значения припуска *Z* (*б*)

$$Z_{2.1}^X = 0{,}435 \pm 0{,}221 \text{ мм};$$

$$K_{1\,\text{ср}}^X = A_{1.5\,\text{ср}}^{X(\alpha = 30°)} - Z_{2.1\,\text{ср}}^X = 25{,}433 - 0{,}435 =$$
$$= 24{,}998 \text{ мм};$$

$$TK_1^X = TA_{1.5}^{X(\alpha = 30°)} + TZ_{2.1}^X = 0{,}06 + 0{,}442 =$$
$$= 0{,}502 \text{ мм};$$

$$K_1^X = 24{,}998 \pm 0{,}251 \text{ мм}.$$

Таким образом, влияние погрешности угла наклона на погрешность конструкторского размера составляет 0,009 мм, т. е. влияние погрешности увеличилось более, чем в 2 раза. Зависимость влияния погрешности проекции размера от номинального значения угла α наклона при погрешности угла, равной 30′, приведена на рис. 7, *а*, а зависимость влияния погрешности проекции размера от номинального значения припуска *Z* на обработку — на рис. 7, *б*.

Заключение

Расчеты показывают, что погрешность линейных размеров от погрешности угла наклона в большей степени зависит от номинального значения угла наклона, чем от погрешности самого угла.

Согласно рис. 7, *а*, даже небольшая погрешность угла наклона при малом номинальном значении угла (менее 20°) дает значительную коррекцию погрешности проекции размера углового элемента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Размерный** анализ технологических процессов / В. В. Матвеев, М. М. Тверской, Ф. И. Бойков и др. М.: Машиностроение, 1982. 264 с.
2. **Jianbin Xue, Ping Ji.** A 2D tolerance chart for machining angular features // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2001. № 17. P. 523—530.
3. **Размерный** анализ конструкций: Справочник / С. Г. Бондаренко, О. Н. Чередников, В. П. Губий, Т. М. Игнатцев Киев: Техника, 1989. 150 с.

УДК 621.432:62-242.3

А. М. ДРУЖИНИН, канд. техн. наук, А. Р. ГАРАЕВ (Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева — КАИ), e-mail: garaev87@yandex.ru

"Скручивающиеся" поршневые кольца двигателей внутреннего сгорания

Проведен критический анализ стандартных торсионных поршневых колец двигателей внутреннего сгорания, предложены инновационные конструкции поршневых уплотняющих и маслосъемных устройств, что позволит повысить основные технико-экономические и экологические характеристики двигателя.

Ключевые слова: цилиндр, поршневое кольцо, уплотнение, газодинамика, термодинамика, уплотнение, эффективность.

The critical analysis of standard torsional piston rings of internal combustion engines are carried out, the innovative structures of piston sealing and oil rings, which allow to increase basic technical-and-economic and ecological characteristics of an engine, are suggested.

Keywords: cylinder, piston ring, sealant, gas dynamics, thermodynamics, sealant, effectiveness.

Работа двигателя внутреннего сгорания (ДВС) во многом зависит от работоспособности поршневых колец. Цель данной статьи — рассмотреть достоинства и недостатки "скручивающихся" поршневых колец ДВС. Термин "скручивающиеся" (торсионные) поршневые кольца, признанный ученым миром, ввел немецкий ученый К. Энглиш [1, с. 439]. Отечественным ученым — специалистам по ДВС больше импонирует термин "торсионные". Очевидно, стоит разобраться, что такое торсионные кольца, в чем их предназначение и когда они были внедрены (как очередное достижение науки) в практику производства поршневых машин.

Официально такие конструкции были заявлены в отечественном автотракторостроении как минимум с 1987 г., когда вступил в действие ГОСТ 621—87 [2], в котором были соответствующие определения компрессионных поршневых колец с односторонним и двусторонним трапецеидальным сечением. В 2010 г. при участии сотрудников ФГУП "НАМИ" был разработан ГОСТ Р 53843—2010 на поршневые кольца двигателей автотракторных средств [3]. Отметим, что в новом ГОСТе [3] интерпретацию "трапецеидальные поршневые кольца ДВС" [2], вызвавшую у авторов статьи много вопросов, заменили на "трапециевидные по форме", хотя содержание в основном осталось прежним. Однако не это главная причина того, что авторы решили обратить внимание разработчиков ДВС на "торсионную" проблему.

В первоисточнике эти термины были более понятны: "клинообразные кольца (кольца с конусными торцовыми поверхностями)" [1, с. 444]. Причем было дано заманчивое для разработчиков пояснение: "кольца с пониженной склонностью к пригоранию в канавках поршня". Кому не захочется применить столь соблазнительную находку? Рассматривая "скручивающиеся (торсионные) поршневые кольца", К. Энглиш относит к ним не только "клинообразные" кольца, но и другие виды колец, которые "имеют на внутренней поверхности в верхней ее части приблизительно прямоугольную выточку (уступ) или скос" [1, с. 439], и далее указывает: "Кольца такой формы применяются для всех диаметров, которые встречаются в двигателях внутреннего сгорания". Как нам известно, в настоящее время в большинстве конструкций отечественных ДВС можно увидеть подобную "выточку", "скос", т. е. фаску в соответствии с ГОСТами [2, 3]. Возникает вопрос, зачем все это введено? Раньше были простые компрессионные кольца прямоугольного профиля без каких-либо выточек и фасок на обоих торцах и без твердых покрытий рабочих поверхностей. Авторы не помнят, чтобы в то время были особые претензии к компрессионным кольцам.

Из объяснения К. Энглиша становится понятным, что "скручивающиеся" кольца получаются в результате того, что "главные оси инерции образовавшегося (после выточки) несимметричного сечения кольца становятся непараллельными и, соответственно, неперпендикулярными к образующей рабочей поверхности, т. е. располагаются наклонно. Если такое кольцо сжимают до рабочего размера, то оно не остается плоским в своей первоначальной плоскости, а принимает тарельчатую форму, так, что нижняя кромка выступает несколько сильнее наружу, и только она приходит в соприкосновение с рабочей поверхностью цилиндра (фиг. 328)". Для большей наглядности вместо фиг. 328 представлен рис. 1, который авторы статьи использовали в своих публикациях для иллюстрации описанного процесса. Вероятно, с объяснением К. Энглиша следует согласиться. Однако кольцо в таком положении не производит впечатления уплотняющего элемента, который, кроме того, должен передавать избыточную теплоту от перегретой головки поршня охлаждаемому цилиндру.

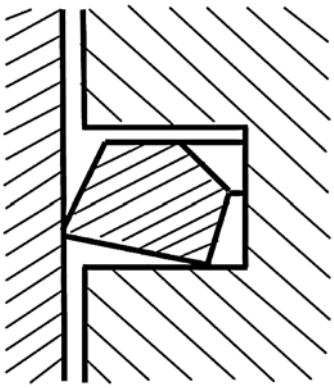


Рис. 1. Перекос (скручивание) кольца при сжатии его до рабочего состояния

Непонятно, как может осуществляться теплообмен по линии.

Вероятно, насильственные изменения положения кольца в пространстве играют какую-то роль в борьбе с нагаром. Однако проблемы нагарообразования можно решить, не лишая компрессионное кольцо его функций. Это слишком дорогая цена за подобное "новшество". Авторы статьи пытались бороться с нагаром другими методами, изначально, возможно, не совсем совершенными [4]. Однако как показали дальнейшие исследования, направление этих поисков было выбрано обосновано.

Кроме того, уже в то время К. Энглиш, по-видимому, был озабочен неудовлетворительной работой маслосъемных колец и рекомендовал, с нашей точки зрения, не очень удачное решение — **уплотнительные** кольца "с особым соскабливающим действием" [1, с. 446]. Надо полагать, что уплотнительные кольца "с пониженной склонностью к пригоранию" и "особые соскабливающие" предназначены "помочь" маслосъемным кольцам выполнять свои функции. Однако если бы поршневые кольца самостоятельно выполняли свое предназначение и свободно скользили по поверхности цилиндра, покрытой масляной пленкой, было бы лучше. При этом необходимо, чтобы механические потери на трение были минимальны, так как известно, что "на преодоление трения поршневых колец приходится 40...50 %, а иногда до 60 % всех механических потерь в двигателе" [5], причем "на первое кольцо приходится 60 %, на второе 30 % и на третье 10 % затрат энергии на трение колец" [5].

Эти данные свидетельствуют о наличии вполне определенной зависимости механических потерь на трение поршневых колец о стенку цилиндра от неизвестного фактора. К сожалению, в научно-технической литературе авторы не нашли простого анализа и выводов по этому, с нашей точки зрения, очень важному явлению, от которого многое зависит в работе двигателя.

Авторы нашли свое объяснение этому "феномену" и многократно обращали внимание специалистов на принципиальное влияние газодинамики на работоспособность компрессионных колец, которую невозможно не учитывать при их расчетах [6, 7].

Но вернемся к двухтомнику [1] К. Энглиша, который стал научной основой при разработке учебной и научно-технической литературы по поршневым кольцам. Согласно рис. 1 представленное в работе [1, фиг. 328] поршневое кольцо не сможет разгрузить перегретую головку поршня от избыточной теплоты, критической для двигателей, особенно работающих на газообразном топливе. Это подтвердили испытания двигателей КАМАЗ, проведенные в Набережных Челнах, при попытке перевести их на газообразное топливо. Компрессионные кольца просто не выдерживали комплекса температурных воздействий. Находясь в зоне высокотемпературных рабочих газов, не имея возможности отдавать избыток теплоты охлаждаемому цилиндру, они сами создавали дополнительную теплоту в результате трения при "скоблении" стенки цилиндра, работая как инструментальный резец при обработке металла. Технологам известны возникающие при этом высокие температуры резания и нагревания резца. Поэтому разработчики ДВС вынуждены предусматривать покрытие рабочей поверхности компрессионного кольца твердым сплавом, что, по мнению авторов, только усугубляет создавшееся положение.

В шестидесятые годы прошлого века в связи с форсированием двигателей (в основном путем увеличения частоты вращения коленчатого вала) появились определенные проблемы с "пригоранием" элементов цилиндропоршневой группы. Причинами этого могли быть и плохое топливо, и некачественное моторное масло, и некачественное изготовление или регулировка конструкции. Однако, как нам сейчас представляется, причина состояла в том, что при больших частотах вращения маслосъемное кольцо сохранившейся до сих пор конструкции перестало справляться со своими функциями. Но на тот момент предложенную К. Энглишем конструкцию компрессионных колец оценили как последнее достижение науки и техники и запустили в производство. А следовало бы обратить внимание на предостережение самого ученого о том, что изготовление предложенных им колец "кропотливо и затруднительно и поэтому сравнительно дорого", а также на очень важное утверждение, что "склонность к поломке у клинообразных колец несколько выше, чем у **нормальных** уплотнительных колец, так как они при неизбежных ра-

диальных смещениях **никогда** полностью **не могут прилегать** к нижней торцовой поверхности канавки. Особенно это имеет место у клинообразных скручивающихся колец" [1, с. 446] (выделения сделаны авторами).

С последним замечанием немецкого ученого нельзя не согласиться, поэтому трудно понять, как "скручивающиеся" компрессионные кольца могут эффективно выполнять свои функции. Таким образом, становится очевидной необходимость компенсации газодинамических потерь, например использованием "турбонаддува". Именно в этом авторы увидели причинно-следственную связь этих двух технических терминов, не совсем корректно, по нашему мнению, привнесенных в науку о двигателях.

Продолжая исследование феномена "скручивающихся" уплотнительных колец в поисках каких-либо иных положительных качеств, видим, что кроме "борьбы с нагаром" этим конструкциям предопределены функции скобления стенки цилиндра и освобождения ее от масла, которое почему-то не может удалить маслосъемное кольцо, предлагаемое теми же ГОСТами [2, 3]. Кроме того, как было установлено ранее, на компрессионное кольцо оказывает большое воздействие давление рабочих газов [6], которое, лишая кольцо его упругих качеств в виде сжатия — расширения, многократно увеличивает его отрицательное влияние на стенку цилиндра.

Понятно, что такое "скобление" отрицательно воздействует на работу двигателя, механические потери которого резко увеличились, а ресурс, технико-экономические и экологические характеристики ухудшились. Пришлось создавать различные конструкции для очистки и нейтрализации вредных и загрязняющих примесей в выхлопных газах. Есть все основания полагать, что эти узаконенные "новшества" стали серьезной причиной очень низкого для XXI века КПД двигателя, составляющего 0,4. Очень жаль, что несмотря на многочисленные наши публикации в журнале "Вестник машиностроения" и более 30 патентов по этой проблеме ведущие специалисты в области ДВС упорно не хотят изменить свое отношение к проблеме уплотнения между поршнем и цилиндром, от которой в известной мере зависит перспектива ДВС. С удивительным упорством они стоят на защите "скручивающихся", "низких" уплотнительных поршневых колец, хотя, по нашему мнению, для уплотнения пространства между поршнем и цилиндром, следует рассматривать не "поршневые кольца" (как в работе К. Энглиша), а **комплекс поршневых устройств** [8].

Наши многолетние теоретические и экспериментальные исследования дают основание полагать, что при проектировании цилиндропоршневой группы ДВС допущены три принципиальные ошибки, которые существенным образом влияют на технико-экономические и экологические характеристики, т. е. по большому счету — на перспективу ДВС:

при расчете упругих сил поршневого кольца не учитывается влияние газодинамики на работу компрессионных колец, вследствие чего применяют "низкие" компрессионные кольца, у которых высота меньше толщины, что привело к потере кольцами упругих качеств со всеми вытекающими отсюда последствиями;

применяется насильственное скручивание, изменение нормального положения поршневого кольца в поршневой канавке, очень мало напоминающего уплотнительное поршневое кольцо, что приводит к серьезным отрицательным последствиям, ничем не оправданным для двигателя;

используются неэффективные маслосъемные кольца, рекомендуемые ГОСТами, выполненные без учета влияния гидродинамики масла на работу кольца, что в известной мере спровоцировало появление первых двух ошибок, так как эти кольца с одинаковым успехом "удаляют излишки масла" со стенки цилиндра при движении поршня как в нижнее, так и в верхнее положение.

Кроме того, авторам представляется нерациональным расположение поршневых колец по "своим" канавкам, что дает возможность дополнительного прорыва рабочих газов через зазоры в замках колец. Известно, что "60...70 % всех утечек происходит через замки поршневых колец" [9]. Кроме того, перемычки между поршневыми кольцами удлиняют поршень со всеми вытекающими из этого отрицательными последствиями. Очевидно, что целесообразнее перекрыть зазоры в замках колец самими кольцами, установив их в одну поршневую канавку [10] и поместив сюда же маслосъемное поршневое устройство, такое, например, как представлено в нашем патенте [11] и на рис. 2.

Приведенный анализ "скручивающихся" и "низких" компрессионных поршневых колец, к которым в настоящее время относятся все уплотнительные кольца ДВС, позволяет дать следующие рекомендации.

При проектировании новых ДВС необходимо отказаться от использования подобных конструкций уплотнительных поршневых и маслосъемных колец любых диаметров. Учитывая сотни миллионов двигателей, находящихся в эксплуатации и требующих инновационной модернизации в свете представленных соображений, авторы разработали

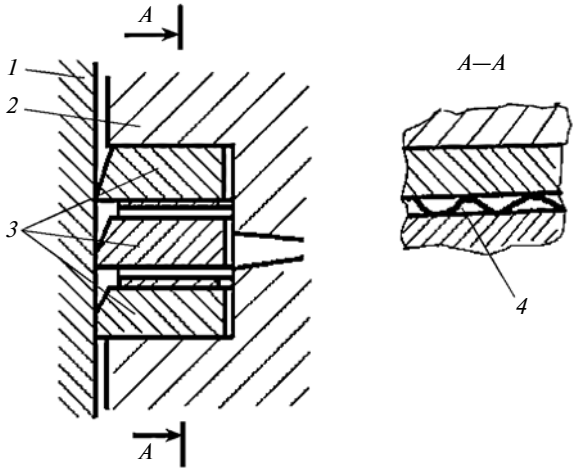


Рис. 2. Маслосъемное поршневое устройство ДВС:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — маслосъемные кольца; *4* — расширительное кольцо

ряд конструкций, принципиальные схемы которых могут быть достаточно просто использованы в процессе планового или внепланового ремонта двигателя. Например, можно доработать поршень и оснастить его новым поршневым уплотнением и маслосъемным поршневым устройством или просто заменить старый поршень новым, оснащенным другими поршневыми кольцами. Такие комплекты для автотракторных двигателей может успешно изготовлять и поставлять, например, АО "Костромской завод автокомпонентов".

Очевидно, что анализ состояния цилиндропоршневой группы будет неполным, если оставить без внимания сам цилиндр. Причем следует проанализировать не только точность и шероховатость рабочей поверхности цилиндра, необходимые характеристики которых технологи научились обеспечивать, но и ее форму. Выше мы обращали внимание на необходимость включения газодинамики в расчеты элементов ЦПГ, работающих в зоне огромных давлений рабочих газов. Учитывая, что достаточно большие и малые массы элементов ЦПГ работают в разных температурных условиях, очевидно, пришло время применять при расчетах самого цилиндра термодинамику и теплофизику.

Известно, что головка цилиндра находится в зоне очень высоких температур, достигающих 1500 °С и более, в то время как остальная часть цилиндра охлаждается и находится в более благоприятных температурных условиях. Увеличение диаметра верхней части цилиндра в результате его нагревания приводит к увеличению диаметра расширяющихся уплотнительных колец и, следовательно, к увеличению зазора в замках колец [12]. Причем это происходит в то время, когда над поршнем в камере сгорания создаются критические давление и температура, влияющие на процессы воспламенения и сгорания топливовоздушной смеси. Более подробный анализ термодинамических изменений формы и размеров цилиндра, влияющих на эффективность работы ЦПГ и, следовательно, самого двигателя, был представлен в работе [13].

Понятно, что расчеты термодинамических деформаций цилиндра целесообразны при его определенных размерах. В каждом конкретном случае разработчик сам должен решить вопрос об их необходимости. Однако очевидно, что при проектировании мощных и сверхмощных двигателей, имеющих цилиндры больших диаметров и длины, такие расчеты необходимы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Энглиш К.** Поршневые кольца / Пер. с нем. под ред. д-ра техн. наук В. К. Житомирского. Т. 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет. М.: Машгиз, Т. 1. 1962. 584 с.

2. **ГОСТ 621—87.** Кольца поршневые двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1987. 34 с.

3. **ГОСТ Р 53843—2010**. Двигатели автотранспортных средств. Кольца поршневые. Технические требования и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2011. 41 с.

4. **Гуреев В. М., Дружинин А. М., Гельманов Р. Р.**. Нагарообразование и ресурс ДВС // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 29—31.

5. **Орлин А. С.** Двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1984. С. 157.

6. **Пат. 2341671 С2 Рос. Федерация:** МПК FO2F 5/00 Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

7. **Дружинин А. М.** Так ли необходим турбонаддув двигателю внутреннего сгорания? // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 40—46.

8. **Поршневые** кольца или поршневые уплотнения? / Ю. Ф. Гортышов, А. М. Дружинин, В. М. Гуреев и др. // Вестник машиностроения. 2010. № 4. С. 80—82.

9. **Петриченко Р. М.** Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1990. 248 с.

10. **Пат. 2535598 С1 Рос. Федерация:** МПК FO2F 5/00. Поршневое уплотнение двигателя внутреннего сгорания.

11. **Пат. 2535599 С1 Рос. Федерация:** МПК FO2F 5/00. Маслосъемное поршневое устройство двигателя внутреннего сгорания.

12. **Пат. 2372508 С1 Рос. Федерация:** МПК FO2F 5/00. Цилиндропоршневая группа двигателя внутреннего сгорания.

13. **Цилиндр** ДВС с рабочей поверхностью конической формы / В. М. Гуреев, А. М. Дружинин, В. А. Строганов и др. // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 3—6.

УДК 621.822.001

Н. В. СОКОЛОВ, канд. техн. наук, Т. В. МАКСИМОВ, М. Б. ХАДИЕВ, д-р техн. наук
(Казанский национальный исследовательский технологический университет), В. А. ФУТИН, канд. техн. наук
(АО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа", г.Казань), e-mail: cmu@kstu.ru

Динамические испытания упорного подшипника скольжения в центробежном компрессоре с полуоткрытым рабочим колесом

Рассмотрены конструкция экспериментального стенда и система измерения, необходимая для снятия и фиксирования показаний приборов. Проанализированы результаты экспериментальных исследований упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками в режиме помпажа центробежного компрессора с полуоткрытым рабочим колесом.

Ключевые слова: упорный подшипник скольжения, центробежный компрессор, система измерения, помпаж, частота колебаний, анализ результатов.

The structure of a test bench and measurement system, required for taking and fixing the instrument readings, are considered. The experimental research results of plain thrust bearing with fixed pads operating in pumping mode of a centrifugal compressor with semi-open impeller are analyzed.

Keywords: plain thrust bearing, centrifugal compressor, measurement system, pumping mode, vibration frequency, analysis of results.

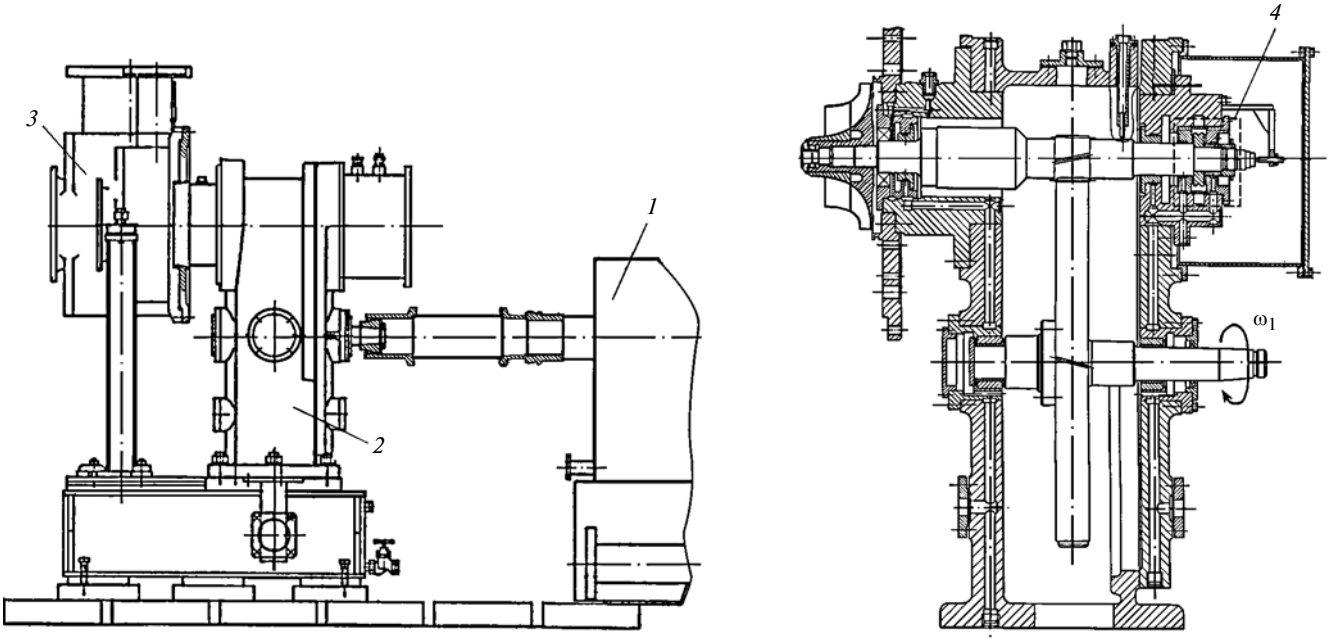
В современном компрессоростроении гидродинамические подшипники скольжения находят широкое применение. Это связано с их высокими эксплуатационными характеристиками в широком диапазоне скоростей и нагрузок при относительной простоте конструкции, что обеспечивает работоспособность компрессора. Несмотря на многолетнюю историю проектирования и успешного применения, работа подшипников скольжения при динамическом нагружении остается малоизученной, в особенности не хватает данных практических исследований. Например, отсутствуют данные о работе подшипников скольжения в условиях режима помпажа на реальном компрессоре. Из-за быстро протекающих при динамическом нагружении процессов и в связи с высокими нагрузками на элементы компрессора и невозможностью длительного нахождения в режиме помпажа затруднена фиксация рабочих параметров подшипников. Авторы статьи провели исследования упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками в режиме помпажа центробежного компрессора, подтвердившие принципиальную возможность работ и важность подобного направления.

Помпаж — это недопустимый режим работы центробежного компрессора с периодической подачей газа [1], характеризующийся срывными явлениями в проточной части. При этом развиваются колебания всей массы газа, заполняющего компрессор и сеть, вплоть до образования обратного потока. Частота колебаний составляет 1÷10 Гц. Это приводит к колебаниям ротора в осевом и радиальном направлениях и выходу из строя в первую очередь подшипников и уплотнений. Поэтому с целью повышения надежности работы центробежного компрессора изучение данного режима представляет особый интерес.

Экспериментальные исследования упорного подшипника были проведены на стенде в АО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа", предназначенном для газодинамических испытаний ступеней центробежных компрессоров [2]. Экспериментальный стенд (рис. 1, *а*) включает в себя электродвигатель *1*, опору-мультипликатор *2*, ступень центробежного компрессора *3*, экспериментальный узел *4* упорного подшипника (рис. 1, *б*), а также системы трубопроводов, смазывания, энергопитания, автоматики, запорную и регулирующую арматуру, линию подачи воздуха в лабиринтное уплотнение и средства для измерения параметров стенда.

Для данных исследований был изготовлен двусторонний упорный подшипник со скосами неподвижных подушек каждой из сторон, параллельными радиальному межподушечному каналу (рис. 2) [3], а также медные расходные кольца, упорный гребень и распорное кольцо, определяющее суммарный осевой зазор h_s = 0,34 мм в подшипнике. Геометрические размеры каждой из сторон: внутренний и внешний диаметры подушек — D_1 = 65 мм, D_2 = 100 мм; число подушек z = 8; толщина подушки $H_п$ = 3 мм; угловая протяженность подушки $\theta_п$ = 38,05°; ширина скоса $\eta_{ск}$ = 18 мм; глубина скоса $\delta_{ск} = h_1 - h_2$ = 0,07 мм.

Центробежная ступень содержит осерадиальное рабочее колесо полуоткрытого типа с наружным диаметром D_2 = 266 мм, безлопаточный диффузор шириной b_3 = 6,9 мм и кольцевую камеру. Рабочий агент — воздух. Максимальное давление на выходе из ступени составляет 0,25 МПа. В качестве привода стенда использовали электродвигатель постоянного тока МП-700-3000 с номинальной мощностью 700 кВт и регулируемой частотой вращения от 150 до 3000 мин$^{-1}$. Система регулирования частоты вращения ротора электродвигателя и мультипликатор с косозубым зубчатым зацеплением и пе-



а) *б*)

Рис. 1. Общий вид экспериментального стенда (*а*) и разрез компрессора (*б*)

редаточным отношением $i = 8{,}5$ позволяли плавно изменять частоту вращения быстроходного ротора стенда от 1300 до 25 000 мин$^{-1}$. В системе смазывания применялось масло Тп-22С ТУ38.101821—83.

Для измерения газодинамических параметров центробежной ступени применяли штатную систему сбора данных. Для контроля вибрации и параметров масла стенда использовали штатную систему автоматики. Управление стендом осуществлялось дистанционно [4].

Штатная система измерения была дополнительно оснащена каналом измерения параметров смазочного слоя упорного подшипника. Для измерения давления смазочного слоя в двух противоположных подушках упорного подшипника на среднем радиусе с нагруженной рабочей стороны использовали пьезорезистивные датчики ТДАС АТ-60-1.0 ООО НПФ "Интелсенс" [2, 4]. Датчики позволяют измерять давление до 6 МПа, имеют малые габаритные размеры и способны работать в широком диапазоне температур: от −60 до +150 °С.

В упорный подшипник было установлено два датчика для измерения давления: Д1 и Д2. Установка двух датчиков обеспечивает контрольное сравнение экспериментальных данных. Датчики ввинчивали (резьба М4) в специально расточенные для них два гнезда на среднем радиусе подшипника в области предполагаемого максимального давления p_{max}. От протечек по резьбе датчики были защищены герметиком Loctite 542. Зависимость выходного электрического сигнала датчиков от измеряемого давления представляет собой линейную градуировочную характеристику. По паспорту датчика нормированное значение выходного сигнала составляло: 0,335 мВ/(В · кгс/см^2) для датчика Д1 и 0,090 мВ/(В · кгс/см^2) для датчика Д2; нелинейность выходного сигнала была не больше 0,72 %. В качестве усилителя сигнала была применена тензометрическая станция, обеспечивающая датчики стабилизированным питанием 5 В и усиливающая выходной сигнал с коэффициентом 100:1. Для визуализации сигнала применен цифровой осциллограф с записью исследуемых сигналов и выводом данных на персональный компьютер, отдельный от штатной системы измерения стенда.

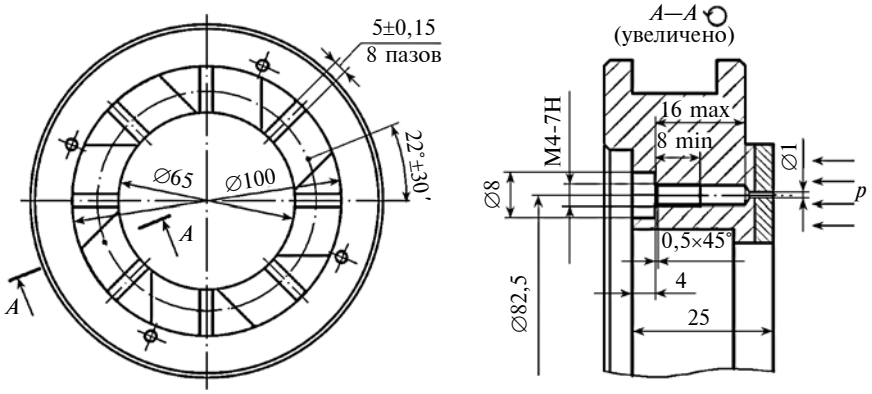


Рис. 2. Упорный подшипник и установочное место (разрез *А—А*) для датчика ТДАС АТ-60-1.0 (*p* — измеряемое давление)

Задача экспериментальных исследований заключалась в построении кривой давления p смазочного слоя в зависимости от времени τ при различных режимах работы стенда, определяемых условным числом Маха $M_u = u_2/a$ на выходе из рабочего колеса, где u_2 — окружная скорость рабочего колеса на наружном диаметре, a — скорость звука. Эксперименты были проведены при M_u = 0,707, 0,884 и 0,907. Фиксированное число Маха M_u при изменении температуры воздуха на входе в ступень достигалось изменением частоты вращения быстроходного ротора ступени. Изменение режимов работы ступени по расходу от максимальной производительности до помпажа производили постепенным закрытием электрозадвижки на нагнетании. Это приближало работу компрессора к границе помпажа, где непрерывная подача компрессора становилась неустойчивой, и он переходил на режим периодической (помпажной) подачи.

Предварительные статические испытания упорного подшипника в установившемся режиме центробежного компрессора [4] показали значительную недогруженность подшипника. Например, при M_u = 0,907 и минимальной толщине смазочного слоя h_2 = 25 мкм расчетная несущая способность подшипника, полученная с помощью программного приложения Sm2Px2T [5], составляет 3266 Н. Экспериментальное же значение осевой нагрузки при разных рабочих точках характеристики ступени составляло от 1597,69 до 2379,3 Н, т.е. 48,9÷72,9 % от максимальной несущей способности подшипника. Следовательно, действительная минимальная толщина смазочного слоя составляла h_2 = 50÷60 мкм. Это обусловило значительную демпфирующую способность упорного подшипника. Из-за малой жесткости смазочного слоя при данных толщинах h_2 происходило ее изменение в зависимости от изменения осевой нагрузки, т.е. от времени.

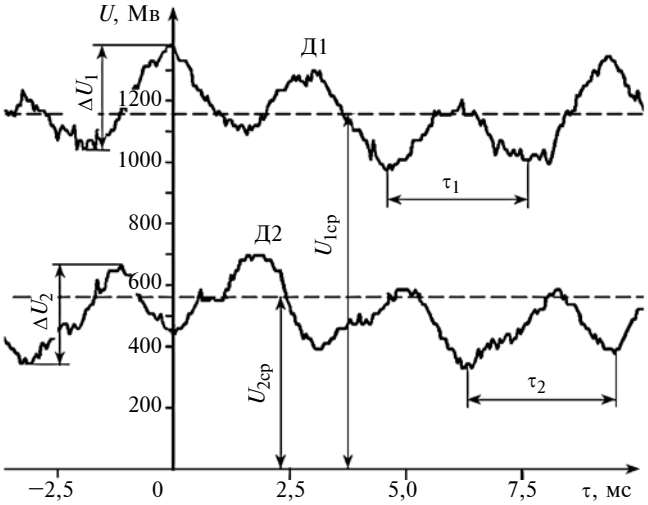


Рис. 3. Осциллограмма давлений на подушках упорного подшипника в установившемся режиме

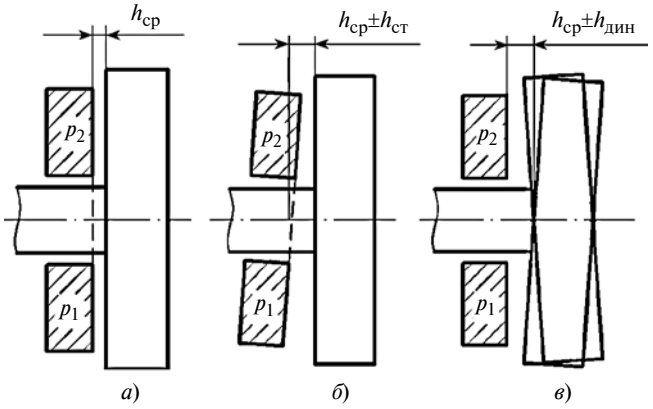


Рис. 4. Схемы расположения подшипника и упорного гребня относительно оси вращения ротора:

а — отсутствие перекоса, *б* — перекос подшипника, *в* — перекос упорного гребня; $h_{ср}$, $h_{ст}$, $h_{дин}$ — средняя, статическая и динамическая составляющие толщины смазочного слоя

Результаты испытаний упорного подшипника скольжения в установившемся режиме приведены в виде осциллограммы (рис. 3), снятой непосредственно с датчиков давления Д1 и Д2 после усиления сигнала без какой-либо математической обработки. Ось времени имеет разрешение 2,5 мс/дел., ось напряжения U — 200 мВ/дел. по обоим каналам. Для датчика Д1 среднее значение выходного напряжения составляло примерно 1150 мВ, что соответствует давлению p_1 = 0,69 МПа, а для датчика Д2 — примерно 560 мВ, что соответствует давлению p_2 = 1,24 МПа. Разница в давлениях на противоположно стоящих подушках, в отличие от параллельных рабочих поверхностей подшипника и упорного гребня (рис. 4, *а*), вероятнее всего, связана с перекосом поверхности подшипника относительно поверхности упорного гребня без перекоса, возникающим при установке подшипника в корпус компрессора (рис. 4, *б*) и вследствие отсутствия выравнивающего устройства.

Согласно изменению напряжения U во времени τ (см. рис. 3) также наблюдаются находящиеся в противофазе пульсации давления с частотой, соответствующей частоте вращения вала, $f_p = 1/\tau_1 = 1/\tau_2 = n_o$ = 317 Гц, где τ_1, τ_2 — периоды колебаний давлений датчиков Д1 и Д2, и режиму работы ступени при M_u = 0,884. Размах пульсаций для датчика Д1 составляет 0,14 МПа, для датчика Д2 — 0,49 МПа. Это предположительно связано с неизбежным биением упорного диска (рис. 4, *в*), что в дополнение к недогруженности подшипника приводит к значительным периодическим колебаниям давления. Больший размах давления, показываемый датчиком Д2 по сравнению с датчиком Д1, также подтверждает влияние перекоса поверхности подшипника относительно поверхности упорного гребня при отсутствии ее перекоса, предсказанное по средним значениям давлений этих же датчиков.

Результаты испытаний в режиме помпажа центробежного компрессора при частоте 290 Гц, соответствующей режиму работы ступени при M_u = 0,707, представлены на рис. 5 и 6. Среднее давление по датчику Д1 составило p_1 = 0,69 МПа, по датчику Д2 — p_2 = 1,11 МПа. Размах пульсаций давления по датчику Д1 составил 0,14 МПа, по датчику Д2 — 0,55 МПа.

Осциллограмма на рис. 5 соответствует изменению давления при помпаже перед и в течение первого хлопка. Ось времени τ имеет разрешение 20 мс/дел., ось напряжения U — 200 мВ/дел. по обоим каналам. Согласно рис. 5 давление относительно быстро возрастает (τ ≈ 10 мс) и медленно спадает (τ ≈ 100 мс) с незначительным падением давления после хлопка. Максимальное давление по датчику Д1 составило p_1 = 0,96 МПа, по датчику Д2 — p_2 = 2,4 МПа.

На рис. 6 представлена осциллограмма, соответствующая последующим хлопкам для датчика Д2. Ось времени имеет разрешение 50 мс/дел., ось напряжения — 200 мВ/дел. Аналогичная осциллограмма была получена для датчика Д1. Согласно рис. 6 частота следования хлопков составила 2,5 Гц, продолжительность хлопка — 190 мс. Максимальное давление при хлопке по датчику Д1 составило p_1 = 1,04 МПа, по датчику Д2 — p_2 = 2,8 МПа. Минимальное давление после хлопка по датчику Д1 составило p_1 = 0,57 МПа, по датчику Д2 — p_2 = 0,67 МПа.

В отличие от рис. 5 на рис. 6 можно выделить еще один периодический процесс, происходящий с частотой ≈20 Гц, не только при хлопках, но и между ними. Причиной его возникновения могут быть колебания всей механической системы "рабочее колесо — электродвигатель" под воздействием возбуждающего колебания первого и последующих хлопков, которые возможны также из-за низкой жесткости смазочного слоя упорного подшипника.

При уменьшении производительности центробежного компрессора ниже расчетной в канале рабочего колеса образуется вихрь [1], который оттесняет основной поток, и его живое сечение уменьшается. Скорость потока в живом сечении определяется площадью поперечного сечения и производительностью компрессора. При уменьшении площади живого сечения скорость потока через него возрастает, несмотря на уменьшение производительности компрессора, что подтверждается повышением давления на выходе из рабочего колеса согласно уравнению Бернулли.

Согласно рис. 5 и 6 при хлопке происходит увеличение напряжения U, соответствующее увеличению давления смазочного слоя в 1,4÷2,2 раза, что указывает на увеличение осевой нагрузки на подшипник. Это, по-видимому, связано с конструкцией рабочего колеса компрессора полуоткрытого типа: при срыве вращающегося вихря давление p_2 газа в канале рабочего колеса резко падает, а давление газа за основным диском рабочего колеса и корпусом ступени не успевает понизиться. Это приводит к возникновению дополнительного перепада давления между камерой за основным диском и межлопаточным пространством рабочего колеса и, следовательно, осевого усилия, пока весь газ за рабочим колесом не перетечет в проточную часть компрессора. Постепенное понижение давления смазочного слоя можно объяснить как влиянием дополнительного перепада давления, так и демпфирующей способностью упорного подшипника.

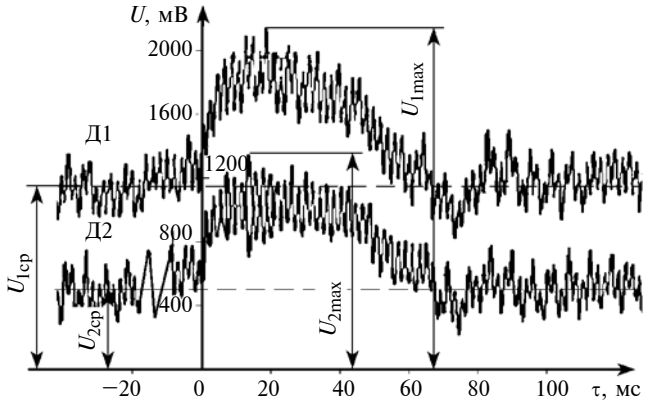


Рис. 5. Осциллограмма давления на подушках упорного подшипника в режиме помпажа компрессора при первом хлопке

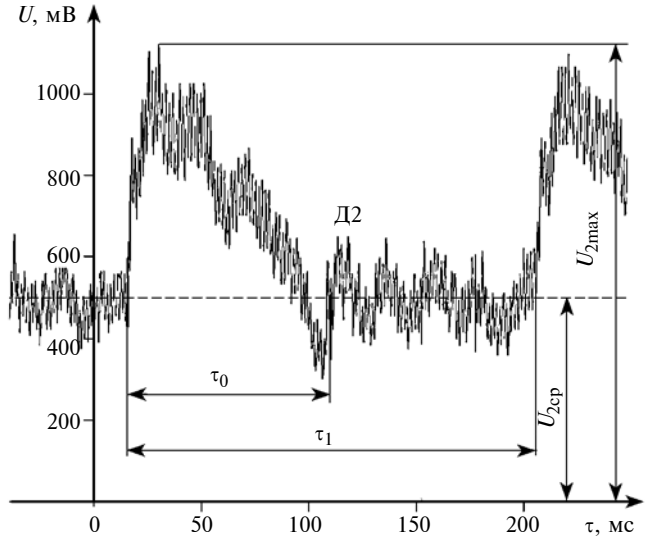


Рис. 6. Осциллограмма давления на подушках упорного подшипника в режиме помпажа компрессора при последующих хлопках:

τ_0 — период хлопка при помпаже; τ_1 — период помпажа

Для выяснения влияния конструкций колес полуоткрытого и закрытого типов на динамическую составляющую осевого усилия рекомендуется проводить сравнительные испытания упорного подшипника в центробежном компрессоре с рабочим колесом закрытого типа. В этом случае давления за основным и покрывным дисками рабочего колеса

должны уравновеситься и осевая нагрузка на подшипник при хлопке должна уменьшиться.

Анализ экспериментальных данных, полученных при испытаниях упорного подшипника в корпусе центробежного компрессора с полуоткрытым рабочим колесом позволяет сделать следующие выводы:

1) на работу упорного подшипника значительное влияние оказывает геометрическая точность изготовления и качество сборки. Даже при небольших перекосах подшипника и биениях упорного диска появляется неравномерная нагрузка на подушки подшипника. При этом растут динамические нагрузки: большее давление на подушки вызывает большее возрастание давления при хлопке компрессора и больший размах пульсаций;

2) в режиме помпажа центробежного компрессора можно выделить три вида периодических колебаний: с частотой биения упорного диска, с частотой хлопка газовой системы и с частотой механического колебания подвижной части компрессора;

3) при помпаже центробежного компрессора резко возрастает осевая динамическая нагрузка на упорный подшипник, что можно объяснить особенностью конструкции рабочего колеса полуоткрытого типа и падением давления в проточной части рабочего колеса компрессора;

4) для исследуемой конструкции упорного подшипника давление смазочного слоя при хлопке повышается в 1,4÷2,2 раза;

5) падение давления после хлопка происходит постепенно, что можно объяснить влиянием дополнительного перепада давления и демпфирующей способностью упорного подшипника.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хадиев М. Б., Зиннатуллин Н. Х., Нафиков И. М.** Механизм помпажа в центробежных компрессорах // Вестник Казанского технологического университета. 2014. № 8. С. 262—266.
2. **Хадиев М. Б., Соколов Н. В., Серазутдинов М. Н.** Описание стенда для изучения динамических характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при переходных процессах // Вестник Казанского технологического университета. 2012. № 16. С. 151—153.
3. **Хадиев М. Б., Соколов Н. В., Федотов Е. М.** Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников со скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу // Вестник машиностроения. 2014. № 6. С. 54—59.
4. **Испытания** упорного подшипника скольжения с параллельным межподушечному каналу скосом в центробежном компрессоре / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, Т. В. Максимов, В. А. Футин // Вестник Казанского технологического университета. 2014. № 7. С. 239—244.
5. **Свидетельство** о регистрации программы для ЭВМ № 2013615688. Sm2Px2T. Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника.

УДК 677.021.152.8

Р. Ш. СУЛАЙМОНОВ, канд. техн. наук (АО "Paxtasanoat ilmiy markazi", Республика Узбекистан, г. Ташкент), e-mail: rustamsulaymon@mail.ru

Совершенствование конструкции машины для очистки натурального коротковолокнистого материала

Разработан высокоэффективный линтоочиститель, обеспечивающий отделение сорных примесей встряхиванием и расчесыванием при минимальной потере линта. Рассчитан привод линтоочистителя. Установлено влияние производительности машины на эффективность очистки.

Ключевые слова: линтоочиститель, колковый барабан, гребенка, притирочная щетка, колосниковая решетка, скорость, линт, отходы.

The high-effective lint cleaner, assuring separation of foreign material by shaking and scratching at minimal lint loss, is developed. The lint cleaner drive is analyzed. The influence of machine productivity on cleaning effectiveness is determined.

Keywords: lint cleaner, picker roller, fishback, abrading brush, fire grate, speed, lint, waste.

Для первичной обработки такого натурального волокнистого материала, как хлопок-сырец, состоящего из семян и покрывающих их волокон, применяют различное оборудование. Переработка хлопка-сырца состоит из сушки, очистки, механического отделения основной волокнистой массы путем отрыва волокон от семян (джинирование), очистки волокнистой массы от сора разного происхождения (волокноочистка), снятие оставшихся коротких волокон с хлопковых семян (линтерование), очистки коротковолокнистого материала (линта) от сора.

Волокнистый материал, остающийся на хлопковых семенах после джинирования, состоит из волокон длиной от 1 до 26 мм. Волокно длиной 6 мм и выше относят к линту, менее 6 мм — к делинту или короткоштапельному линту [1].

Линт — ценное сырье, используемое в текстильной, химической и целлюлозно-бумажной промышленности. Качество продукции из линта (нетканые материалы, целлюлоза и др.) определяется, прежде всего, его засоренностью, поэтому очистке линта уделяют большое внимание, а научно-производст-

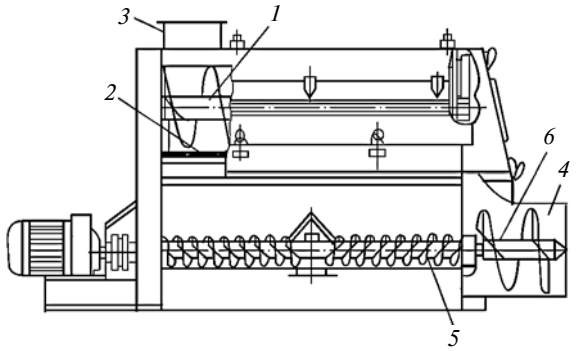


Рис. 1. Схема очистителя ОВМ-А-1 для волокнистого материала:

1 — колково-шнековый барабан; *2* — перфорированная поверхность; *3*, *4* — загрузочный и разгрузочный патрубки; *5* — сорный конвейер; *6* — шнек для вывода линта

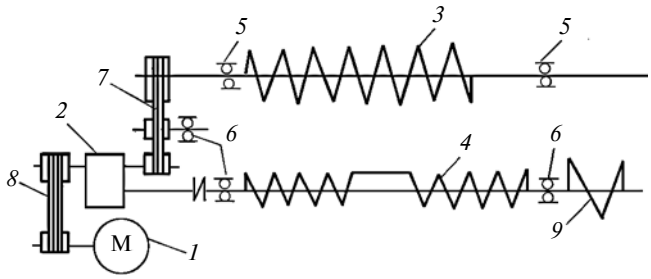


Рис. 2. Кинематическая схема привода очистителя ОВМ-А-1 для волокнистых материалов:

1 — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — колково-шнековый барабан; *4* — сорный шнек; *5*, *6* — подшипники; *7*, *8* — клиноременные передачи; *9* — шнек для вывода линта

венные предприятия Республики Азербайджан ведут работы по совершенствованию и разработке эффективных конструкций очистительных машин.

Особенность работы оборудования для переработки хлопка-сырца заключается в практически непрерывном контакте рабочих органов машин с влажной волокнистой массой, имеющей в своем составе крупные (более 8 мм), мелкие сорные примеси и минеральные примеси органического и неорганического происхождений.

Крупные сорные примеси, располагаясь преимущественно на поверхности волокнистого материала, слабо сцеплены с волокнами, поэтому легко от них отделяются при ударновстряхивающем воздействии. Мелкие сорные примеси могут глубоко внедряться в волокна и их отделение затруднительно. Это и является причиной засоренности волокнистой массы. Поэтому после джинирования волокна пропускают через специальные волокноочистительные машины с коэффициентом очистки $k = 0{,}30 \div 0{,}35$.

В настоящее время на хлопкоочистительных заводах применяют очиститель линта ОВМ-А-1 (рис. 1), состоящий из колково-шнекового барабана *1*, металлического сетчатого элемента *2*, загрузочного (*3*) и разгрузочного (*4*) патрубков, конвейера (сдвоенный шнек) *5* для вывода отходов, шнека *6* для вывода линта.

Кинематическая схема очистителя ОВМ-А-1 представлена на рис. 2.

Данное устройство очищает линт в основном от мелкого сора с коэффициентом очистки $k = 0{,}15 \div 0{,}20$. После очистки в линте сохраняется значительное количество крупного сора в виде целых и дробленых семян, что затрудняет переработку линта. Для повышения эффективности отделения мелких и крупных сорных примесей из линта и минимизации его потерь (отходов) разработан новый линтоочиститель (рис. 3) для очистки коротковолокнистого материала от сорных примесей [2].

Данная очистительная машина имеет загрузочный бункер *1*, в котором располагается пильный цилиндр *2*, а также рабочие органы в виде двух последовательно расположенных колковых барабанов *3*. В состав пильного цилиндра *2* входят вспомогательные элементы: специальные гребенки *4*, притирочные щетки *5*, колосниковая решетка *6* и сетчатые элементы *7* и *8*. В линтоочистителе имеются также сорная камера *9* и разгрузочный патрубок *10*.

Очистка линта происходит следующим образом. Поток волокнистой массы через загрузочный бункер *1* попадает на поверхность пильного цилиндра *2*, состоящего из пильных дисков и междупильных прокладок. При вращении пильных дисков зубья захватывают линт, который выравнивается по слоям с помощью гребенок *4*. Для надежного закрепления линта на гарнитуре цилиндра предусмотрены притирочные щетки *5*. Закрепленный таким образом линт при вращении пильного диска ударяется о колосники *6*. В результате ударного взаимодействия линта с колосниковой решеткой происходит интенсивное отделение крупных сорных примесей.

Отделение сорных примесей продолжается и при дальнейшем протаскивании линта по сетчатому элементу *7* с ячейками размером 4 × 25 мм, расположенному в нижней части пильной секции линтоочистителя. Таким образом, сорные примеси просе-

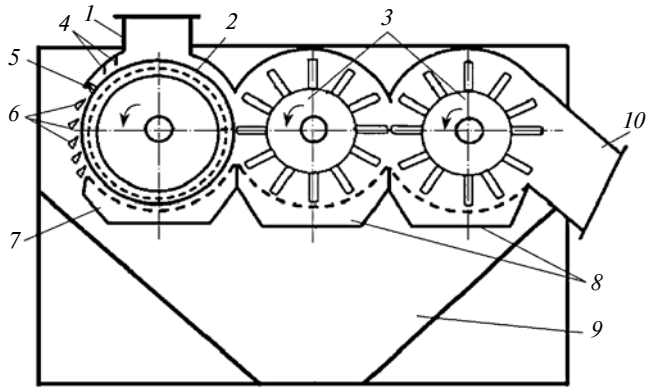


Рис. 3. Схема рабочих органов нового очистителя для коротковолокнистого материала:

1 — загрузочный бункер; *2* — пильный цилиндр; *3* — колковые барабаны; *4* — гребенки; *5* — притирочная щетка; *6* — колосниковая решетка; *7*, *8* — сетчатые элементы; *9* — сорная камера; *10* — разгрузочный бункер

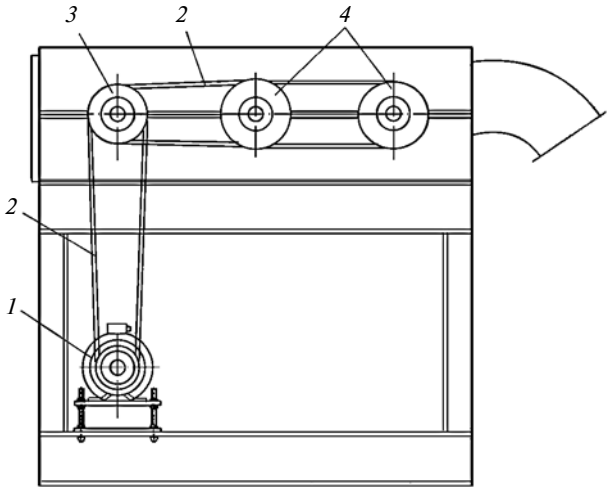


Рис. 4. Кинематическая схема нового линтоочистителя:
1 — электродвигатель; *2* — клиноременная передача; *3* — пильный цилиндр; *4* — смежные колковые барабаны

иваются, а волокнистая масса удерживается на гарнитуре пильного цилиндра в зоне очистки, что предотвращает ее попадание вместе с сором в отходы.

Сетчатый элемент *8*, находящийся под колковыми барабанами, имеет ячейки размером 3 × 25 мм для просеивания более мелких сорных примесей после очистки в секции пильного цилиндра. Экспериментально установлено [1], что при расположении большей оси овальнах отверстий перпендикулярно движению волокнистой массы наибольший очистительный эффект достигается при вращении колковых барабанов с окружной скоростью v = 9,42 м/с.

Волокнистая масса после первого этапа очистки (контакта с зубьями пильных дисков) под действием центробежной силы сбрасывается с зубьев пильных дисков и направляется ко второму рабочему органу — колковым барабанам *3*, имеющим выступающие цилиндрические элементы (колки), которые ударяют по потоку линта. На колковом барабане в шахматном порядке (12 рядов) установлены колки диаметром 8 мм с шагом 45 мм. Высота колка — 50 мм, расстояние между ними в ряду составляет 37 мм. Такое расположение колков обеспечивает необходимое разрыхление линта и высокое очищение. При взаимодействии колков с волокнистой массой сор отделяется от коротких волокон и проходит через ячейки сетчатого элемента.

Для повышения очистительного эффекта в линтоочистителе предусмотрен еще один колковый барабан, где процесс очистки повторяется. Технологический процесс очистки завершается разгрузкой очищенного линта через патрубок *10* (см. рис. 3). Выделенные при очистке линта отходы накапливаются в бункере *9* и направляются на регенерацию (на рисунке не показано).

Кинематическая схема привода линтоочистителя показана на рис. 4. Привод линтоочистительной машины рассчитан при следующих данных: передаваемое клиновым ремнем с окружной скоростью v = 11,4 м/с усилие на последнем рабочем валу составляет F_t = 200÷220 Н.

Требуемую мощность линтоочистителя находим по формуле $P_{тр} = F_t v = 200 \cdot 11{,}4 = 2{,}39$ кВт.

Для определения требуемой мощности электродвигателя рассчитаем КПД привода машины: $\eta = \eta_1\eta_2\eta_3\eta_n^3$, где $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0{,}96 \div 0{,}98$ — КПД ременной передачи с клиновым ремнем; $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0{,}96$, $\eta_n = 0{,}99 \div 0{,}995$ — КПД одной пары подшипников качения; $\eta_n = 0{,}99$.

С учетом принятых значений η КПД привода составит: $\eta_n = 0{,}96^3 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}86$. Требуемая мощность электродвигателя: $P_{дв} = P_{тр}/\eta = 2{,}39/0{,}86 = 2{,}78$ кВт.

По требуемой мощности двигателя выбрали электродвигатель 4А 112 МА-6. Его эксплуатационные параметры: номинальная мощность $P_н$ = 3 кВт, частота вращения $n_с$ = 1000 мин$^{-1}$, коэффициент скольжения S = 4,7 %, отношение пускового и номинального вращающих моментов $T_n/T_н$ = 2 [3].

Номинальная частота вращения вала двигателя: $n_н = n_с(1 - S) = 1000(1 - 0{,}047) = 953$ мин$^{-1}$.

Частота вращения колковых барабанов и пильного цилиндра: $n = \dfrac{601\,000v}{\pi D} = 703$ мин$^{-1}$, где D = 310 мм — диаметр колковых барабанов, равный диаметру пильных дисков.

Передаточное число привода: $u = \dfrac{n_н}{n} = \dfrac{953}{703} = 1{,}36$, реализуется клиноременной передачей от электродвигателя к валу пильного цилиндра.

Передаточное число привода в соответствии с кинематической схемой машины находим по формуле $u = u_1u_2u_3$, где u_1 = 1,36 — передаточное число первой клиноременной передачи; $u_2 = u_3 = 1$ — передаточные числа второй и третьей клиноременных передач.

При расчете ременной передачи с клиновым ремнем важен выбор сечения ремня, которое зависит от передаваемой мощности P и частоты вращения $n_1 = n_{дв}$ ведущего шкива. Для данной машины с P = 2,39 кВт, n_1 = 953 мин$^{-1}$ выбрали клиновый ремень А [3].

Диаметр ведущего шкива определяем по формуле $d_1 = (3 \div 4)\sqrt[3]{T_1}$, где $T_1 = \dfrac{30P10^3}{\pi n_1}$ — вращающий момент, получаем: d_1 = 100 мм, $d_2 = d_1u(1 - \varepsilon) = 100 \cdot 1{,}36(1 - 0{,}01) = 134{,}6$ мм, где $\varepsilon = 0{,}01$ — коэффициент скольжения. С учетом нормального ряда чисел принимаем d_2 = 140 мм.

В клиноременной передаче диаметры шкивов определяют допустимое межосевое расстояние. Как правило, межосевое расстояние клиноременной передачи определяется конструкцией и габарит-

ными параметрами машины, т.е. условиями компоновки основных и вспомогательных элементов рабочего органа машины. Так, в линтоочистителе межосевое расстояние первой клиноременной передачи (от электродвигателя к валу пильного цилиндра) зависит от высоты машины, остальные межосевые расстояния (от пильного цилиндра к первому колковому барабану, между колковыми барабанами) соответствуют взаимному расположению рабочих органов линтоочистителя.

Требуемое число ремней в клиноременной передаче находим с учетом мощности P_0, передаваемой одним клиновым ремнем. При d_1 = 100 мм и n_1 = 953 мин$^{-1}$ номинальная мощность составит P_0 = 1,05 кВт [3].

Число ремней определим по формуле

$$z = \frac{PC_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z}, \qquad (1)$$

где C_L = 1,03 — коэффициент, учитывающий влияние длины ремня; C_p = 1,1 — коэффициент режима работы; C_α = 0,95 — коэффициент угла обхвата; C_z = 0,95 — коэффициент, учитывающий число ремней в передаче.

По формуле (1) для данной передачи определяем необходимое число ремней z = 2,69, т. е. z = 3.

Работоспособность данной машины оценивали по очистительному эффекту и количеству отходов. Экспериментально определили влияние производительности процесса очистки линта на очистительный эффект (в процентах), количество отходов, содержание сорных примесей и линта в отходах (рис. 5).

Установлено, что с повышением производительности процесса очистки снижаются количество отходов, количество сорных примесей и потери линта с отходами. Так, с увеличением производительности от 100 до 400 кг/маш.ч содержание линта в отходах для I и III сортов хлопка-сырца уменьшается соответственно с 12,01 до 9,94 % и с 12,22 до 11,2 %. При этом уменьшается очистительный эффект. Объясняется это тем, что с увеличением производительности уменьшается число ударов, приходящиеся на единицу поверхности при взаимодействии с колосниками и сетчатым элементом, что снижает интенсивность рыхления обрабатываемого материала, а следовательно, ухудшаются условия отделения сорных примесей.

Наиболее устойчивый процесс очистки линта наблюдается при производительности 350 кг/маш. ч, при которой очистительный эффект для I и III сортов линта составил соответственно 28,5 и 40,2 %, что значительно превышает очистительный эффект применяемых ранее линтоочистителей. При данной производительности общее количество отходов для I и III сортов линта составило 32,0 и 55,27 %, сорных примесей — 21,8 и 44,04 %, очищенный линт — 10,2 и 11,23 %.

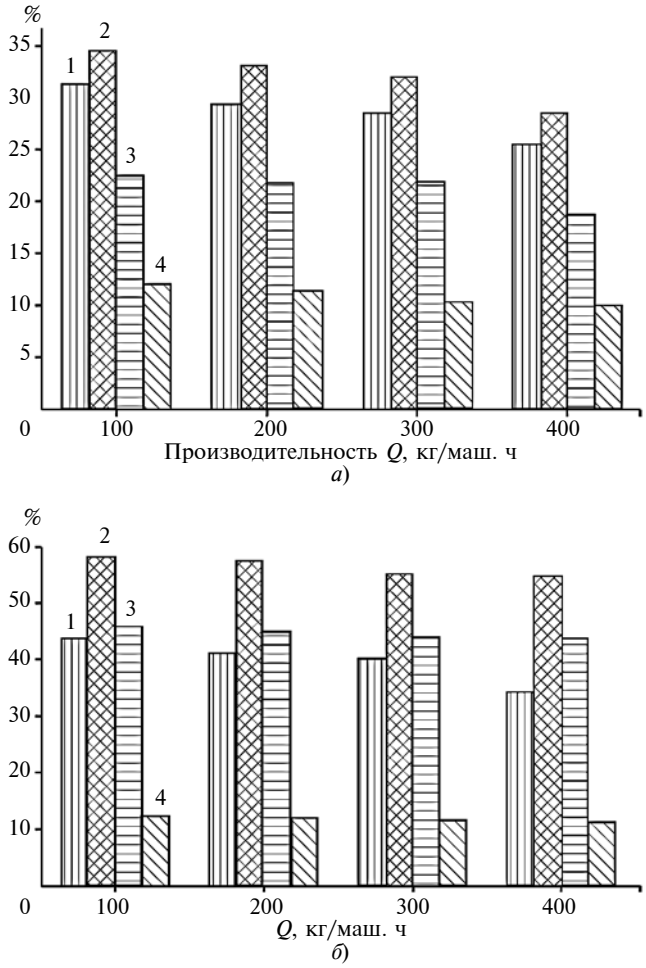


Рис. 5. Гистограммы очистительного эффекта (*1*), количества отходов (*2*), содержания сорных примесей (*3*) и линта (*4*) в отходах от производительности *Q* при очистке линта селекции С-6524-1/1 (*а*) и С-6524-3/1 (*б*)

Анализ фракционного состава отходов показал, что очиститель новой конструкции эффективно удаляет из линта целые и дробленые семена, а также крупный и мелкий сор.

Таким образом, новая конструкция линтоочистительной машины по всем технологическим показателям превосходит эксплуатируемый в настоящее время линтоочиститель ОВМ-А-1. Это подтверждает правильность выбора компоновки рабочих органов, состоящих из пильного цилиндра и двух колковых барабанов с колосниковыми решетками и сетчатыми элементами с овальными ячейками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мирошниченко Г. И.** Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М.: Машиностроение, 1972. 484 с.
2. **Сулаймонов Р. Ш., Мардонов Б. М., Лугачев А. Е.** Исследование процесса взаимодействия линта с колосниками в модуле линтоочистителя // Проблемы механики. 2015. № 1. С. 48—50.
3. **Чернавский С. А., Снесарев Г. А., Козинаев Б. С.** Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.

УДК 62-976

И. А. ЗВЕРЕВ, А. Р. МАСЛОВ, доктора технических наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: vestnik@stankin.ru

Исследование тепловых характеристик шпиндельных узлов на опорах качения

Расчетно-экспериментальными исследованиями установлены влияния на фрикционные и тепловые характеристики шпиндельного узла таких эксплуатационных показателей, как частота вращения, нагрузка на шпиндель, предварительный натяг в опорах, метод смазывания, вязкость смазочного материала, теплоотдача.

Ключевые слова: шпиндельный узел, подшипник качения, тепловые характеристики, условия эксплуатации.

By calculation and experimental research the influences of such operating factors as rotation frequency, load on a spindle, preload in bearings, lubrication method, viscosity of lubrication material, heat output on frictional and thermal characteristics of a spindle unit are determined.

Keywords: spindle unit, roller bearing, thermal characteristics, operating conditions.

Точность станка во многом зависит как от точности вращения, статической и динамической жесткости шпиндельного узла (ШУ), так и от его тепловых характеристик [1, 2]. Повышение быстроходности ШУ ограничивается нагреванием опор в результате трения в подшипниках. Практика эксплуатации и расчетный анализ ШУ показали, что с увеличением частоты вращения подшипника момент трения и потери мощности из-за трения в опорах могут достигать высоких значений. Это следует учитывать при выборе типа опор еще на начальном этапе проектирования.

Для повышения качества проектирования была разработана тепловая модель ШУ и специализированный программный комплекс в системе MATLAB для экспресс-оценки фрикционных и тепловых характеристик ШУ на опорах качения с учетом их конструктивных и эксплуатационных особенностей. С помощью разработанного комплекса получены численные оценки влияния таких параметров эксплуатации ШУ, как частота вращения, нагрузка на шпиндель, предварительный натяг в опорах, показатели свойств смазочного материала и коэффициента теплоотдачи (теплоотвода от корпуса) на фрикционные и тепловые характеристики шлифовального и токарного ШУ.

Экспериментальные исследования выполняли на специальном стенде для исследований характеристик ШУ, включая статические и динамические показатели, с использованием стандартных измерительных средств.

Расчетно-экспериментальные исследования

Исследования выполняли на экспериментальном стенде (рис. 1). Шпиндель устанавливали в воздушную опору, обеспечивающую возможность измерения суммарного момента $M_т$ трения в подшипниках по натяжению нити, один конец которой закреплен на тензометрическом элементе, а второй — на корпусе шпинделя. Сигнал от тензодатчика через усилитель KWS-73 (фирма Hettynger) поступает на вход спектроанализатора 2031 (фирма B & K). Вращение шпинделя осуществляли с помощью ременной передачи от регулируемого двигателя постоянного тока. Постоянную радиальную нагрузку на шпиндель создавали с помощью безконтактного электромагнитного нагружающего устройства. Температуру ШУ измеряли контактным термометром SKF с точностью измерения ±1 °С в интервале температур от −40 до +120 °С. Для измерения температуры наружного кольца переднего подшипника в корпусе ШУ выполнено сквозное отверстие. Опоры смазывали пластичной смазкой NBU15 (фирма Kluber) вязкостью 13,7 сСт при температуре 40 °С. Перед началом испытаний ШУ обкатывали на холостом ходу с частотой вращения 5000 мин$^{-1}$ в течение 4 ч.

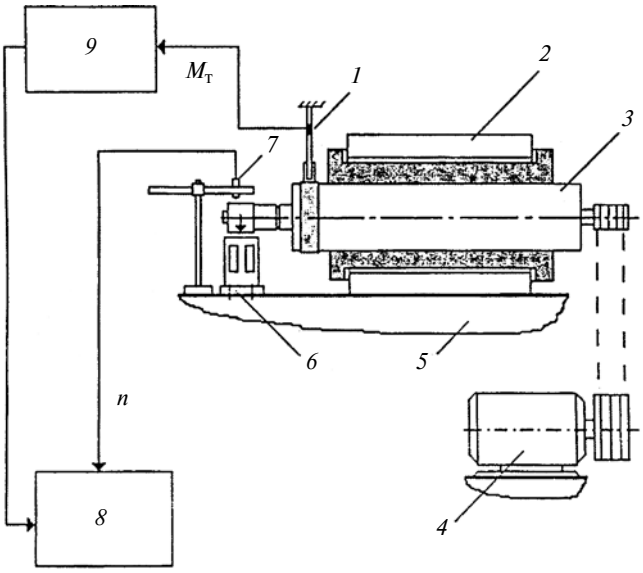


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

1 — тензометрический датчик; *2* — воздушная опора; *3* — ШУ; *4* — двигатель; *5* — основание; *6* — электоромагнитное нагружающее устройство; *7* — датчик частоты вращения; *8* — спектральный анализатор; *9* — усилитель

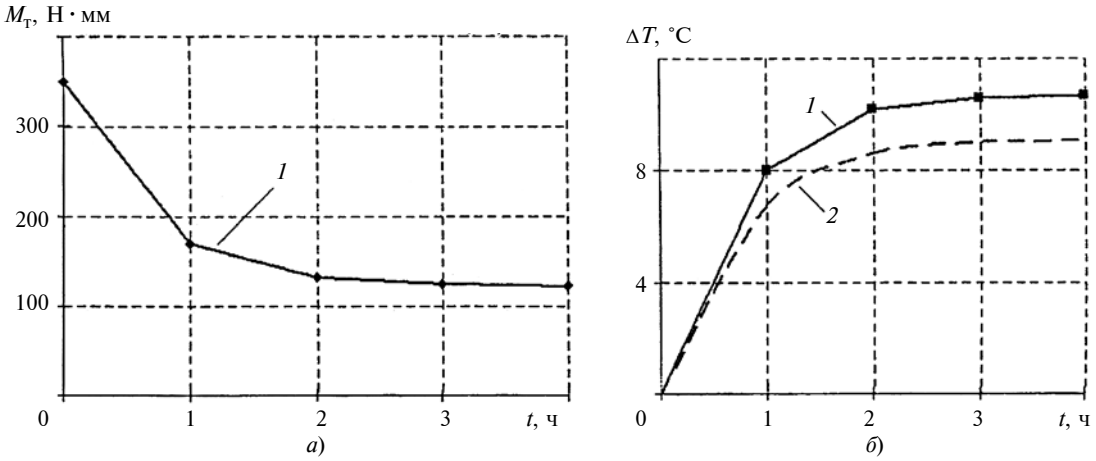


Рис. 2. Изменения момента $M_т$ трения в опорах (*а*) и температуры *T* переднего подшипника (*б*) при обкатывании в течение 4 ч (-♦- — эсперимент, --- — расчет)

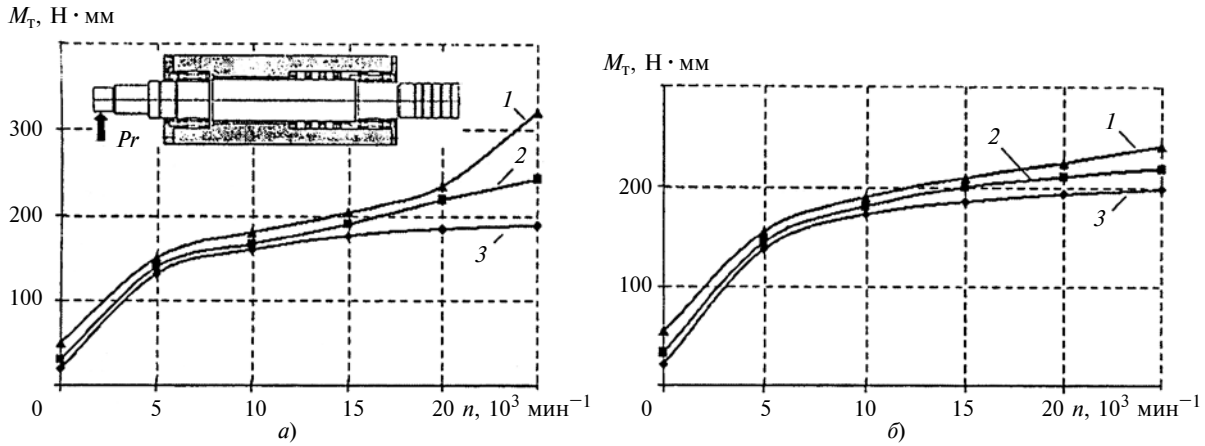


Рис. 3. Зависимости момента $M_т$ трения в опорах при $P_н$ = 290 (*а*) и 500 Н (*б*) от частоты *n* вращения шпинделя при разных нагрузках P_r = 0 (*1*); 400 (*2*); 800 Н (*3*)

На рис. 2, *а*, *б* приведены зависимости изменения момента $M_т$ трения в опорах и избыточной температуры АГ переднего подшипника при обкатывании в течение 4 ч.

В процессе приработки и в результате перемешивания смазочного материала и снижения его вязкости в результате повышения температуры суммарный момент трения в опорах снижался в 2,5 раза за первые 1,5—2 ч работы шпинделя. Примерно за это же время стабилизировалась и температура подшипников.

Зависимости установившегося суммарного момента трения в опорах ШУ от частоты *n* вращения и радиальной нагрузки P_r на шпиндель при осевом предварительном натяге $P_н$ = 290 Н в опорах представлены на рис. 3, *а*.

При холостом вращении шпинделя (P_r = 0) с увеличением частоты вращения подшипника приращение момента трения уменьшается, в частности, из-за повышения температуры и снижения вязкости смазочного материала в опорах. Этого не происходило при значительной радиальной нагрузке на шпиндель (P_r = 800 Н). Это объясняется тем, что при нагружении быстровращающегося шпинделя несколько шариков разгружаются в результате вовлечения их в гироскопическое верчение, что дополнительно увеличивает гидродинамическую составляющую момента трения [3, 4]. При увеличении предварительного натяга ($P_н$ = 500 Н) дестабилизирующее влияние радиальной нагрузки на момент трения снижается в результате более равномерного нагружения шариков в контактах и исчезновения трения-верчения (рис. 3, *б*).

На рис. 4, *а* и *б* представлены зависимости суммарного момента $M_т$ трения в опорах и избыточной температуры ΔT переднего подшипника ШУ от частоты *n* вращения шпинделя при P_r = 0 и предварительном натяге $P_н$ = 290 Н в опорах. Зависимость температуры *T* подшипника от частоты вращения *n* близка к линейной (см. рис. 4, *б*). Мак-

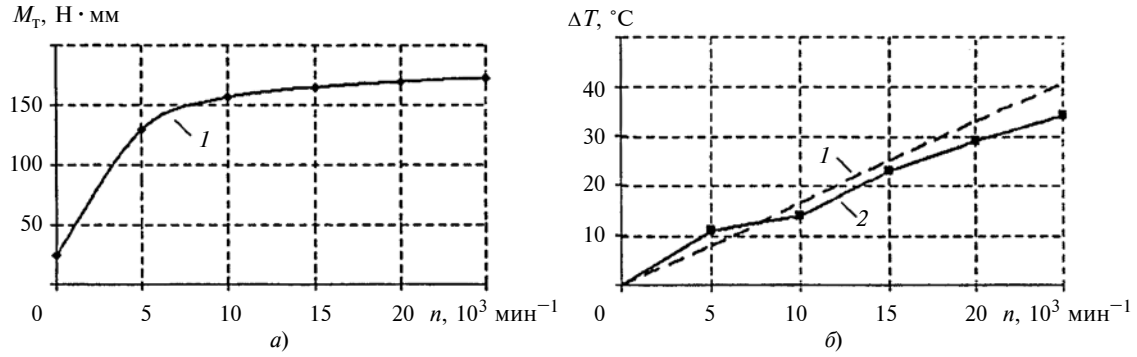


Рис. 4. Зависимости момента $M_т$ трения в опорах (*а*) и температуры *T* переднего подшипника (*б*) от частоты *n* вращения шпинделя (-♦- — эсперимент, --- — расчет)

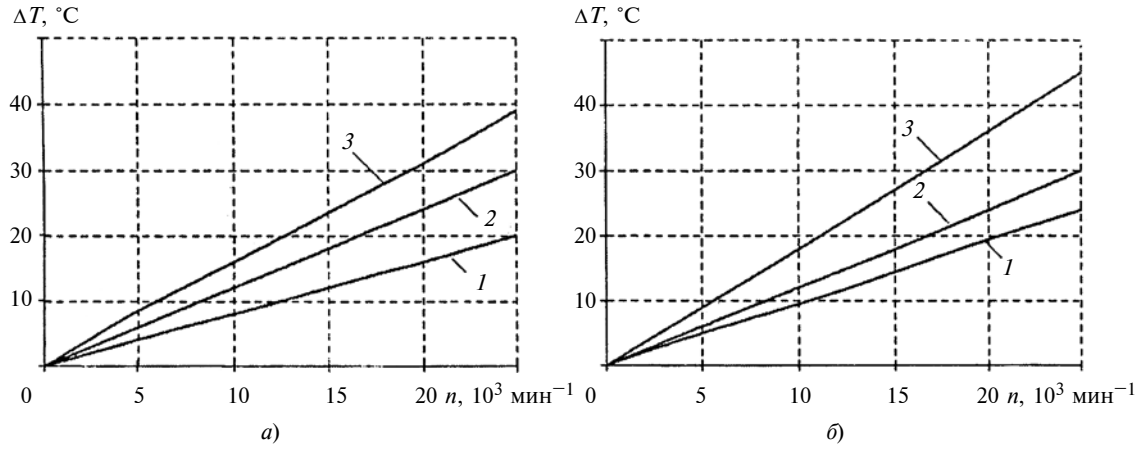


Рис. 5. Зависимости избыточной температуры Δ*T* переднего подшипника от частоты *n* вращения шпинделя при разной вязкости ν смазочного материала (*а*) и метода смазывания (*б*): масло—воздух (*1*), пластичный смазочный материал (*2*), жидкое масло (*3*)

симальная погрешность расчета температуры подшипников не превышала 14 %, что приемлемо для инженерных расчетов.

Вязкость, количество смазочного материала и метод смазывания в опорах качения также влияют на процесс трения. Поэтому оптимизация показателей ШУ и смазочной системы может обеспечить повышение его эксплуатационных показателей [5].

Влияние вязкости ν пластичного смазочного материала на температуру переднего радиально-упорного шарикоподшипника в ШУ показывают зависимости на рис. 5, *а*. При повышении частоты вращения шпинделя вязкость смазочного материала оказывает большее влияние на температуру опор.

Зависимости температуры подшипника от метода смазывания опор при прочих равных условиях представлены на рис. 5, *б*. При смазывании масляным туманом (смесь масло—воздух) температура опор будет ниже в 2 раза по сравнению со смазыванием жидким маслом при n = 25 000 мин$^{-1}$.

Объем смазочного материала следует регулировать в зависимости от частоты вращения шпинделя с учетом избыточной температуры Δ*T* в опорах.

Температура опор также зависит от конвективного теплоотвода с поверхностей ШУ. Расчет показал, что при низких частотах вращения на шпиндель приходится примерно 20÷30 % теплоотвода

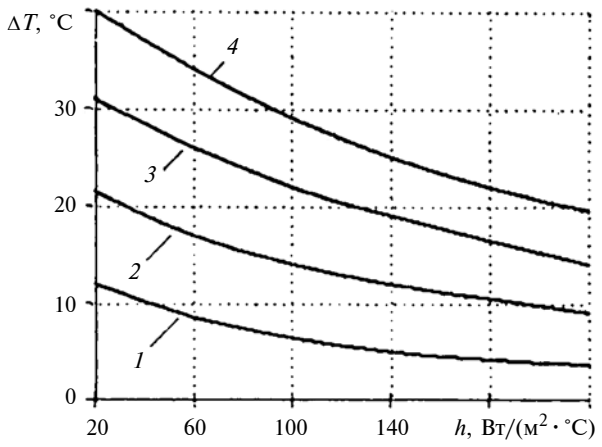


Рис. 6. Зависимости избыточной температуры Δ*T* переднего подшипника от коэффициента *h* теплоотдачи корпуса шпинделя при разной частоте вращения подшипника

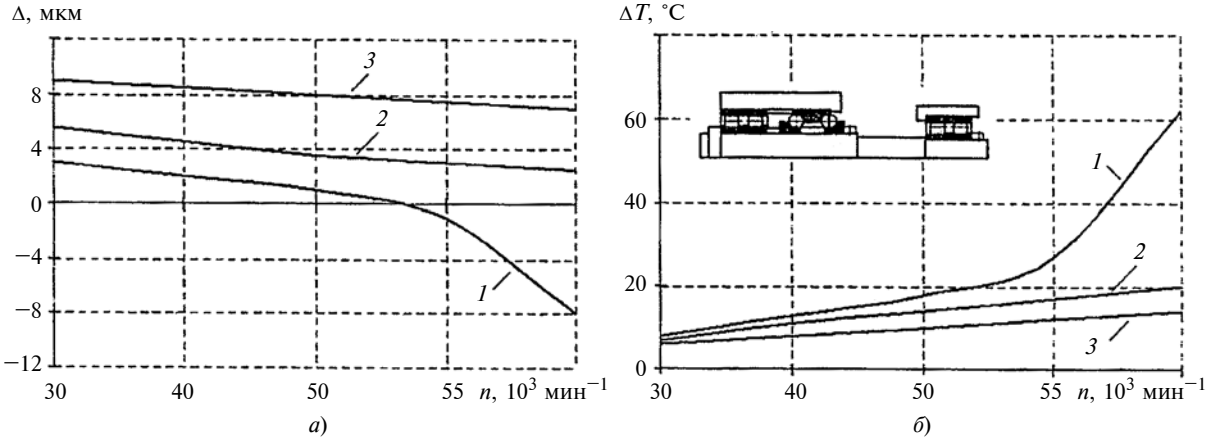


Рис. 7. Зависимости действительного зазора (натяга) Δ (*а*) и избыточной температуры Δ*T* переднего роликоподшипника (*б*) от частоты *n* вращения шпинделя при разных монтажных зазорах Δ_0

от опор узла. С увеличением частоты вращения доля, отводимой шпинделем теплоты, возрастает до 45÷55 % из-за увеличения теплоотдачи с открытых вращающихся обдуваемых поверхностей. При численном эксперименте коэффициент теплоотдачи корпуса шлифовального ШУ изменялся от $h = 20$ Вт/(м$^2 \cdot$°C) (естественная теплоотдача) до $h = 200$ Вт/(м$^2 \cdot$°C) (принудительное охлаждение) (рис. 6).

Анализ показал, что значительное увеличение теплоотдачи с корпуса может понизить температуру подшипника на 7÷8 °C при относительно низкой частоте вращения (5000 мин$^{-1}$) и на 20÷22 °C при высокой частоте вращения (20 000 мин$^{-1}$). При этом теплота, отводимая корпусом, будет составлять 80 %. Анализ влияния условий теплоотвода на работу ШУ показал, что для снижения температуры опор эффективно применять регулирование теплоотвода.

В ШУ с двухрядными роликовыми подшипниками зависимость температуры от частоты вращения может иметь нелинейный характер. В данных ШУ при сборке обеспечивают монтажный радиальный зазор Δ_0. При этом с увеличением частоты вращения шпинделя, а следовательно, с увеличением тепловыделения в опорах, а также из-за неравномерного нагревания корпуса и шпинделя монтажный зазор уменьшается и переходит в натяг. При появлении натяга потери на трение в подшипнике резко возрастают, повышается его температура (рис. 7). Температура опоры имеет сложную зависимость от частоты вращения шпинделя. Если в результате нагревания зазор не переходит в натяг, то зависимость температуры опоры от частоты вращения шпинделя близка к линейной, если зазор переходит в натяг, то температура опоры резко возрастает. На рис. 7 такому переходу соответствует частота вращения 5500 мин$^{-1}$ при $\Delta_0 = 5$ мкм. Изменение зазора в опорах ШУ может привести к изменению упругодеформационных и динамических характеристик ШУ [2, 4]. Следовательно, величину монтажного зазора Δ_0 в роликовых подшипниках необходимо выбирать на основании расчетов.

Разработанная тепловая модель позволяет моделировать тепловое заклинивание в цилиндрических роликовых опорах, возникающее в результате температурного скачка, который обусловлен изменением радиального зазора (натяга) и значительным повышением нагрузочной составляющей момента трения. Однако для работы высокоточных ШУ это не характерно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Боровский Г. В., Григорьев С. Н., Маслов А. Р.** Современные технологии обработки материалов. М.: Машиностроение, 2015. 340 с.

2. **Пуш А. В., Зверев И. А.** Шпиндельные узлы: качество и надежность при проектировании. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2000. 132 с.

3. **Зверев И. А.** Кинематические и упругодеформационные характеристики радиально-упорных шарикоподшипников // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 1. С. 49—57.

4. **Зверев И. А.** Исследование упругодеформационных свойств высокоскоростных шпинделей на радиально-упорных шарикоподшипниках // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 2. С. 30—38.

5. **Дзюба В. И.** Эффективные системы смазывания высокоскоростных шпиндельных узлов на опорах качения. Канд. дисс. М.: ЭНИМС, 1985. 205 с.

6. **Фигатнер А. М.** Влияние предварительного натяга роликоподшипников на работоспособность шпиндельных узлов высокоточных станков // СТИН. 1967. № 2. С. 21—27.

УДК 62-233.3/.9

В. Н. РАЖИКОВ, д-р техн. наук, А. Н. БЕЛЯЕВ (Балтийский ГТУ "Военмех" им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург), e-mail: AlNikBelyaev@yandex.ru

Методика ускоренных ресурсных испытаний планетарной зубчатой передачи K–H–V, работающей с небольшой частотой вращения

Рассмотрены основные принципы методики ускоренных ресурсных испытаний планетарных передач K-H-V, работающих при небольших частотах вращения.

Ключевые слова: планетарная передача K-H-V, ресурсные испытания, работоспособность.

The general principles of methodic of accelerated endurance tests of K-H-V planetary gears, operating at low rotation frequencies, are considered.

Keywords: K-H-V planetary gear, endurance tests, working capacity.

Гарантированный срок службы современных приводов космической техники с мелкомодульными зубчатыми передачами превышает 50 тыс. ч. Аналогов данных приводов, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации, нет. На сегодняшний день отсутствуют и надежные методы расчета ресурса мелкомодульных зубчатых передач. Поэтому разработка экспериментальных методов определения ресурса привода и, в частности, ускоренных ресурсных испытаний, весьма актуальна.

Рассмотрим принципы разработки методики ресурсных испытаний планетарных зубчатых передач K-H-V, работающих с небольшими частотами вращения. Как и любая механическая передача, передача K-H-V передает момент. При этом все звенья передачи нагружаются и перемещаются относительно друг друга. В процессе эксплуатации сопряженные поверхности деталей изнашиваются, т. е. состояние сопряженных деталей изменяется, в результате этого снижается их работоспособность.

Для ресурсных испытаний необходимо обеспечивать рабочие процессы, соответствующие эксплуатационным процессам. Для ускорения испытаний применяют интенсификацию рабочих процессов путем форсирования определенных параметров нагружения, не изменяя их качество.

В рассматриваемых передачах наибольшие нагрузки, а следовательно, и большее изнашивание испытывают зубчатые зацепления, поэтому в исследовании будем рассматривать только их работу.

Работоспособность зубчатых передач в основном определяется тремя процессами: колебаниями их звеньев, условиями смазывания сопряженных поверхностей, их повреждением при эксплуатации.

Характер колебаний звеньев передачи, определяющий нагружения сопряженных поверхностей, зависит, прежде всего, от инерционно-жесткостных характеристик узла и режимов его работы. К инерционно-жесткостным параметрам передачи относятся массы и моменты инерции звеньев, крутильные и поперечные жесткости, а также коэффициенты демпфирования.

Представим валы в виде упругих нитей, а массы звеньев — в виде точек. Составим расчетную модель колебаний передачи K-H-V (рис. 1), которая описывается системой уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&J_1\ddot{\varphi}_1 + H_{\varphi 2}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{\varphi 2}(\varphi_1 - \varphi_2) = T_1;\\
&m_з e^2\ddot{\varphi}_2 + H_{\varphi 2}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + C_{\varphi 2}(\varphi_2 - \varphi_1) -\\
&-(H_з\dot{\delta}_з + C_з\delta_з)\frac{d_{Wз}}{2}\cos\alpha_{tW} = 0;\\
&J_з\ddot{\varphi}_з + (H_з\dot{\delta}_з + C_з\delta_з)\frac{d_{Wз}}{2}\cos\alpha_{tW} -\\
&-(H_W\dot{\delta}_W + C_W\delta_W)\frac{d_W}{2} = 0;\\
&J_4\ddot{\varphi}_4 + H_{\varphi 4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + C_{\varphi 4}(\varphi_4 - \varphi_5) +\\
&+(H_W\dot{\delta}_W + C_W\delta_W)\frac{d_W}{2} = 0;\\
&J_5\ddot{\varphi}_5 + H_{\ddot{\varphi} 4}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) + C_{\ddot{\varphi} 4}(\varphi_5 - \varphi_4) = -T_5;\\
&m_з\ddot{\delta}_п + (H_п\dot{\delta}_п + C_п\delta_п) - (H_W\dot{\delta}_W + C_W\delta_W)\frac{1}{\sin\gamma} -\\
&-(H_з\dot{\delta}_з + C_з\delta_з)\frac{1}{\cos(\gamma - \alpha_{tW})} = 0;\\
&\gamma =\\
&= \tan^{-1}\left[\frac{(H_W\dot{\delta}_W + C_W\delta_W) + (H_з\dot{\delta}_з + C_з\delta_з)\sin\alpha_{tW}}{(H_з\dot{\delta}_з + C_з\delta_з)\cos\alpha_{tW}}\right];\\
&\varphi_2\frac{2e}{d_{Wз}} - \varphi_з + \delta_п\frac{2}{d_{Wз}} + \delta_W\frac{2}{d_W} - \delta_з\frac{2}{d_{Wз}} +\\
&+R_к\sin\varphi_з\frac{1}{d_{Wз}} = 0.
\end{aligned}\right\}\quad(1)$$

Здесь J_1, J_3—J_5 — моменты инерции соответственно присоединенной массы на входном валу, сателлита, звена V, массы, присоединенной к выходному валу; $m_з$ — масса зубчатого колеса внешнего зацепления (сателлита); $C_{\varphi 2}$ и $C_{\varphi 4}$ — крутильные жесткости входного и выходного валов; $C_з$, $C_п$, C_W — жесткости зубчатого зацепления, подшипника сателлита и механизма W; $H_{\varphi 2}$ и $H_{\varphi 4}$, $H_з$, H_W — коэффициенты демпфирования колебаний соответственно входного и выходного валов,

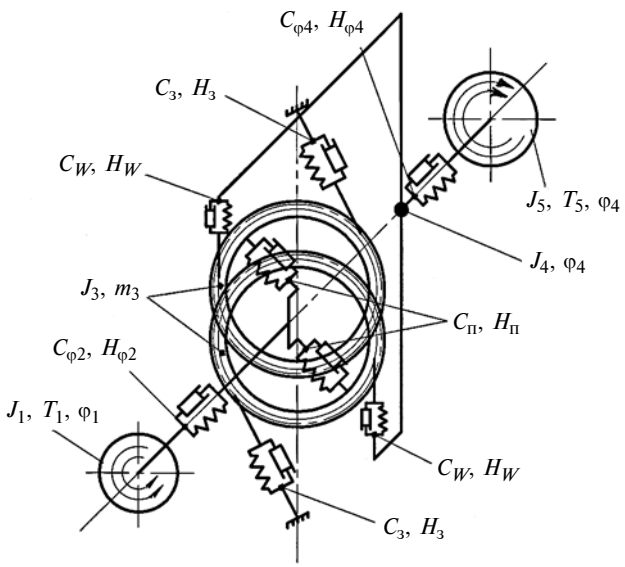


Рис. 1. Модель процесса колебаний звеньев передачи K-H-V

зубьев в зубчатом зацеплении сателлита и центрального зубчатого колеса (ЦЗК), опорного подшипника сателлита, механизма W; φ_1—φ_5 — углы поворота присоединенной массы входного вала (ротора электродвигателя), эксцентрика, зубчатого колеса, звена V, присоединенной массы на выходном валу; $\delta_з$, $\delta_п$, δ_W — линейные перемещения соответственно зубьев в зубчатом зацеплении, опорного подшипника сателлита и роликов звена V; d_{W3} и d_W — диаметры начальной окружности сателлита и расположения роликов механизма W; e — эксцентриситет; $R_к$ — максимальная кинематическая погрешность зубчатого зацепления; α_{tW} и γ — углы зацепления и наклона результирующей силы, действующей на подшипник сателлита; T_1 и T_5 — моменты на входном и выходном валах.

Данную систему уравнений при назначении ускоренных режимов ресурсных испытаний можно упростить, введя следующие допущения:

1) входной и выходной валы вращаются равномерно с постоянной частотой;

2) колебаниями механизма W и подшипниковых опор пренебрегаем. Тогда система уравнений (1) будет иметь вид:

$$\left.\begin{aligned}
&J_1\ddot{\varphi}_1 + C_{\varphi2}(\varphi_1-\varphi_2) = T_1;\\
&m_з e^2\ddot{\varphi}_2 + C_{\varphi2}(\varphi_2-\varphi_1) - C_з\delta_з\frac{d_{W3}}{2}\cos\alpha_{tW} = 0;\\
&J_3\ddot{\varphi}_3 + C_з\delta_з\frac{d_{W3}}{2}\cos\alpha_{tW} - (H_W\dot{\delta}_W + C_W\delta_W)\frac{d_W}{2} = 0;\\
&J_4\ddot{\varphi}_4 + C_{\varphi4}(\varphi_4-\varphi_5) + (H_W\dot{\delta}_W + C_W\delta_W)\frac{d_W}{2} = 0;\\
&J_5\ddot{\varphi}_5 + C_{\varphi4}(\varphi_5-\varphi_4) = -T_5;\\
&\varphi_2\frac{2e}{d_{W3}} - \varphi_3 - \delta_з\frac{2}{d_{W3}} + R_к\sin\varphi_3\frac{1}{d_{W3}} = 0.
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Из первого допущения имеем: $\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_4 = \ddot{\varphi}_5 = 0$. Тогда система уравнений (2) решается аналитически, решение имеет вид:

$$\left.\begin{aligned}
&F_з = C_з\delta_з = \frac{2T_5}{d_{W3}\cos\alpha_{tW}} + \frac{2J_3\ddot{\varphi}_3}{d_{W3}\cos\alpha_{tW}};\\
&\varphi_2\frac{2e}{d_{W3}} - \varphi_3 - \delta з\frac{2}{d_{W3}} + R_к\sin\varphi_3\frac{1}{d_{W3}} = 0.
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Первое слагаемое первого уравнения системы (3) представляет собой статическую нагрузку $F_{ст}$ в зацеплении зубьев, второе слагаемое — динамическую нагрузку $F_д$, возникающую в процессе пересопряжения зубьев сателлита и ЦЗК.

Динамическая нагрузка в зацеплении зубьев возникает вследствие имеющихся погрешностей при изготовлении деталей. Основной причиной является зубцовая частота, обусловленная погрешностями профилей зубьев, которые создают циклические колебания сателлита относительно неподвижного ЦЗК.

Амплитуду колебаний сателлита определяет выражение

$$R_к = \sqrt{f_{f1}^2 + f_{f2}^2},$$

где $f_{f1,2}$ — допуск на погрешность профиля зуба (индекс "1" относится к сателлиту, "2" — к ЦЗК).

Амплитуда циклической погрешности в угловых единицах

$$A_{\varphi f} = \frac{2R_к}{d_{W3}\cos\alpha_{tW}}.$$

Принимая синусоидальный закон колебаний сателлита при зацеплении с ЦЗК, получим:

$$\varphi_3(t) = A_{\varphi f}\sin(z_1\omega_g t + \psi), \quad (4)$$

где z_1 — число зубьев сателлита; ω_g — номинальная частота вращения сателлита; ψ — фаза колебаний.

Максимальное угловое ускорение $\ddot{\varphi}_3$ сателлита, входящее в формулу (3), получим продифференцировав выражение (4) дважды, тогда

$$F_д = \frac{2J_3\ddot{\varphi}_3}{d_{W3}\cos\alpha_{tW}} = \frac{2J_3A_{\varphi f}(z_1\omega_g)^2}{d_{W3}\cos\alpha_{tW}}.$$

Анализ процесса пересопряжения зубьев сателлитов и ЦЗК показал, что, если динамическая нагрузка превышает статическую нагрузку, то в зацеплении возникают удары и ухудшается режим эксплуатации узла. Следовательно, повышать частоту вращения входного вала для сокращения вре-

мени испытаний можно только до критической величины

$$\omega_g = \sqrt{\frac{F_{\text{ст}} d_{W3} \cos\alpha_{tW}}{2 J_3 A_{\varphi f} z_1^2}}.$$

Рассмотрим влияние форсирования параметров испытаний на образование пленки из смазочного материала в зацеплении зубчатой пары. При ускоренных испытаниях необходимо обеспечить тот же режим смазывания, что и при эксплуатации передачи.

В контакте профилей зубьев сателлитов и ЦЗК взаимодействуют сопряженные несовпадающие поверхности с начальным касанием по линии. В этом случае характер смазывания лучше всего определять по критерию Герси—Штрибека [1]

$$\lambda = \frac{h}{Rq},$$

где h — толщина пленки смазочного материала, разделяющей трущиеся поверхности; Rq — среднеквадратическое отклонение высот неровностей профиля взаимодействующих поверхностей.

Если $\lambda > 3$, то трущиеся поверхности полностью разделены смазочным материалом, и имеет место эластогидродинамический режим смазывания. При $1 \le \lambda \le 3$ между сопряженными поверхностями возникает гидродинамическое давление, при этом есть контакт микронеровностей поверхностей, т. е. имеет место частичный эластогидродинамический режим смазывания. При $\lambda < 1$ гидродинамическая пленка смазочного материала отсутствует, поверхности трения разделены граничным смазочным слоем. Для пары зубчатых колес

$$Rq = \sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2}.$$

Величины $Rq_{1,2}$ можно найти по параметрам Ra шероховатости сопряженных поверхностей, заданный в конструкторской документации для сателлит и ЦЗК. При нормальном законе распределения высот микронеровностей $Rq \approx 1{,}25Ra$.

Для определения толщины h смазочного материала используем уравнения эластогидродинамической теории смазывания, которая учитывает свойства материалов взаимодействующих тел, вид смазочного материала и режим работы сопряжения. В первом приближении толщину смазочного материала можно оценить по зависимости Доусона—Хиггинсона [2]:

$$h = \frac{1{,}6 n^{0,6} (\mu_0 v)^{0,7} E^{0,03} R^{0,43}}{q^{0,13}},$$

где n — пьезокоэффициент вязкости смазочного материала; μ_0 — динамическая вязкость смазочного материала при атмосферном давлении и температуре в момент начала контакта; v — средняя скорость взаимодействующих поверхностей; E — приведенный модуль упругости материалов взаимодействующих тел; R — приведенный радиус кривизны; q — удельная нагрузка (нормальная сила, отнесенная к ширине контакта).

Рассмотрим подробнее некоторые параметры, характеризующие толщину пленки смазочного материала. Так как в приводах космической техники используют пластичный смазочный материал, то следует рассматривать вязкость базового масла.

В планетарной передаче K-H-V вращается сателлит, а ЦЗК неподвижно (рис. 2). Для определения средней скорости взаимодействующих поверхностей воспользуемся методом остановки водила. Зададим вращение всего механизма со скоростью водила, но в противоположном направлении, тогда и ЦЗК, и сателлит вращаются в одном направлении с частотами вращения соответственно $\omega_к$ и $\omega_з$ (рис. 2). Следовательно, скорости в теоретической точке контакта: $v_к = \frac{d_2}{2}\omega_к$ и $v_з = \frac{d_1}{2}\omega_з$, где d_1 и d_2 — делительные диаметры сателлита и ЦЗК.

Профили зубьев перемещаются относительно друг друга со скоростью

$$v = u_к + u_з = v_к \sin\beta_2 + v_з \sin\beta_1,$$

где $\beta_1 \approx \beta_2$.

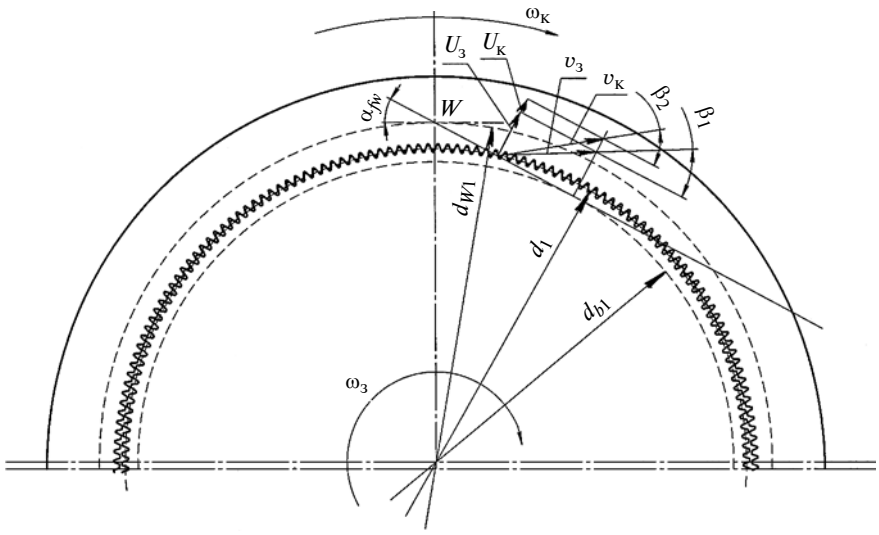


Рис. 2. Расчетная схема для определения скоростных показателей работы передачи

Приведенный радиус кривизны взаимодействующих зубьев при внутреннем зацеплении сателлита и ЦЗК определяем для наихудшего случая с учетом предельно допустимых радиусов, погрешности шагов и бокового зазора в зацеплении. За предельно допустимые радиусы принимаем радиусы кривизны профиля зубьев сателлита и ЦЗК в граничной точке [3]: $R_1 = \rho_{l1}$; $R_2 = \rho_{l2}$.

Приведенный радиус кривизны находим по формуле

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1 + \Delta'}.$$

Здесь $\Delta = f_{pb\Sigma} + j_{n\max}$, где $f_{pb\Sigma}$ — суммарное предельное отклонение шага зацепления; $j_{n\max}$ — гарантированный боковой зазор.

Расчеты показали, что зубчатые передачи эксплуатируются в основном при граничном режиме трения, а повышение частоты вращения для ускоренных испытаний может привести к переходу на полужидкостной или жидкостной режим трения, что недопустимо.

Рассмотрим повреждения поверхностей зубьев зубчатых колес при граничном трении и ускоренных испытаниях. Данные поверхности, как правило, характеризуются значительной шероховатостью, поэтому при их взаимодействии имеет место множество дискретных точек контакта.

Для расчета взаимодействия двух поверхностей с относительно большими параметрами шероховатости используют упрощенную модель, в которой эквивалентная шероховатая поверхность взаимодействует с абсолютно гладкой поверхностью [4] (рис. 3). При этом микронеровности представляются сферами с вершинами постоянного радиуса $\beta_з$. Значения высот микронеровностей будут находиться в диапазоне от z до $(z + dz)$, что определяется функцией распределения $\varphi(z)dz$.

На элементарной площади рассматриваемой поверхности число неровностей $N_э$. Принимаем, что распределение вершин неровностей поверхности подчиняется нормальному закону.

Шероховатая поверхность в принятой модели характеризуется тремя параметрами: числом $N_э$ неровностей, радиусом $\beta_э$ вершин, дисперсией $\sigma_э$ высот вершин неровностей [4].

Отношение ξ числа $n_п$ пластически деформированных неровностей к общему числу $N_э$ неровностей определяем как

$$\xi = \frac{n_п}{N_э} = \int_{h+\omega_п}^{\infty} \varphi(z)dz = \Phi_0\left(\frac{h}{\sigma_э} + \frac{\omega_п}{\sigma_э}\right),$$

Рис. 3. Схема взаимодействия эквивалентной шероховатой поверхности (*1*) с гладкой поверхностью (*2*)

где $n_п$ — число пластически деформированных микронеровностей; h — величина сближения поверхностей; $\omega_п$ — величина сближения поверхностей, при которой происходит пластическое течение материала.

С учетом того, что распределение значений высот неровностей подчиняется нормальному закону с дисперсией $\sigma_э$, введем обозначение:

$$\Phi_k(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_u^{\infty} (t-u)^k e^{-t^2/2} dt,$$

где $k = 0$; $u = (h/\sigma_э + \omega_п/\sigma_э)$.

Параметр ξ характеризует повреждаемость поверхностей при эксплуатации (испытании).

По результатам расчетов допустимой частоты вращения входного вала и оценки условий образования пленки из смазочного материала, а также параметров повреждаемости контактирующих поверхностей зубьев выполнен сравнительный анализ потери работоспособности зубчатой передачи на разных режимах работы, что позволило определить оптимальный режим ускоренных испытаний и в более чем 30 раз сократить их время.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кузьмин И. С., Ражиков В. Н.** Мелкомодульные зубчатые передачи. Расчет, конструирование испытание. Л.: Машиностроение, 1987. 272 с.

2. **Справочник** по триботехнике. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т. 2. М.: Машиностроение, 1990. 416 с.

3. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров / И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов, Б. И. Шендерей. М.: Машиностроение, 1977. 192 с.

4. **Johnson K. L., Greenwood J. A., Poon S. Y.** A simple theory of asperity contact in elastogydrodynamic lubrication — Wear. 1972. N. 19. P. 91—10.

УДК 621.438.001.57

Д. С. КАЛАБУХОВ, канд. техн. наук (Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королёва), А. А. МАРТЫНОВ (ОАО "СКБ "Турбина", г. Челябинск), e-mail: dskalabuhov@gmail.com

Метод выбора рационального варианта турбины сверхмалой мощности в системе турбоагрегата на этапе концептуального проектирования

Предложен метод выбора рационального варианта турбины сверхмалой мощности в системе турбоагрегата с использованием алгоритмов структурно-параметрической оптимизации. Метод опробован на примере концептуального проектирования турбины пневмостартера дизельного двигателя. Валидация метода проведена сравнением результатов оптимизационных расчетов и численного моделирования течения в спроектированной турбине.

Ключевые слова: турбина сверхмалой мощности, параметры, выбор, структурно-параметрическая оптимизация, критерий оценки эффективности, турбоагрегат, пневмостартер, адекватность.

The method of selection of rational variant of a very low yield turbine in a turbine aggregate system using the algorithms of structural-parametric optimization is suggested. The method is tested on the example of concept design of air starter turbine of a diesel engine. The method validation is carried out by comparison of results of optimization analyses and numerical modeling of flow in the designed turbine.

Keywords: very low yield turbine, parameters, selection, structural-parametric optimization, effectiveness assessment criterion, turbine aggregate, air starter, adequacy.

В промышленности, энергетике и на транспорте широко применяют малоразмерные турбины небольшой мощности [1]. Их условно разделяют на два класса: 1) маломощные агрегатные турбины с выходной мощностью $N_т \leq 300 \div 500$ кВт и потребляемым расходом рабочего тела $G_т \leq 1 \div 3$ кг/с; 2) турбины сверхмалой мощности (ТСММ) с $N_т \leq 10$ кВт и $G_т \leq 0{,}1$ кг/с, которые называют микротурбинами из-за небольших размеров: высота лопатки соплового аппарата (СА), как правило, менее 5 мм, средний диаметр СА не более 100 мм. Для ТСММ также характерны многорежимность работы и многообразие вариантов схемного исполнения.

Разные сферы применения ТСММ [1] обусловливают актуальность исследований повышения их эффективности, которая в общем случае оценивается такими критериями, как КПД, масса, габаритные размеры, стоимость и др. В то же время каких-либо универсальных подходов к проектированию и выбору наилучшего варианта турбины для заданных условий работы турбоагрегата практически нет.

В статье предлагается новый метод выбора рациональных геометрических и режимных параметров ТСММ осевого и центростремительного типов в составе неавтономных турбоагрегатов на основании системного подхода к проектированию технических объектов [1].

Выбор типа и параметров ТСММ

Одной из отличительных особенностей ТСММ является многообразие вариантов их схемного исполнения [1]: одноступенчатые и многоступенчатые осевые, радиальные, диагональные и тангенциальные турбины. Радиальные турбины бывают центростремительные, центробежные и радиально-осевые.

Эффективность турбин разных схем неодинакова, целесообразность применения той или иной схемы во многом зависит от условий и ограничений проектной задачи. Наиболее распространены осевые и центростремительные одноступенчатые турбины (рис. 1), имеющие удовлетворительные характеристики в широких диапазонах режимов работы ТСММ в составе турбопривода [2].

На этапе концептуального проектирования любого турбоагрегата целесообразен выбор параметров турбины по оптимальным критериям его эффективности. При этом необходимы единые подходы к оптимизации турбины независимо от типа привода и конструктивного исполнения других узлов турбоагрегата.

Аналогично другим техническим устройствам, например авиационным газотурбинным двигателям [3], необходимо обосновать выбор следующих параметров ТСММ: критериев эффективности, их числа и способа представления целевой функции задачи оптимизации; минимального числа режимных и геометрических параметров, подлежащих оптимизации; расчетного режима по заданной циклограмме изменения режимных и термодинамических параметров. Далее следует обосновать полученные результаты оптимизации в условиях неопределенности некоторых исходных данных, наличия проектных ограничений и допущений при расчетах, а также выбор типа турбины.

Рассмотрим основные пути выбора.

Выбор критериев эффективности. В большинстве случаев эффективность турбоагрегата (далее индекс "та") оценивается энергетическими характеристиками турбопривода (далее индекс "тп") — КПД $\eta_{тп}$ и удельным расходом рабочего тела $G_{тп\ уд} = (G/N)_{тп}$. Не менее важны массогабаритные

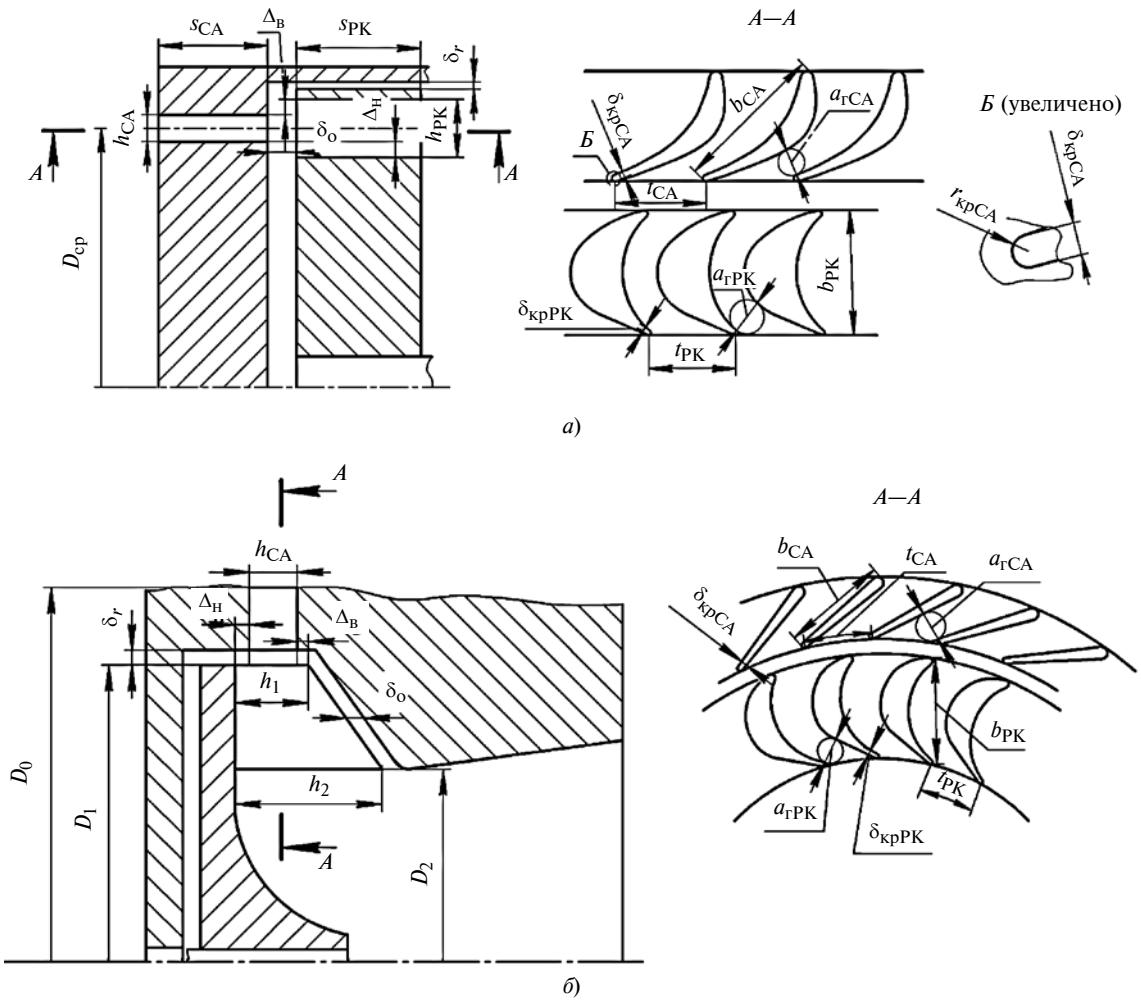


Рис. 1. Схемы одноступенчатых осевой (*а*) и радиальной центростремительной (*б*) ТСММ и их основные параметры

и стоимостные критерии [1]: масса $M_{та}$, удельная масса $\gamma_{та} = M_{та}/N_{тп}$ и стоимость жизненного цикла $S_{ж\ та}$.

Многорежимные турбоприводы оценивают, как правило, по осредненным критериям энергетической эффективности цикла их работы [4]. Однако есть периоды, когда турбоагрегат не используется в технической системе. В этом случае следует учитывать его собственную массу в комплексной оценке

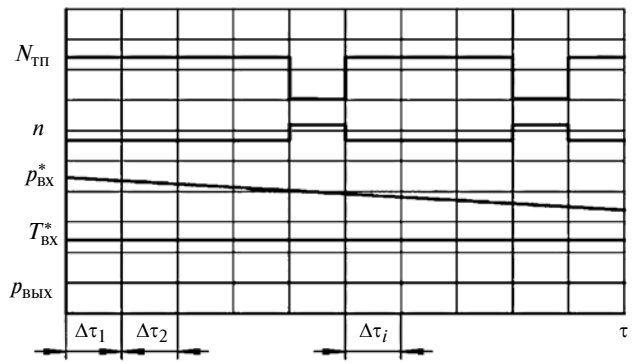


Рис. 2. Циклограмма работы турбопривода

эффективности, используя критерий суммарной массы:

$$M_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} G_{тп\,i}\tau_i + M_{та},$$

где $G_{тп\,i}$ — средний расход рабочего тела на i-м режиме работы турбоагрегата; $\tau_i = t_{i+1} - t_i$ — время работы турбоагрегата, определяемое разностью времени конца и времени начала работы на i-м режиме.

Для оценки массовой эффективности турбопривода с заданной циклограммой (рис. 2) и сравнения эффективностей турбоприводов разных мощностей используют удельную суммарную массу:

$$\mu_{та\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^{n} G_{тп\,i}\tau_i + M_{та}}{\sum_{i=1}^{n} N_{тп\,i}\tau_i} = \frac{\sum_{i=1}^{n} G_{тп\ уд\,i}N_{тп\,i}\tau_i + M_{та}}{\sum_{i=1}^{n} L_{s\,тп\,i}G_{тп\,i}\eta_{тп\,i}\tau_i} = G_{тп\ уд\Sigma} + M_{та\ уд\Sigma}, \quad (1)$$

где $N_{тп\,i}$, $\eta_{тп\,i}$ и $L_{s\,тп\,i}$ — соответственно мощность, КПД и удельный теплоперепад турбопривода на i-м режиме работы.

Формула (1) показывает, что критерий $\mu_{\text{та}\Sigma}$ связывает обобщенный удельный расход $G_{\text{тп уд}\Sigma}$ и удельную массу $M_{\text{та уд}\Sigma}$ многорежимного ТПСММ.

В качестве стоимостного критерия на ранних этапах проектирования используют стоимость эксплуатации в течение ресурса:

$$S_{\Sigma\text{р}} = S_G N_\text{р} \sum_{i=1}^{n} G_{\text{тп}i}\tau_i + S_M M_\text{та},$$

где $N_\text{р}$ — ресурс агрегата в циклах его функционирования, определяемый отношением ресурса $\tau_\text{р}$ к периоду τ функционирования.

Таким образом, задача оптимизации имеет многокритериальный характер, а наилучшее ее решение — найти область компромиссных рациональных значений параметров по разным критериям эффективности [3].

Выбор параметров оптимизации. Совокупность оптимальных параметров в значительной мере определяет конструктивное исполнение любого технического устройства, в том числе и турбоагрегата. При этом ввиду множества вариантов их конструкции трудно оценить влияние геометрических параметров входных и выходных устройств турбопривода на энергетические и массогабаритные показатели эффективности [5], т. е. невозможно получить единое выражение для оценки газодинамического совершенства или габаритных размеров входных и выходных устройств. Поэтому в качестве оптимизируемых приняли параметры турбины, соответствующие параметрам плана эксперимента [5], на основании которых были получены выражения для КПД [6] и массы турбин осевого и центростремительного типов [7]: это два режимных параметра — нагруженность турбины $Y_\text{т} = u_1/c_\text{ад}$ и степень $\pi_\text{т}$ снижения давления, и восемь безразмерных геометрических параметров (табл. 1).

Таблица 1

Оптимизируемые геометрические параметры ТСММ двух типов

Параметр	ТСММ	
	осевая	центростремительная
Относительная высота $h_\text{СА}/D_{1\text{ср}}$ лопатки	+	+
Эффективный угол $\alpha_{1\text{эф}}$ на выходе из СА	+	+
Степень парциальности ε	+	+
Отношение выходного диаметра РК к входному диаметру $\overline{D} = D_2/D_1$	–	+
Относительная толщина выходной кромки лопатки $\overline{\delta}_\text{крСА}$	+	–
Густота решетки РК $(b/t_\text{ср})_\text{РК}$	+	+
Эффективный угол на выходе из РК $\beta_{2\text{эф}}$	+	+
Отношение площади на выходе из РК к площади на входе $\overline{F}_\text{РК} = F_2/F_1 = \overline{D}\,(h_2/h_1)$	–	+
Относительное удлинение $(s/h)_\text{СА}$	+	–
Фактор масштабности $\overline{D}_M = D_{1(\text{ср})}/D_{1(\text{ср})\text{исп}}$, где $D_{1(\text{ср})\text{исп}} = 50$ мм	+	+

Выбор расчетного режима. Так как турбопривод работает на нескольких режимах (см. рис. 2), для определения рациональных геометрических параметров ТСММ необходимо выбрать целесообразный режим оптимизации. Исследования [4] показали, что выбор в качестве расчетного одного из эксплуатационных режимов по максимальному КПД $\eta_{\text{т max}}$ турбины не всегда обеспечивает максимальную энергетическую эффективность турбопривода в период его эксплуатации. Этого можно добиться минимизацией суммарных кромочных потерь на всех заданных режимах при оптимизации режимных параметров $Y_\text{т}$ и $\pi_\text{т}$.

Выбор параметров в условиях неопределенности некоторых исходных данных. Выбор компромиссных рациональных значений параметров осложняется большим числом неопределенных величин с неизвестными законами распределения, что не позволяет решить задачу оптимизации стохастическими методами [3]. Вероятные пределы изменения проектных данных ТА можно определить методом экспертных оценок или путем анализа научно-технической литературы, что позволит определить гарантированную область компромиссных решений, соответствующую наиболее неблагоприятному сочетанию исходных данных.

Выбор типа турбины. Многообразие вариантов исполнения турбин обусловливает необходимость выбора не только рациональных параметров, но и схемы турбины. Так как схема турбины является структурным признаком, то следует использовать алгоритмы структурной оптимизации. Обоснованный выбор типа турбины осложняется отсутствием или низким качеством математических моделей оценки критериев эффективности ТСММ разных типов. Наиболее полно описаны модели одноступенчатых турбин осевого (ОТСММ) и центростремительного (ЦСТСММ) типов [6, 7], поэтому и предлагаются два варианта выбора типа турбины.

Так как рассмотренные проблемы свидетельствуют о сложном иерархическом и итерационном характере концептуального проектирования ТА, то рациональный вариант ТСММ с наилучшими геометрическими и режимными параметрами предполагается выбирать методом структурно-параметрической оптимизации.

Выбор рационального варианта турбины сверхмалой мощности для турбоагрегата

В общем виде формирование рациональной конструкции ТСММ можно описать следующим образом (в эскизном варианте):

$$\Upsilon = \arg\Big[\min_k F\Big(\min_q \max_r \max_p \Delta y_{qrp}(X_q, b_p, p, s_k) | W(x_j, b_p, p, s_k) \le 0,\ a_j \le x_j \le b_j\Big)\Big], \quad (2)$$

где $\Upsilon = \{X_R, s_R\}$ — множество искомых параметров;

$$X_q = \begin{cases} (h_{\text{СА}}/D_{\text{ср}}, \alpha_{1\text{эф}}, \varepsilon, \bar{\delta}_{\text{крСА}}, (s/h)_{\text{СА}}, \bar{D}_M) \\ \text{у ОТСММ;} \\ (h_{\text{СА}}/D_1, \alpha_{1\text{эф}}, \varepsilon, \bar{D}, \bar{F}_{\text{РК}}, \bar{D}_M) \\ \text{у ЦСТСММ;} \end{cases}$$

— вектор оптимизируемых параметров q-го варианта решений; $W(x_j, b_p, p, s_k)$ — заданные функциональные ограничения; b_p — p-й вариант задания совокупности исходных данных неопределенных величин на i-м режиме; p — совокупность детерминированных параметров циклограммы (температура $T^*_{\text{вх}i}$ на входе в турбоагрегат; давления $p^*_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}i}$ на входе и выходе; мощность $N_{\text{та}i}$; частота n_i вращения турбины и др.; геометрические параметры; свойства рабочего тела; материал турбины и др.); s_k — k-й вариант схемного исполнения ТСММ; $\Delta y_{rp} = \dfrac{y_{rp} - y^*_{rp}}{y^*_{rp}}$ — нормированное значение критерия y_r, т. е. относительное отклонение от заданной в техническом задании величины y^*_r (или определенной в результате однокритериальной оптимизации $y^{\min}_r$); F — целевая функция задачи структурной оптимизации.

Совокупность искомых параметров Υ есть множество рациональных значений параметров расчетного режима, геометрических соотношений X_R и рациональной схемы s_R турбины, которые определяют концепцию проекта, основные конструктивно-геометрические параметры ТСММ и однозначно определяют частные критерии эффективности турбопривода в системе ТА.

Уравнение (2) предполагает использование минимаксного принципа параметрической оптимизации при выборе рационального варианта турбины, гарантирующего надежность решения, которое осуществляется в два этапа:

1) определение рациональных геометрических соотношений при одновременном выборе наиболее оптимального варианта расчетного режима для каждой из выбранных схем;

2) задание возможных схемных решений с рациональной геометрией и оптимальным расчетным режимом и выбор наилучшего варианта конструкции турбины.

В текущей постановке задачи под схемными решениями понимается схема проточной части турбины (осевая или центростремительная).

На первом этапе проводят параметрическую оптимизацию турбины типа k и определяют оптимальный расчетный режим:

находят наилучшее сочетание исходных проектных данных в базе знаний, созданной на основании анализа коэффициентов чувствительности оптимальных параметров ТСММ к изменению исходных проектных данных;

проводят серию детерминированных оптимизационных расчетов по каждому из критериев y_r при выбранных вариантах b_p исходных данных для определения оптимальных значений y^{opt}_r и соответствующих значений

$$X^{\text{opt}}_{rp} = \{\arg\min y_r | y_r(X, b_p, p)\};$$

для каждого варианта b_p проводят многокритериальную оптимизацию на основе минимаксного принципа с определением наилучшего решения Парето

$$\min_q \max_r y_{qr} \to \{X_{kpR}\}$$

и строят платежную матрицу размерностью $\|y_{sg}\|$;

строят матрицу $\|\Delta y_{sg}\|$ критериальных отклонений;

проводят анализ матрицы $\|\Delta y_{sg}\|$ и выбирают рациональный вариант решения, гарантирующего его устойчивость. При минимаксном принципе выбора должно выполняться условие

$$\min_q \max_r \max_p \Delta y_{qrp} \to \{X_{kR}\}.$$

На втором этапе проектирования ТСММ выбирают наиболее выгодные типы турбины и турбопривода в целом и определяют единственный вектор рациональных параметров X_R по условию

$$\min_k F\left(\min_q \max_r \max_p \Delta y_{kqrp}\right) \to s_R \to \{X_R\}.$$

Вид функции $F(X, s_k)$ зависит от принятого алгоритма структурной оптимизации. Чтобы обеспечить устойчивое к неопределенностям решение, наиболее целесообразно определить максимальную сумму критериальных отклонений Δy_{rp} по вариантам b_p [8] для каждого варианта схемного исполнения:

$$F(X, s_k) = \max_r \sum_{p=1}^{g} \Delta y_{krp},$$

с последующей минимизацией функции F по s_k.

Выбор рационального варианта ТСММ на примере концептуального проектирования пневмостартера

В ряде случаев для запуска мощных дизельных двигателей, а также газотурбинных двигателей используют пневматические стартеры (ПС), работающие на сжатом воздухе. Преимущества ПС по сравнению с электрическим стартером: отсутствие аккумуляторной батареи или значительно меньшая ее масса и, следовательно, меньшая масса пусковой системы;

сохранение мощности ПС при снижении температуры до −20 °С, в то время как мощность электростартерной системы пуска снижается на 30÷40 %;

Рис. 3. Турбостартер Ingersoll Rand

быстрая зарядка баллона сжатого воздуха (несколько минут) при наличии зарядной установки;

срок службы баллона для сжатого воздуха больше, чем аккумуляторной батареи.

Наибольшее применение получили ПС турбинного типа (турбостартеры), взаимозаменяемые с электрическими стартерами. На рис. 3 показан турбостартер фирмы Ingersoll Rand [9].

Исходные данные для проектирования. В статье рассматривается концепция проектирования турбопривода пневмостартера (ТПС) дизельного двигателя с исходными данными, соответствующими стандартным атмосферным условиям: номинальная мощность турбопривода $N_{\text{тп пр}} = 7{,}5$ кВт; частота вращения турбины на номинальном режиме $n_{\text{т пр}} \le 20\,000$ мин$^{-1}$ (ограничение связано с максимально допустимым передаточным отношением редуктора $i_{\text{ред max}} = 10$). Давление $p^*_{\text{вх}}$ на входе в ПС выдерживается постоянным и определяется степенью $\pi_{\text{т}}$ снижения давления, которая при оптимизации варьировалась от 4 до 6, и давлением $p_{\text{вых}}$ на выходе. В расчетах приняли $p_{\text{вых}} = 99$ кПа и $T^*_{\text{вх}} = 233$ К. Кроме того, учитывали следующие требования к ПС [10]: удельный объемный расход воздуха $Q_{\text{пс уд}} = Q_{\text{пс}}/N_{\text{тп}} \le 0{,}02$ м^3/(кВт · с), удельная масса $\gamma_{\text{пс}} = M_{\text{пс}}/N_{\text{тп}} \le 0{,}7$ кг/кВт.

Также была задана циклограмма работы ТПС (рис. 4). Так как нет данных по рассматриваемому дизелю, то использовали типичную циклограмму пуска при низких температурах [11], которую разбили на несколько этапов с продолжительностью каждого, изменяющейся в зависимости от внешних условий и особенностей дизеля. Как правило, среднее время пуска $\tau_{\text{п}} = 10 \div 30$ с [11] при частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{кв}} \ge 100$ мин$^{-1}$, что обеспечивается частотой $n_{\text{ном}} = 1500 \div 3000$ мин$^{-1}$ вращения выходного вала ПС.

При проектировании ТПС можно учесть множество вариантов задания циклограммы. Предложены три варианта пуска дизеля: базовый ($\tau_{\text{п}} = 11{,}5$ с), оптимистичный ($\tau_{\text{п}} = 8$ с) и пессимистичный ($\tau_{\text{п}} = 15$).

Выбор критериев оценки эффективности. Системный подход к проектированию ТА обусловливает необходимость оптимизации параметров турбины по критериям оценки эффективности агрегата в целом. Поэтому для оценки массогабаритных показателей стартера в зависимости от параметров турбины разработали математические модели его объема и массы на основании статистических данных рекламных проспектов о компоновке и габаритных размерах ПС с соосным расположением вала турбины и выходного вала ПС.

Объем типичного ПС (рис. 5) можно определить по формуле

$$V_{\text{пс}} = l_{\text{тп}} \frac{\pi D^2_{\text{т max}}}{4} + l_{\text{вых.в}} \frac{\pi d^2_{\text{вых.в}}}{4} + l_{\text{вх.п}} \frac{\pi d^2_{\text{вх.п}}}{4}, \quad (3)$$

где $D_{\text{т max}} = D_{\text{ср}} + h_{\text{СА}}$ или $D_{\text{т max}} = D_0$ — максимальный диаметр турбины соответственно осевой и центростремительной, м; $l_{\text{тп}}$ — длина турбопривода, м; $l_{\text{вых.в}}$ и $d_{\text{вых.в}}$ — длина и диаметр выходного вала, м; $l_{\text{вх.п}}$ и $d_{\text{вх.п}}$ — длина и диаметр входного патрубка, м.

На ранних этапах проектирования входящие в равенство (3) параметры определяются через оптимизируемый параметр $\bar{D}_M$ и соотношения:

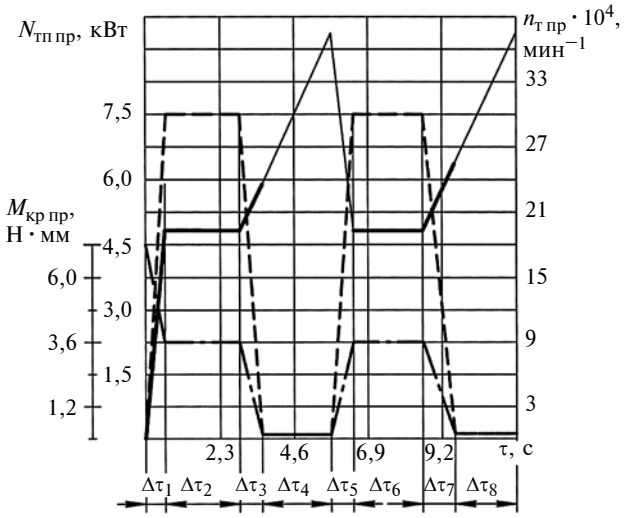


Рис. 4. Циклограмма пуска ДВС с помощью ПС:
—— — $n_{\text{т пр}}$ (вал ПС соединен с валом ДВС); —— — $n_{\text{т пр}}$ (вал ПС отсоединен от вала ДВС); ---- — $N_{\text{тп пр}}$; - · - · — $M_{\text{кр пр}}$

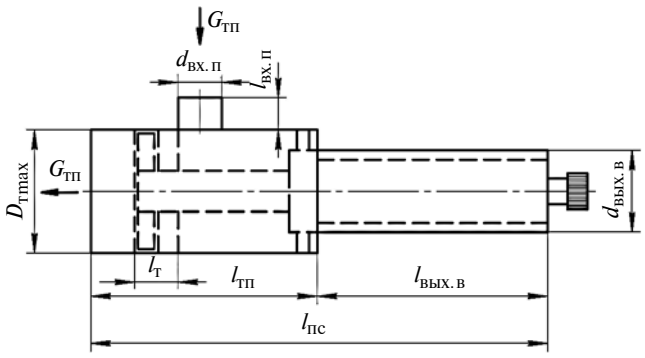


Рис. 5. Схема типичного ПС

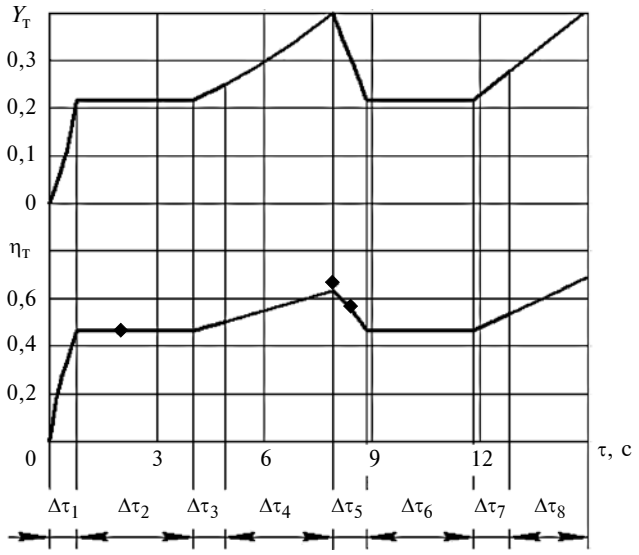


Рис. 6. Изменение параметров $Y_т$ и $\eta_т$ при работе ПС

$l_{тп}/l_т = 2{,}6 \div 6{,}8$; $d_{вых.в}/D_{т\,max} = 0{,}5 \div 1$; $d_{вх.п}/D_{т\,max} = 0{,}33 \div 0{,}53$; $l_{вх.п}/d_{вх.п} = 0{,}25 \div 1{,}05$; $l_{пс}/l_{тп} = 1{,}7 \div 3$. Диапазоны соотношений получены на основании статистических данных по конструктивному исполнению промышленных ПС.

Путем корреляционно-регрессионного анализа получили модель массы ПС:

$$M_{пс} = 1043\, V_{пс}^{0,8},$$

обеспечивающей адекватность оценки качества модели по критерию $R^2 = 0{,}82$.

С учетом требований [10], предъявляемых к ПС, и многорежимного характера работы турбопривода выбрали два критерия, обобщенные по режимам параметры ПС — удельный расход воздуха $G_{пс\,уд\Sigma} = G_{тп\,уд\Sigma}$ и удельную массу $M_{пс\,уд\Sigma}$.

Выбор диапазонов варьирования оптимизируемых параметров. Диапазоны выбирали по рекомендациям работы [7]. Диапазон изменения $\overline{D}_M$, соответствующий значениям $D_{1ср} = 80 \div 100$ мм, был выбран по результатам анализа габаритных размеров современных промышленных ПС.

Матрица вариантов задания неопределенных величин. Матрицу формировали на основании неопределенных величин: режимных, газодинамических и конструктивно-геометрических. Режимные величины определяются циклограммой пневмостартера (рис. 6). В качестве газодинамических неопределенных величин следует принять коэффициент $\sigma_{вх} = p_0^* / p_{вх}^*$ потерь давления торможения во входном устройстве и коэффициент $\varphi_{вых} = c_{2s}/c_{вых\,s}$ скорости в выходном устройстве. Геометрические параметры, диапазоны которых приведены выше, определяются схемой пневмостартера (см. рис. 5). Матрица вариантов задания неопределенных величин приведена в табл. 2.

Таким образом, для каждого из трех вариантов задания циклограммы необходимо провести оптимизационные расчеты по двум вариантам задания газодинамических и геометрических параметров, которые соответствуют крайним значениям из возможных диапазонов. Оптимизацию осуществляли в пакете MATLAB Optimization Toolbox в последовательности, предусмотренной разработанным методом выбора рационального варианта турбины.

Результаты однокритериальной оптимизации. На первом этапе оптимизации составили платежную матрицу с оптимальными параметрами по критериям $G_{пс\,уд\Sigma}$ и $M_{пс\,уд\Sigma}$. Фрагмент матрицы для вариантов b_1, b_2, b_5 и b_6 приведен в табл. 3. Анализ матрицы показал влияние вариантов задания неопределенных величин на большинство оптимальных параметров, а значит необходимость учета неопределенности на последующих этапах оптимизации. Также установлено, что оптимальные величины $(b/t)_{РК} = 2$ для центростремительной турбины (ЦС), $\beta_{2эф} = 20°$ для осевой турбины (О) и $\pi_т = 6$

Таблица 2

Варианты исходных данных неопределенных величин

Вариант исходных данных	Параметры циклограммы	Параметры	
		газодинамические	геометрические
b_1	**$\tau_п$ = 15 с**: $\Delta\tau_1 = 0{,}6$ с; $\Delta\tau_2 = 3{,}4$ с; $\Delta\tau_3 = \Delta\tau_5 = 0{,}7$ с; $\Delta\tau_4 = \Delta\tau_6 = 3$ с; $\Delta\tau_7 = 1$ с; $\Delta\tau_8 = 2{,}6$ с	***A_1***: $\sigma_{вх} = 0{,}9$; $\varphi_{вых} = 0{,}98$	***B_1***: $l_{тп}/l_т = 6{,}8$; $d_{вых.\,в}/D_{т\,max} = 0{,}5$; $d_{вх.\,п}/D_{т\,max} = 0{,}33$; $l_{вх.\,п}/d_{вх.\,п} = 0{,}25$; $l_{пс}/l_{тп} = 1{,}7$
b_2		***A_2***: $\sigma_{вх} = 0{,}96$; $\varphi_{вых} = 0{,}995$	***B_2***: $l_{тп}/l_т = 2{,}6$; $d_{вых.\,в}/D_{т\,max} = 1$; $d_{вх.\,п}/D_{т\,max} = 0{,}53$; $l_{вх.\,п}/d_{вх.\,п} = 0{,}9$; $l_{пс}/l_{тп} = 3$
b_3	**$\tau_п$ = 11,5 с**: $\Delta\tau_1 = 0{,}6$ с; $\Delta\tau_2 = 2{,}3$ с; $\Delta\tau_3 = \Delta\tau_5 = 0{,}7$ с; $\Delta\tau_4 = \Delta\tau_6 = 2{,}15$ с; $\Delta\tau_7 = 1$ с; $\Delta\tau_8 = 1{,}9$ с	***A_1***	***B_1***
b_4		***A_2***	***B_2***
b_5	**$\tau_п$ = 8 с**: $\Delta\tau_1 = 0{,}6$ с; $\Delta\tau_2 = 1{,}2$ с; $\Delta\tau_3 = \Delta\tau_5 = 0{,}7$ с; $\Delta\tau_4 = \Delta\tau_6 = 1{,}3$ с; $\Delta\tau_7 = 1$ с; $\Delta\tau_8 = 1{,}2$ с	***A_1***	***B_1***
b_6		***A_2***	***B_2***

Примечание. В таблице выделены: время работы пневмостартера и совокупности газодинамических (*A*) и геометрических (*B*) параметров для вариантов задания неопределенной величины *b*.

для обоих типов турбин неизменны для всех критериев и вариантов b_i. Это позволило исключить их из числа варьируемых параметров при дальнейшей оптимизации.

Задача двухкритериальной параметрической оптимизации. Результаты решения этой задачи занесены в платежную матрицу $\|y_{23}\|$ (табл. 4).

Критериальные отклонения рассчитывали по формуле

$$\Delta y_{rp} = \frac{y_{rp} - y_{rp}^{\min}}{y_{rp}^{\min}} 100\ \%.$$

Их значения заносили в соответствующую матрицу (табл. 5).

Согласно минимаксному принципу гарантированной оценки решений наиболее устойчивым к неопределенности вариантам проектируемых турбин соответствуют наиболее неблагоприятные сочетания исходных данных b_1.

Задача структурной оптимизации. Для решения этой задачи в матрицу $\|y_{23}\|$ (табл. 6) заносили критериальные отклонения

$$\Delta y_{krp} = \frac{y_{1rp} - y_{2rp}^{\min}}{y_{2rp}^{\min}} 100\ \%.$$

Из табл. 6 следует, что наилучший вариант турбины — осевая ТСММ с вектором параметров X_R, соответствующим данным варианта b_1:

$$Y_{\text{т р}} = 0{,}233;\quad \pi_{\text{т р}} = 6;\quad h_{\text{СА}}/D_{\text{ср}} = 0{,}016;$$

$$\alpha_{1\text{эф}} = 16^\circ;\quad \varepsilon = 1;\quad \bar{\delta}_{\text{крСА}} = 0{,}14;\quad (b/t)_{\text{РК}} = 1{,}33;$$

$$\beta_{2\text{эф}} = 20^\circ;\quad (s/h)_{\text{СА}} = 6{,}23;\quad \bar{D}_M = 2.$$

Таблица 3

Совмещенная платежная матрица $\|X_{23}^{\text{opt}}\|$

ТСММ	Параметр оптимизации	Вариант исходных данных							
		b_1		b_2		b_5		b_6	
		$G_{\text{пс уд}\Sigma}$	$M_{\text{пс уд}\Sigma}$	$G_{\text{пс уд}\Sigma}$	$M_{\text{пс уд}\Sigma}$	$G_{\text{пс уд}\Sigma}$	$M_{\text{пс уд}\Sigma}$	$G_{\text{пс уд}\Sigma}$	$M_{\text{пс уд}\Sigma}$
ЦС	$Y_{\text{тр}}$	0,347	0,257	0,385	0,257	0,384	0,263	0,392	0,26
	$\pi_{\text{тр}}$	6	6	6	6	6	6	6	6
	$h_{\text{СА}}/D_1$	0,043	0,05	0,041	0,05	0,041	0,05	0,041	0,05
	$\alpha_{1\text{эф}}$	18,7	23,5	19	23,56	18,78	23,45	18,72	23,39
	ε	0,835	0,964	0,848	0,965	0,856	0,971	0,854	0,965
	$\bar{D}$	0,692	0,7	0,683	0,7	0,681	0,7	0,679	0,7
	$(b/t)_{\text{РК}}$	2	2	2	2	2	2	2	2
	$\beta_{2\text{эф}}$	39,21	60	37	47	36,33	45,84	36	46,25
	$\bar{F}_{\text{РК}}$	1,04	1,05	1,02	1,05	1,022	1,05	1,02	1,05
	$\bar{D}_M$	2	1,73	2	1,71	2	1,71	2	1,7
О	$Y_{\text{т р}}$	0,312	0,184	0,274	0,186	0,397	0,22	0,328	0,203
	$\pi_{\text{т р}}$	6	6	6	6	6	6	6	6
	$h_{\text{СА}}/D_{\text{ср}}$	0,017	0,03	0,022	0,027	0,019	0,018	0,018	0,027
	$\alpha_{1\text{эф}}$	13,13	17,62	20,19	16,98	12,28	15,21	12,5	17,24
	ε	1	0,9	0,62	1	1	0,9	1	0,987
	$\bar{\delta}_{\text{крСА}}$	0,14	0,14	0,154	0,14	0,165	0,14	0,154	0,14
	$(b/t)_{\text{РК}}$	1,57	1,52	1,35	1,2	1,57	1,57	1,57	1,07
	$\beta_{2\text{эф}}$	20	20	20	20	20	20	20	20
	$(s/h)_{\text{СА}}$	7,8	3,2	4,59	3,2	7,38	3,35	7,8	3,2
	$\bar{D}_M$	2	1,6	2	1,6	2	2	2	1,6

Таблица 4

Совмещенная платежная матрица $\|y_{23}\|$

ТСММ	Вектор критериев оценки эффективности Y	Вариант исходных данных					
		b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6
ЦС	$G_{\text{пс уд}\Sigma}$, кг/(Вт · с)	0,05	0,05	0,051	0,0451	0,0453	0,0454
	$M_{\text{пс уд}\Sigma}$, кг/(Вт · с)	0,0297	0,0326	0,0308	0,0331	0,0363	0,0368
О	$G_{\text{пс уд}\Sigma}$, кг/(Вт · с)	0,0385	0,0371	0,0412	0,0343	0,0338	0,0333
	$M_{\text{пс уд}\Sigma}$, кг/(Вт · с)	0,0142	0,016	0,0254	0,0267	0,0275	0,0262

Таблица 5

Совмещенная матрица критериальных отклонений $\|\Delta y_{23}\|$ при параметрической оптимизации

ТСММ	Вектор критериальных отклонений ΔY, %	Вариант исходных данных						$\max\limits_{p}\Delta y_{rp}$, %	$\max\limits_{r}\max\limits_{p}\Delta y_{rp}$, %
		b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6		
ЦС	$\Delta G_{\text{пс уд}\Sigma}$ $\Delta M_{\text{пс уд}\Sigma}$	4,2 26,4	2,2 24,5	2,9 25	3,9 19,7	6,8 15,1	6,6 13,4	6,8 26,4	26,4
О	$\Delta G_{\text{пс уд}\Sigma}$ $\Delta M_{\text{пс уд}\Sigma}$	4,4 30	12,9 13,4	6,3 19,2	2 11,3	23 24	12,9 11,3	23 30	30

Таблица 6

Совмещенная матрица критериальных отклонений $\|\Delta y_{23}\|$ при структурной оптимизации

ТСММ	Вектор критериальных отклонений ΔY, %	Вариант исходных данных						$\sum\limits_{p=1}^{g}\Delta y_{rp}$	$\max\limits_{r}\sum\limits_{p=1}^{g}\Delta y_{rp}$	$\min\limits_{p}\max\limits_{r}\sum\limits_{p=1}^{g}\Delta y_{krp}$
		b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6			
ЦС	$\Delta G_{\text{пс уд}\Sigma}$ $\Delta M_{\text{пс уд}\Sigma}$	50,1 90,4	50,1 109	49,6 112	35,4 97,4	36 133	36,3 136	257,5 677,8	677,8	283,9
О	$\Delta G_{\text{пс уд}\Sigma}$ $\Delta M_{\text{пс уд}\Sigma}$	12,9 0	11,4 2,6	23,7 66	3 71,1	1,5 76,3	0 67,9	52,5 283,9	283,9	

Таблица 7

Сравнение результатов расчета и вычислительного эксперимента

Режим	Расчет по разработанному методу			Вычислительный эксперимент (по модели SST)			Относительная погрешность		
	$\eta_{\text{т р}}$	$N_{\text{т р}}$, Вт	$M_{\text{кр р}}$, Н · м	$\eta_{\text{т э}}$	$N_{\text{т э}}$, Вт	$M_{\text{кр э}}$, Н · м	$\delta\eta_{\text{т}}$, %	$\delta N_{\text{т}}$, %	$\delta M_{\text{кр}}$, %
Расчетный	0,478	8042	4,035	0,48	8117	4,02	0,415	1,26	0,38
Номинальный	0,455	7654	4,09	0,457	7738	4,13	0,44	1,09	0,98
Соединение валов ПС и ДВС при $n_{\max}$	0,629	10 581	3,05	0,659	10 364	2,98	4,6	2,09	2,45
Раскрутка турбины, τ = 0,3 с	0,282	2068	2,22	0,281	2046	2,18	0,35	1,08	1,84
Сброс оборотов турбины, τ = 8 с	0,571	9597	3,57	0,581	9528	3,56	1,72	0,62	0,36

Оценка адекватности полученных результатов. Валидацию математических моделей, заложенных в разработанный метод выбора рациональных параметров ТСММ, осуществляли сравнением результатов оптимизационного расчета и вычислительного эксперимента на нескольких режимах работы по мощностному КПД $\eta_{\text{т}}$ турбины, располагаемой мощности $N_{\text{т}}$ и крутящему моменту $M_{\text{кр}}$. Расчеты проводили в пакетах Ansys CFX и SolidWorks FlowSimulation.

Расчетная область течения в проточной части соответствовала геометрии турбины с оптимизированными параметрами. Течение во входном и выходном устройствах ТПС не моделировали, поэтому на входе в расчетную область турбины и на выходе из нее создавались условия, соответствующие расчетным значениям $\sigma_{\text{вх}}$ и $\varphi_{\text{вых}}$. Использовали модели турбулентности SST (Ansys CFX) и k—ε RNG (SolidWorks FlowSimulation). Модели течения в ТСММ ранее верифицировали натурными экспериментами [8].

На рис. 6 приведены зависимости $Y_{\text{т}} = f(\tau)$ и $\eta_{\text{т}} = f(\tau)$, построенные по результатам оптимизационного расчета; точки — результаты вычислительных экспериментов. Видно, что данные эксперимента практически совпадают с результатами расчета. При этом лучшее согласование достигнуто при использовании модели SST (табл. 7), которая больше подходит для расчетов течения в малоразмерных турбинах [12]. Относительные погрешности укладываются в границы доверительных интервалов натурных экспериментов [8].

Таким образом, представленные в статье метод и алгоритм формирования геометрического исполнения ТСММ позволяют выбрать наилучшую по нескольким критериям оценки эффективности схему проточной части турбины, соответствующую оптимальному расчетному режиму. Разработанный метод опробован при концептуальном проектировании турбопривода ПС. Достоверность разработанного метода подтверждена сравнением результатов его применения с данными вычислительного эксперимента. Результаты проектирования турбоагрегатов по предложенному методу можно использовать на следующих этапах их газодинамического и прочностного проектирования.

УДК 629.113/.114.2

С. А. ВОЙНАШ (Рубцовский индустриальный институт — филиал Алтайского ГТУ им. И. И. Ползунова),
e-mail: sergey_voi@mail.ru

Исследование комбинированной ходовой системы транспортного средства

Рассмотрен вариант ходовой системы, обеспечивающий снижение сопротивления передвижению по опорным поверхностям с большой высотой снежного покрова.

Ключевые слова: автотрактор, полугусеничный ход, лыжа, сопротивление передвижению.

The variant of a drive system, assuring decrease of movement resistance on surfaces of bearing with high snow-cover height, is considered.

Keywords: autotractor, half-track unit, ski, movement resistance.

В Рубцовском индустриальном институте по результатам исследований малогабаритной техники, предназначенной для механизации работ в арендных коллективах, кооперативах, крестьянских (фермерских) и личных подсобных хозяйствах, разработан двухосный колесный автотрактор (энергомодуль) ЭМ-0,6, сочетающий свойства малотоннажного грузового автомобиля и малогабаритного трактора. Автотрактор стал базой для транспортно-технологических машин разного назначения [1—3].

Основная загрузка по времени транспортно-технологических средств на базе автотрактора приходится на зимний период, когда движение осуществляется по снежным дорогам, а часто по снежной целине с достаточно большой высотой снежного покрова. При этом затраты мощности на самопередвижение резко возрастают, что в ряде случаев приводит к остановке автотрактора, имеющего маломощный двигатель. На рис. 1 приведены зависимости потребной мощности N_e двигателя от глубины h снежного покрова.

Основные причины потери подвижности автотрактора — повышенное сопротивление качению

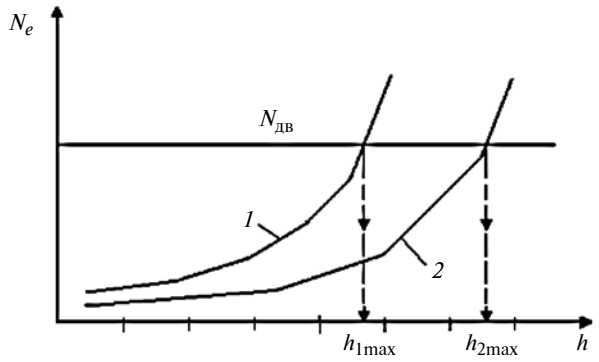


Рис. 1. Глубина снежного покрова, преодолеваемого двухосным колесным автотрактором при рыхлом (*1*) и слежавшемся (*2*) снеге:

$N_{дв}$ — мощность двигателя автотрактора; h_{max} — глубина, при которой теряется подвижность

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Анализ** состояния проблемы повышения эффективности турбоприводов сверхмалой мощности и пути ее решения / В. А. Григорьев, Д. С. Калабухов, В. М. Радько, Н. Ф. Мусаткин // Авиационно-космическая техника и технологии. 2010. № 7. С. 168—172.

2. **Наталевич А. С**. Воздушные микротурбины. М.: Машиностроение, 1983. 192 с.

3. **Теория** и методы начальных этапов проектирования авиационных ГТД: Учеб. пособие / В. Г. Маслов, В. С. Кузьмичёв, А. Н. Коварцев, В. А. Григорьев. Под ред. В. Г. Маслова. Самара: Самарский гос. аэрокосм. ун-т, 1996. 147 с.

4. **Матвеев В. Н.** Метод проектного расчета многорежимных турбоприводов на базе центростремительных турбин // Вестник СГАУ. 1999. Серия: проблемы и перспективы развития двигателестроения. Т. 2. № 3. С. 14—19.

5. **Григорьев В. А., Радько В. М., Калабухов Д. С.** Выбор параметров малоразмерных турбоприводов основных схем при планировании эксперимента / Вестник Уфимского ГТАУ. 2012. Т. 16. № 2 (47). С. 35—44.

6. **Калабухов Д. С.** О формировании математических моделей энергетических критериев оценки эффективности турбоприводов сверхмалой мощности на основе результатов вычислительных факторных экспериментов // Сб. тр. VII Всерос. молодежной науч. конф. "Мавлютовские чтения". Уфа: УГАТУ, 2013. С. 99, 100.

7. **Григорьев В. А., Радько В. М., Калабухов Д. С.** Разработка и исследование математических моделей объема и массы турбин сверхмалой мощности / Вестник двигателестроения. 2012. № 2. С. 138—144.

8. **Калабухов Д. С.** Методы и средства повышения эффективности турбоприводов сверхмалой мощности при начальном проектировании: Автореф. ... канд. техн. наук. Самара: Самарский гос. аэрокосм. ун-т. 2014. 16 с.

9. **Ingersoll** Rand ST1000 Series air starters. URL: http://www.ingersollrandproducts.com/airstarters/ST1000series-Brochure.pdf

10. **ГОСТ Р 54120—2010.** Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования. М.: Стандартинформ, 2011. 12 с.

11. **Квайт С. М., Менделевич Я. А., Чижков Ю. П.** Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1990. 256 с.

12. **Григорьев В. А., Калабухов Д. С., Радько В. М.** Численное газодинамическое моделирование одноступенчатых центростремительных турбин сверхмалой мощности // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 118—124.

ведомых колес переднего моста и значительное буксование ведущих колес.

Анализ условий движения малогабаритного колесного автотрактора и машин на его базе позволил предложить новое схемное решение — комбинированную ходовую систему [4], ведущий задний мост которой оснащен гусеницей для обеспечения полугусеничного хода, а передний ведомый мост — гидроуправляемой лыжей (рис. 2). Лыжно-гусеничная ходовая система работает следующим образом. Для движения автотрактора по снежному покрову большой высоты лыжа *5* опускается вниз силовым цилиндром *6* при воздействии на рычаг *7*, который, перемещаясь, приводит в движение рычаг *8* посредством тяги *9*. Рычаги *7* и *8* удерживают лыжу *5* в крайнем нижнем положении. Величина перемещения лыжи вниз выбирается так, чтобы максимально разгрузить передние управляемые колеса *2* от силы тяжести автотрактора. Выбор рационального размера лыжи обеспечивает низкое удельное давление на опорную поверхность, что значительно уменьшает сопротивление передвижению автотрактора.

Поступательное движение автотрактора осуществляется вращением ведущих колес, обеспечивающих перемотку гусениц для полугусеничного хода.

При необходимости изменения направления движения автотрактора лыжа *5* поднимается вверх с помощью силового цилиндра *6*, рычагов *7* и *8* и тяг *9* до положения, при котором сопротивление передвижению управляемых колес *2* будет достаточным для поворота машины.

Для выбора параметров гусеницы автотрактора можно использовать традиционно применяемый для оценки проходимости мобильных тягово-транспортных гусеничных машин показатель — среднее удельное давление:

$$q = G_э/(2Lb), \qquad (1)$$

где $G_э$ — эксплуатационный вес машины; L — длина опорной поверхности; b — ширина гусеницы.

Для автотрактора с полугусеничным ходом формулу (1) следует уточнить с учетом веса машины, передающегося на почву гусеницами левого и правого бортов, и веса Q груза в кузове:

$$q = \lambda(G_э + Q)/(2Lb), \qquad (2)$$

где λ — коэффициент нагрузки ведущих колес.

Проходимость гусеничных машин на грунтах с низкой несущей способностью ориентировочно можно определить по условию

$$(1{,}5 \div 2{,}5)q_{ср} \le q_{нес}, \qquad (3)$$

где $q_{ср}$ — среднее удельное давление, кПа; $q_{нес}$ — несущая способность грунта, кПа.

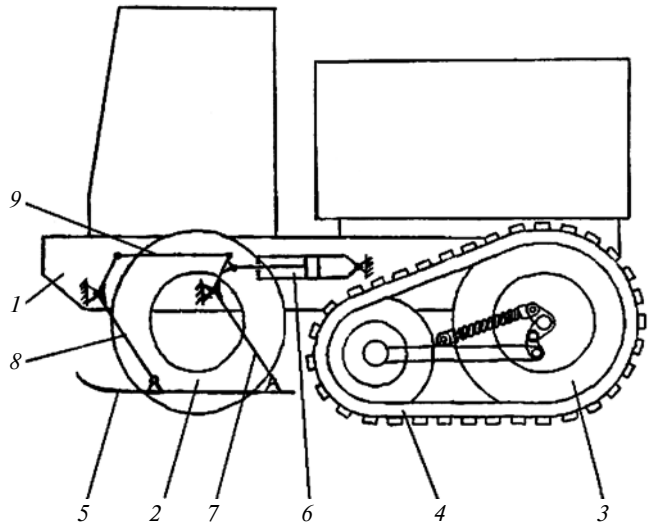


Рис. 2. Конструкция лыжно-гусеничной ходовой системы [4]:
1 — остов с рамой; *2* — передние управляемые колеса; *3* — задние ведущие колеса; *4* — гусеница; *5* — лыжа; *6* — силовой цилиндр; *7* и *8* — рычаги; *9* — тяга

При $q_{нес}$ = 50÷70 кПа среднее удельное давление гусеницы полугусеничного хода с учетом условия (3) не должно превышать величины

$$q_{ср} = (50 \div 70)/(1{,}5 \div 2{,}5) = 20 \div 47 \text{ кПа}.$$

Для дальнейших расчетов приняли $q_{ср}$ = 30 кПа.

Из формулы (2) с учетом данных автотрактора ($G_э$ = 25,19 кН; Q = 10,5 кН; λ = 0,81) при принятой конструктивно ширине гусеницы b = 0,52 м определим длину опорной поверхности

$$L = 0{,}81(25{,}19 + 10{,}5)/(2 \cdot 30 \cdot 0{,}52) = 0{,}926 \text{ м}.$$

Гусеницу полугусеничного хода целесообразно выполнить в виде резиновой ленты с металлическими грунтозацепами.

Анализ научно-технической литературы показал, что полугусеничный ход позволяет уменьшить буксование и повысить на 60÷100 % тяговое усилие ведущих колес.

Размер лыжи можно выбрать предварительно с учетом опыта проектирования аэросаней. Так, для аэросаней рекомендуется назначать длину рабочего участка лыжи в 6,5—10 раз больше ее ширины, а площадь рабочего участка лыжи должна обеспечивать удельное давление на снег не более $q_{сн}$ = 5÷6 кПа.

Вес автотрактора, приходящийся на лыжу, определим с учетом приведенных выше данных по формуле

$$Q_л = (1 - \lambda)(G_э + Q) = \\ = (1 - 0{,}81)(25{,}19 + 10{,}5) = 6{,}78 \text{ кН}.$$

Площадь лыжи при $q_{сн}$ = 10 кПа составит:

$$F_л = Q_л/q_{сн} = 6{,}78/10 = 6{,}678 \text{ м}^2.$$

Если принять ширину лыжи, равной 350 мм, то длина ее рабочего участка не может быть более 1950 мм.

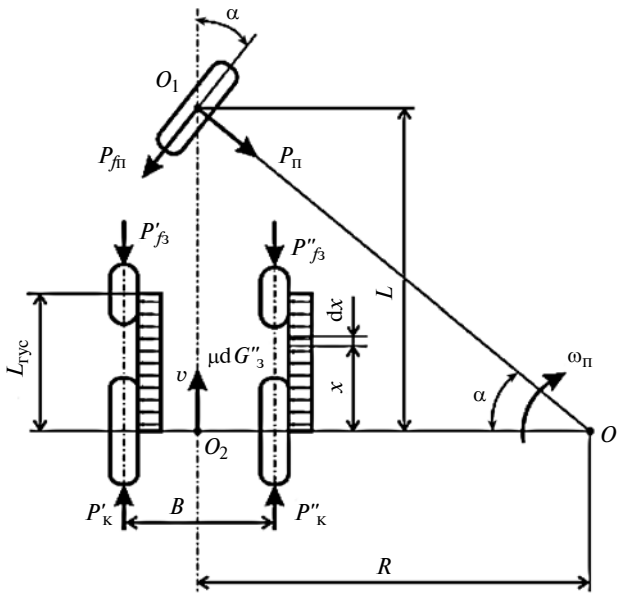


Рис. 3. Схема к расчету поворота автотрактора с полугусеничным ходом

Условие подвижности автотрактора при прямолинейном движении на горизонтальном участке пути в первом приближении имеет вид:

$$P_\text{к} \geq P_f,$$

где $P_\text{к}$ — тяговое усилие на ведущих колесах, кН; P_f — сопротивление самопередвижению, кН.

Фактически с учетом сил инерции и неровностей пути при движении усилие $P_\text{к}$ должно быть не менее чем на 30 % больше силы P_f:

$$k_\text{зап} = P_\text{к}/P_f \geq 1{,}3. \quad (4)$$

Тяговое усилие на ведущих колесах автотрактора определим по формуле

$$P_\text{к} = \varphi\lambda(G_\text{э} + Q), \quad (5)$$

где φ — коэффициент сцепления ходовой системы с грунтом, который для опорной поверхности в виде снега разной плотности можно принять равным 0,25÷0,35 для колес и 0,4÷0,6 для гусениц.

Подставив соответствующие коэффициенты сцепления в формулу (5), получим для автотрактора:

с колесной ходовой системой

$$P_\text{к} = (0{,}25\div0{,}35)0{,}81(25{,}19 + 10{,}5) = \\ = 7{,}23\div10{,}12 \text{ кН};$$

с колесно-гусеничной и лыжно-гусеничной ходовыми системами

$$P_\text{к} = (0{,}4\div0{,}6)0{,}81(25{,}19 + 10{,}5) = 11{,}56\div17{,}34 \text{ кН}.$$

Сопротивление P_f самопередвижению автотрактора должно определяться с учетом трения лыжи о снег и сопротивления качению колес и гусениц.

Коэффициент трения стальной подошвы лыжи, например при движении по рыхлой снежной целине, о снег при температуре −4 °С составляет $f_\text{л}$ = 0,03÷0,05, коэффициенты сопротивления качению в этом случае составляют: для колес $f_\text{к}$ = 0,20÷0,25, для гусениц $f_\text{гус}$ = 0,12÷0,15. При максимальных коэффициентах сопротивление P_f самопередвижению автотрактора:

с колесной ходовой системой

$$P_f = f_\text{к}(G_\text{э} + Q) = 0{,}25(25{,}19 + 10{,}5) = 8{,}92 \text{ кН};$$

с колесно-гусеничной ходовой системой

$$P_f = (1 - \lambda)f_\text{к}(G_\text{э} + Q) + \lambda f_\text{гус}(G_\text{э} + Q) = \\ = (1 - 0{,}81)0{,}25(25{,}19 + 10{,}5) + \\ + 0{,}81 \cdot 0{,}15(25{,}19 + 10{,}5) = 6{,}03 \text{ кН}$$

с лыжно-гусеничной ходовой системой

$$P_f = (1 - \lambda)f_\text{к}(G_\text{э} + Q) + \lambda f_\text{гус}(G_\text{э} + Q) = \\ = (1 - 0{,}81)0{,}05(25{,}19 + 10{,}5) + \\ + 0{,}81 \cdot 0{,}15(25{,}19 + 10{,}5) = 4{,}68 \text{ кН}.$$

Таким образом, при использовании лыжи в сочетании с полугусеничным ходом сопротивление самопередвижению автотрактора резко снижается и примерно в 2 раза повышается тяговое усилие $P_\text{к}$ ведущих колес и условие (4) гарантированно выполняется.

Анализ показал, что наряду с прямолинейным ходом для автотрактора типично движение с плавными (с большим радиусом) и крутыми (на месте) поворотами. При крутых поворотах двигатель может заглохнуть, так как значительно возрастают потребные тяговые усилия на ведущих колесах. Автором предложена запатентованная конструкция ходовой системы автотрактора с управляемым при повороте полугусеничным ходом отстающего борта [5].

Для определения затрат мощности двигателя при крутом повороте автотрактора с полугусеничным ходом провели расчеты по следующей методике. На расчетной схеме (рис. 3) передний мост заменили обобщенным колесом, взаимодействующим с опорной поверхностью в точке O_1, к которому приложена сила $P_{f\text{п}}$ сопротивления качению переднего моста и поворачивающая сила $P_\text{п}$. Гусеницы условно не показаны, боковой увод колес не учитывается. К гусенице забегающего борта приложены сила $P'_{f\text{з}}$ сопротивления качению и касательная сила $P'_\text{к}$ тяги, а к гусенице отстающего борта — соответственно сила $P''_{f\text{з}}$ сопротивления качению и касательная сила $P''_\text{к}$ тяги. Грунт, нагребаемый торцевыми поверхностями гусениц обоих бортов, создает силы сопротивления повороту, эпюра которых показана на схеме.

Силы сопротивления качению колес переднего моста и гусениц обоих бортов определяются по формулам:

$$P_{f\text{п}} = f_\text{п}(1 - \lambda)G;$$

$$P'_{f\text{з}} = P''_{f\text{з}} = 0{,}5f_\text{з}\lambda G,$$

где $f_\text{п}$ и $f_\text{з}$ — коэффициенты сопротивления качению колес и гусениц; λ — коэффициент нагруз-

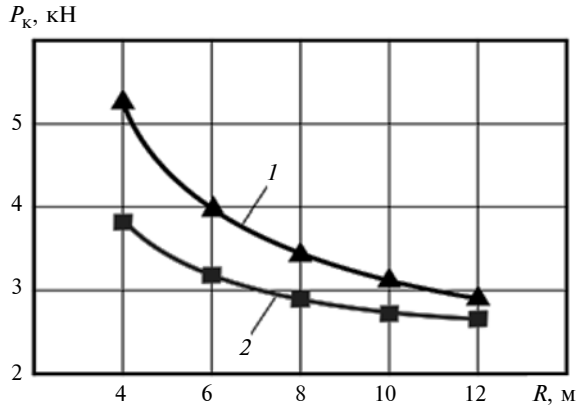


Рис. 4. Зависимости потребной касательной силы $P_к$ тяги от радиуса R поворота автотрактора при взаимодействии с грунтом гусениц обоих бортов (*1*) и при поднятом натяжном колесе отстающего борта (*2*)

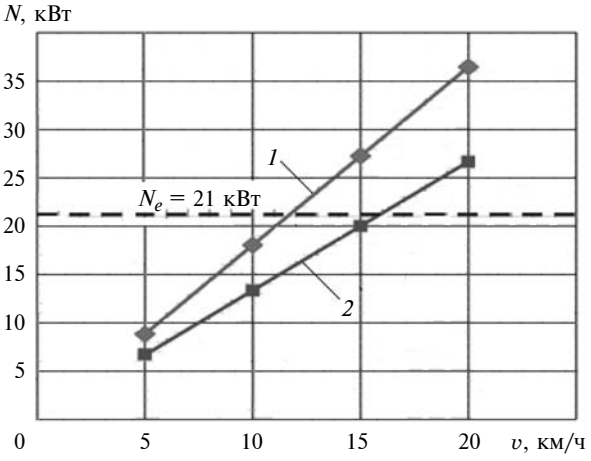


Рис. 5. Зависимости затрат мощности N на крутой поворот автотрактора от скорости v вхождения его в поворот при взаимодействии с грунтом гусениц обоих бортов (*1*) и при поднятом натяжном колесе отстающего борта (*2*)

ки задних ведущих колес; G — полный вес автотрактора.

Для установившегося движения на повороте уравнение равновесия имеет вид:

$$M_{пов} - M_{сопр} = 0, \qquad (6)$$

где $M_{пов}$ и $M_{сопр}$ — суммы моментов соответственно движущих сил и сил сопротивления движению.

При включенной блокировке дифференциала и равномерном распределении нормальных нагрузок на опорную поверхность под гусеницами (см. рис. 3) можно записать:

$$M_{пов} = P'_к(R + 0{,}5B) + P''_к(R - 0{,}5B) = P_{к\ пов}R, \qquad (7)$$

$$M_{сопр} = P_{fп}\sqrt{R^2 + L^2} + P'_{f3}(R + 0{,}5B) + P''_{f3}(R - 0{,}5B) + 2\int_0^{L_{гус}} \mu\frac{\lambda G}{L_{гус}} x\mathrm{d}x. \qquad (8)$$

Подставив выражения (7) и (8) в равенство (6), после преобразования получим:

$$P_{к\ пов} = f_п(1 - \lambda)G\frac{\sqrt{R^2 + L^2}}{R} + f_з\lambda G + \mu\lambda G\frac{L_{гус}}{R}. \qquad (9)$$

При подъеме натяжного колеса гусеницы отстающего борта выражение (9) примет вид:

$$P_{к\ пов} = f_п(1-\lambda)G\frac{\sqrt{R^2 + L^2}}{R} + f_з\lambda G + 0{,}5\mu\lambda G\frac{L_{гус}}{R}. \qquad (10)$$

Результаты расчетов по формулам (9) и (10) приведены на рис. 4. Видно, что подъем натяжного колеса гусеницы отстающего борта существенно снижает потребную касательную силу тяги, особенно при малых радиусах поворота.

Рассмотрим крутой (R = 4 м) поворот автотрактора со скоростью v, км/ч, на входе в поворот. Затраты мощности двигателя автотрактора при повороте определим по формуле

$$N = P_{k\,пов}v/(3{,}6\eta), \qquad (11)$$

где η — КПД силовой передачи.

Результаты расчетов по формуле (11) приведены на рис. 5. Их анализ показал:

затраты мощности двигателя при крутом повороте автотрактора с поднятым натяжным колесом отстающего борта снижаются во всем диапазоне скоростей движения;

подъем натяжного колеса отстающего борта позволяет не менее чем на 30 % увеличить предельную по условию мощности двигателя скорость вхождения автотрактора в крутой поворот.

Таким образом, предлагаемую комбинированную лыжно-гусеничную ходовую систему можно рекомендовать для применения на автотракторе в зимних условиях. Схемное решение управляемого полугусеничного хода обеспечивает проходимость и маневренность автотрактора, что способствует повышению производительности транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Войнаш С. А., Войнаш А. С.** Анализ концептуальных подходов к решению проблемы механизации работ в крестьянских (фермерских) хозяйствах // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 3. С. 51—55.

2. **Войнаш С. А.** Особенности решения проблемы механизации работ при малых формах хозяйствования в лесостепных районах России // Технология колесных и гусеничных машин. 2013. № 1. С. 18—21.

3. **Войнаш А. С., Войнаш С. А., Жарикова Т. А.** Транспортно-технологические машины на базе автотрактора для лесостепных районов Алтайского края: Монография. Рубцовск: Рубцовский индустриальный институт, 2014. 114 с.

4. **Пат. 84336 Рос. Федерация:** МПК B 62 D 55/00. Колесное транспортное средство.

5. **Пат. 2441794 Рос. Федерация:** МПК B 62 D 55/04, МПК B 62 D 55/30. Транспортное средство.

УДК 627.7.015

С. К. КИСЕЛЕВА, канд. техн. наук, Л. И. ЗАЙНУЛЛИНА,
М. М. АБРАМОВА, А. А. ХАЗГАЛИЕВА, Н. Ю. ДУДАРЕВА, канд. техн. наук,
И. В. АЛЕКСАНДРОВ, канд. физ.-мат. наук (Уфимский ГАТУ),
e-mail: nurieva_s@mail.ru

Влияние микроструктуры Al—Si сплава на качество слоя, полученного микродуговым оксидированием[1]

Приведены результаты исследования свойств упрочненных поверхностных слоев, формируемых методом микродугового оксидирования на заготовках из Al—Si сплава. Установлено, что микротвердость, толщина и пористость сформированных поверхностей зависят от структуры сплава.

Ключевые слова: алюминиевый сплав, микродуговое оксидирование, микроструктура, микротвердость, пористость.

The research results of properties of hardened surface layers, formed by microarc oxidation method on billets from Al—Si alloy, are presented. It is determined, that microhardness, thickness and porosity of the formed surfaces depend on alloy structure.

Keywords: aluminum alloy, microarc oxidation, microstructure, microhardness, porosity.

Микродуговое оксидирование (МДО) — один из перспективных способов формирования покрытий, позволяющий существенно расширить использование алюминиевых сплавов в промышленности благодаря созданию поверхностного модифицированного слоя, состоящего преимущественно из высокотемпературных оксидов: корунда (α-Al_2O_3) и других окислов алюминия. Слой формируется на поверхности материала, находящегося в электролите, в результате действия высоковольтных локальных микроразрядов, перемещающихся по поверхности при его анодной поляризации.

Преимущество МДО — получение защитных покрытий с высокими механическими свойствами (твердость, износостойкость, адгезия к металлической основе, сопротивление усталости), минимизация производственных площадей и сокращение времени технологического процесса, так как исключается тщательная предварительная подготовка поверхностей.

Сегодня технология МДО широко применяется для упрочнения поверхностей деталей из алюминиевых сплавов и получения качественного покрытия на сплавах систем Al—Cu—Mg, Al—Zn—Mg, Al—Mg—Si и др. [1]. Получение качественного покрытия на высококремнистых алюминиевых сплавах мало отражено в научной литературе, например работа [2], и сделанные выводы достаточно противоречивы.

Качество получаемых МДО покрытий зависит от состава электролита, режимов электролиза и продолжительности обработки. В качестве выходных параметров используют, как правило, толщину, микротвердость, структуру и пористость МДО-слоя [3—9]. Важным фактором, влияющим на качество МДО-слоя, является также микроструктура образцов. Так, в работе [10] показано, что исходные форма и размеры частиц Si в структуре Al—Si сплавов разного состава (6÷22 % Si) определяют формирование МДО-слоя. В исходных полуфабрикатах кремний в объеме матричного раствора может располагаться неоднородно, например в виде строчек, что не может не сказаться на качестве МДО-слоя. Кроме того, исходный размер зерен матричной фазы также может существенно влиять на характеристики сформированных слоев.

Цель данной работы — изучить влияние микроструктуры высококремнистого алюминиевого сплава АК12Д на микротвердость, пористость и толщину оксидного МДО-слоя.

Для исследования выбрали эвтектический силумин АК12Д (ОСТ 192014—90) в виде полуфабриката — горячепрессованного прутка в состоянии: 1) поставки; 2) после деформационно-термической обработки (ДТО), которая состояла из двух этапов. На первом этапе заготовки подвергали всесторонней полузакрытой ковке с понижением температуры с 400 до 320 °С, при которой устраняется неоднородность распределения частиц кремния, характерная для состояния поставки. Ультрамелкозернистая (УМЗ) структура, формирующаяся в алюминиевой матрице при рассматриваемой деформационной обработке, также влияет на качество МДО-слоя. Для устранения УМЗ-структуры и сохранения однородного распределения частиц кремния заготовки после ковки подвергали закалке с температуры 515 °С и старению при температуре 190 °С в течение 5 ч.

Методом МДО обрабатывали образцы в виде круглых пластин с параметром шероховатости Ra = 0,5 мкм. Поверхность предварительно не промывали и не обезжиривали. Для МДО использовали жидкое стекло (Na_2SiO_3) и гидрооксид калия (KOH) при концентрации каждого 3,5 г/л. В процессе обработки соотношение катодных и анодных токов сохранялось постоянным: $I_а/I_к$ = 1. Температура электролита не превышала 52 °С. Время МДО — до

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках проекта № 16-38-00827.

полного окончания искрения на обрабатываемой поверхности. Продолжительность обработки обоих образцов — 2 ч.

Микроструктуру изучали с помощью оптического микроскопа Olympus GX51, параметры которой оценивали по стандартным методикам с вероятной статистической ошибкой не более 5 % [11].

Для оценки толщины покрытий систему "сплав АК12Д — покрытие" снимали с помощью растрового электронного микроскопа (РЭМ) JEOL JSM 6490LV при увеличении ×500 в режиме обратных рассеянных электронов. Образцы заливали в жидкую эпоксидную смолу и после отверждения устанавливали в колонну микроскопа.

Просмотр и съемку пор в МДО-слоях также вели на растровом электронном микроскопе. Объемную долю пор в МДО-слое, %, рассчитывали по формуле

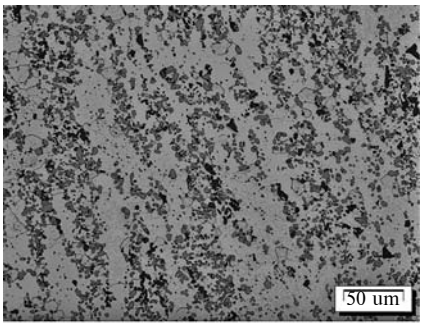
$$\Sigma V_{\text{пор}} = z_{\text{пор}}/Z,$$

где $Z_{\text{пор}}$ — число точек, попавших на поры; Z — общее число точек.

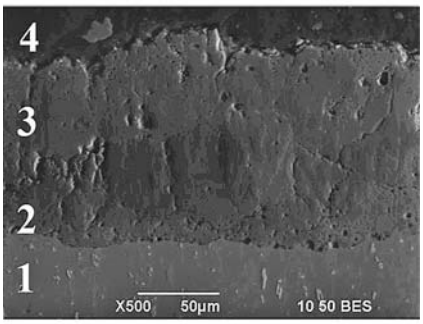
Твердость МДО-слоев по Виккерсу определяли на микротвердомере Struers Duramin при нагрузке 1 Н в течение 10 с.

На рис. 1, *а* показана микроструктура образцов из сплава АК12Д перед МДО в состоянии поставки (состояние 1). Видно, что кремниевая фаза распределена неоднородно, наблюдаются участки в виде строчек, обогащенные частицами кремния со средним размером 3 ± 0,5 мкм и объемной долей 22 %. Средний размер зерен алюминиевой матрицы — 14 ± 4 мкм. Кроме того, в структуре обнаружены выделения θ-фазы ($CuAl_2$) с объемной долей 3 % и средним размером, близким к размеру частиц кремния.

Микроструктура образцов после ДТО (состояние 2) значительно отличается от состояния 1 поставки (рис. 1, *б*). Наблюдается однородное распределение частиц кремния по всему объему матричного раствора. Средний размер зерен увеличился и составил 18 ± 4 мкм. Размер частиц кремния и их объемная доля не изменились — 3,2 ± 0,5 мкм и 23 % соответственно. В микроструктуре также присутствуют выделения θ-фазы, размер и объемная доля которых не изменились по сравнению с состоянием 1.

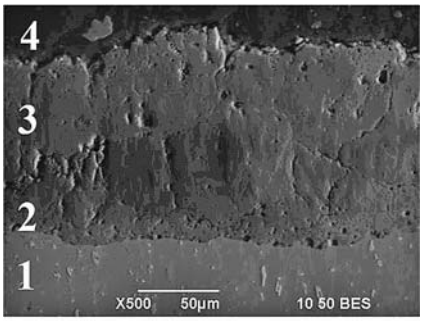


а)

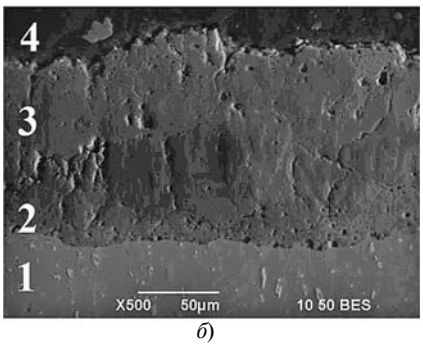


б)

Рис. 1. Микроструктуры сплава АК12Д в состояниях 1 (*а*) и 2 (*б*)



а)



б)

Рис. 2. Микроструктура системы "сплав АК12Д — МДО-слой" в состояниях 1 (*а*) и 2 (*б*):

1 — металл; *2* — переходный слой; *3* — основной слой; *4* — эпоксидная смола, РЭМ

Следовательно, рассмотренные состояния сплава АК12Д отличаются размером зерен матричной фазы и распределением частиц кремния.

После обработки поверхности образцов в разных состояниях методом МДО получили два образца с покрытиями. Толщина полученных покрытий оказалась разной по всей поверхности (рис. 2). Средняя толщина составила: $t_{\text{ср}}$ = 120 мкм для образца в состоянии 1 и 90 мкм для образца в состоянии 2. В МДО-слое наблюдалось множество как отдельных пор, так и в виде цепочек. Кроме того, наблюдались трещины, отходящие от пор. У образца в состоянии 1 наибольшая пористость наблюдалась в слое, прилегающем к металлу (рис. 3, *а*) — так называемом переходном слое (область 2 на рис. 2, *а*) [4]. При переходе к основному рабочему слою (область 3 на рис. 2, *а*), состоящему из оксида алюминия Al_2O_3, пористость снижалась (см. рис. 3, *а*). У образца в состоянии 2 переходная зона отсутствовала и МДО-покрытие состояло из основного рабочего слоя (см. рис. 2, *б*) с равномерно распределенными порами (рис. 3, *б*). Средняя пористость по всей толщине МДО-слоя для образца в состоянии 1 составила 4,5 %, для образца в состоянии 2 — 9,3 %.

Оксид алюминия Al_2O_3, составляющий основу рабочего слоя, характеризуется высокой твердостью [4]. Результаты измерения микротвердости исследованных образцов подтвердили образование оксида алюминия и неоднородное распределение микротвердости по толщине МДО-слоя (см. рис. 3). При переходе к основному рабочему слою микротвердость повышалась. Макси-

мальная микротвердость 1300 *HV* наблюдалась у образца в состоянии 2 на расстоянии 40 мкм от поверхности металла; при увеличении расстояния микротвердость снижалась. Для образцов в обоих состояниях максимальное значение *HV* наблюдалось в середине МДО-слоя: в состоянии 1 — на расстоянии 60 мкм от подложки (общая толщина МДО-слоя 120 мкм); в состоянии 2 — на расстоянии 40 мкм от подложки (общая толщина образца 90 мкм).

В целом распределение пористости и микротвердости по толщине покрытия соответствовало зависимостям, полученным ранее [12]. Большое количество пор наблюдалось в переходном слое с небольшой микротвердостью. При увеличении расстояния от поверхности металла пористость уменьшалась и при этом увеличивалась микротвердость в результате формирования рабочего слоя, состоящего в основном из Al_2O_3. При дальнейшем увеличении расстояния пористость должна увеличиться за счет образования технологического слоя, состоящего из муллита, который, как известно, имеет небольшую микротвердость. Однако в нашем случае увеличения пористости с одновременным уменьшением микротвердости не произошло. Это связано, по-видимому, с тем, что большая часть слоя муллита была удалена при предварительной подготовке образцов.

Известно, что получение качественного МДО-слоя на высококремнистых алюминиевых сплавах часто связано с трудностями, обусловленными наличием кремния в литейных сплавах. Кремний препятствует взаимодействию алюминия с кислородом, блокирует формирование оксидной пленки и, выходя на рабочую поверхность при обработке, создает очаги питтинга. В таких местах покрытие или не образуется, или имеет низкое качество [2]. Анализ полученных результатов показал, что методом

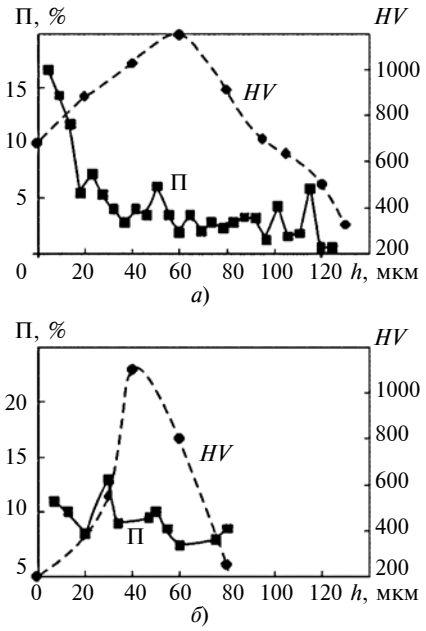


Рис. 3. Зависимости микротвердости *HV* и пористости П покрытий от расстояния *h* от поверхности металла для образцов в состояниях 1 (*а*) и 2 (*б*)

МДО можно создать качественное покрытие на высококремнистом алюминиевом сплаве АК12Д, содержащем до 13 % Si.

Однако в зависимости от микроструктуры сплава были сформированы МДО-слои с разными характеристиками. Так, наибольшая толщина МДО-слоя и минимальная пористость наблюдались у образца в состоянии поставки (состояние 1). Образцы после ДТО (состояние 2) не имели переходного слоя, но имели наибольшую пористость.

Суть процесса МДО заключается в том, что под действием дуговых и искровых разрядов, возникающих на поверхности заготовки, материал матрицы расплавляется и взаимодействует с атомами электролита, в результате чего формируется покрытие [13]. Известно, что электрические разряды гасятся частицами кремния [14], поэтому, чем больше в материале заготовок участков, свободных от частиц кремния, тем качественнее будет сформированный МДО-слой. Анализ микроструктуры показал, что для образцов в состоянии 1 характерно строчечное выделение частиц кремния, между которыми располагаются протяженные участки исходной матричной фазы без кремния. Такая структура образцов обеспечивает получение более качественного МДО-слоя, с большей толщиной и меньшей пористостью.

Кроме того, средний размер зерен матричной фазы образцов в состоянии 1 оказался меньше, чем в образцах после ДТО, а как известно он и определяет общую протяженность границ зерен. Ширина границ приближается к атомным размерам (порядка 1—3 атомных диаметра). Атомный радиус алюминия равен 118 пм, следовательно, ширина границ зерен составит ≈236÷708 пм. На границах зерен есть относительно большие промежутки между атомами, через которые достаточно легко могут проникать атомы кислорода (радиус атома кислорода 48 пм). Следовательно, в образцах в состоянии 1 по границам зерен проникнет больше кислорода и образуется больший объем Al_2O_3.

Отметим, что после МДО образцов в состоянии 1 в переходном слое образуются замкнутые поры. Так как от пористости зависит коррозионная стойкость покрытий [15], то можно предположить, что образцы в состоянии 1 более коррозионно-стойкие, чем образцы в состоянии 2, в которых наблюдалась сквозная пористость по всей толщине слоя.

Таким образом, установлено:

методом МДО можно формировать покрытия на высококремнистом алюминиевом сплаве АК12Д;

микроструктура сплава АК12Д влияет на качество такого покрытия;

деформационно-термическая обработка сплава АК12Д по схеме "ковка — закалка — старение" перед МДО ухудшает качество сформированного слоя.

УДК 62-567

В. И. ПЫНДАК, д-р техн. наук (Волгоградский ГАУ), А. Е. НОВИКОВ, д-р техн. наук (ВолгГТУ),
А. В. ДЯШКИН, канд. техн. наук, Э. М. ШЕВКЕТОВ (Волгоградский ГАУ), e-mail: novikov-ae@mail.ru

Демпферы и амортизаторы на основе многослойных эластичных оболочек

Рассматриваются демпферы и амортизаторы, состоящие из вертикально ориентированных концентричных оболочек, из которых наружная и внутренняя выполнены из резины повышенной твердости, промежуточная — из мягкой резины. При независимом действии оболочек устройство становится оптимально нагруженным и энергоэффективным.

Ключевые слова: демпфер, амортизатор, эластичная оболочка, энергоэффективность.

The dampers and absorbers, consisting of vertically oriented concentric shells, of which the external and internal ones are made from high-hard rubber, the middle one — from soft rubber, are considered. At independent action of the shells the device becomes optimally loaded and energy efficient.

Keywords: damper, absorber, elastic shell, energy efficiency.

Для надежной герметизации соединений гидравлических устройств высокого и сверхвысокого (до 105 МПа) давления применяют специальные уплотнения из пакета оригинальных самоустанавливающихся М-образных манжет [1]. Подобные уплотнения предназначаются преимущественно для подвижных соединений. Для герметизации затрубного пространства современных нефтегазовых скважин на давление до 70 МПа предлагаются особые герметизаторы (пакеры), состоящие из трех вертикально ориентированных концентричных эластичных оболочек [2, 3].

В определенных случаях пакет эластичных оболочек можно использовать в качестве основы эффективных демпферов и амортизаторов [3—5], но необходимы конкретизация их схемно-конструктивных решений и дальнейшее изучение возможностей.

Одним из вариантов демпфера, состоящего из трех эластичных концентричных оболочек, является упругая грузовая подвеска стрелового гидроманипулятора грузоподъемностью до 50 кН (рис. 1). В цилиндрическом корпусе *1* расположены три вертикально ориентированные концентричные оболочки: наружная *2* и внутренняя *3* из резины высокой твердости, промежуточная оболочка *4* из мягкой резины. Оболочки объединены в блок торцевыми полимерными окантовками *5*.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 56)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Суминов И. В.** Микродуговое оксидирование: теория, технология, оборудование. М.: Экомет, 2005. 368 с.
2. **Чигринова Н. М.** Особенности формирования функциональных покрытий в проблемных зонах металлоконструкций торгового и рекламного оборудования // Вестник ГИУА. 2012. Вып. 15. № 1. С. 46—53.
3. **Дударева Н. Ю.** Влияние режимов микродугового оксидирования на свойства формируемой поверхности // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17. № 3. С. 217—222.
4. **Тихоненко В. В., Шкилько А. М.** Метод микродугового оксидирования // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2012. Т. 2. Вып. 13 (56). С. 13—18.
5. **Эльхаг Г. М.** Влияние электрического режима на свойства микродуговых покрытий, формируемых на сплаве Д16: Автореф. дис. канд. техн. наук. М.: МИСиС, 2007. 24 с.
6. **Жаринов П. М.** Эффективные микроразряды и новые способы нанесения покрытий на изделия из алюминиевых сплавов: Автореф. дис. канд. хим. наук. М.: МИСиС, 2009. 24 с.
7. **Wenbin Xue.** Preparation of anticorrosion films by microarc oxidation on an Al—Si alloy // Applied Surface Science. 2007. 253. P. 6118—6124.
8. **Wenbin Xue.** Corrosion behaviors and galvanic studies of microarc oxidation films on Al—Zn—Mg—Cu alloy // Surface & Coatings Technology. 2007. 201. P. 8695—8701.
9. **Lei Wen.** Microarc oxidation of 2024 Al alloy using spraying polar and its influence on microstructure and corrosion behavior // Surface & Coatings Technology. 2013. 228. P. 92—99.
10. **Криштал М. М., Ивашин П. В., Полунин А. В.** Повышение износостойкости деталей алюминиево-кремниевых сплавов методом МДО для работы в экстремальных условиях // Известия Самарского НЦ РАН. 2011. Т. 13. № 4 (3). С. 765—768.
11. **Салтыков С. А.** Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1976. 271 с.
12. **Эпельфельд А. В.** Применение технологии микродугового оксидирования для формирования защитных покрытий [Электронный ресурс]. URL: http://tompve.ru/science/techn_mash.htm.
13. **Лелевкин В. М., Токарев А. В., Черткова А. А.** Композиционное покрытие на алюминии // Вестник КРСУ. 2012. Т. 12. № 5. С. 166—169.
14. **Криштал М. М., Рюмкин М. О.** Влияние исходной структуры Al—Si-сплавов на свойства получаемых методом микродугового оксидирования оксидных слоев и торможение частицами кремния роста оксидного слоя // Материаловедение. 2008. № 12. С. 50—61.
15. **Орлова Д. В., Трушкина Т. В., Вахтеев Е. В.** Исследование пористости оксидных покрытий на алюминиевых сплавах // Труды МАИ: Электронный журнал. 2000. № 68. С. 1—7.

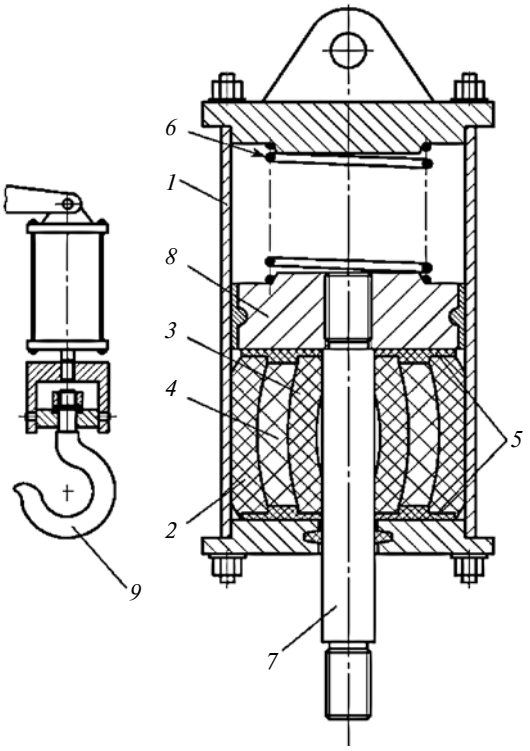


Рис. 1. Упругая подвеска грузоподъемных средств

Демпфер подвешивается на конец грузовой стрелы (обычно шарнирно-сочлененной) манипулятора и снабжается штатным грузозахватным органом *9*. При подъеме груза возникает динамическая нагрузка, которая создает длительные и слабо затухающие колебания системы, что вынуждает снижать рабочие скорости манипулятора. Пакет эластичных оболочек *2—4* имеет большие податливость и несущую способность. При нагружении демпфера посредством штока *7* и поршня *8* пакет упруго деформируется и функционирует как необычное эластичное звено.

Известно, что резина упругий, но несжимаемый материал, и при нагружении наружной и внутренней оболочек промежуточная оболочка *4* обеспечивает необходимые степени свободы. При снятии нагрузки с грузозахватного органа может возникнуть рывок, который демпфирует "слабая" пружина *6*.

На основе трехслойных эластичных оболочек создан перспективный амортизатор многоцелевого назначения (рис. 2), содержащий наружную *1*, внутреннюю *2* и промежуточную *3* вертикально ориентированные цилиндрические концентричные оболочки, установленные на основании *4*. В амортизаторе отсутствует наружный корпус, но есть внутренний направляющий цилиндр *5* с фланцем. Амортизатор снабжен механическими ограничителями предельных положений цилиндра *5*. Возможность удара и перегрузки при нерасчетных нагрузках исключает упругий буфер *6*.

Разработан типоразмерный ряд амортизаторов, но возможно изготовление устройств в соответствии с требованиями заказчиков. Предусмотрено изготовление всех деталей, кроме эластичных оболочек, из полимерных материалов. Подобные амортизаторы эффективно использовать как виброгасители в упругих опорах оборудования, габаритных стационарных приборов, шкафов управления и т. п.

Экспериментальные исследования подтвердили возможность изготовления наружной и внутренней эластичных оболочек не только из резины повышенной твердости, но и из полимерных относительно упругих материалов, в частности полиуретанов. Такие оболочки можно выполнять из трубных заготовок точением на современных станках с программным управлением. Повышение модуля упругости *E* полиуретанов (по сравнению с резиной) не препятствует получению оболочек, поскольку их деформации ограничены, нагрузки и напряжения существенно снижаются.

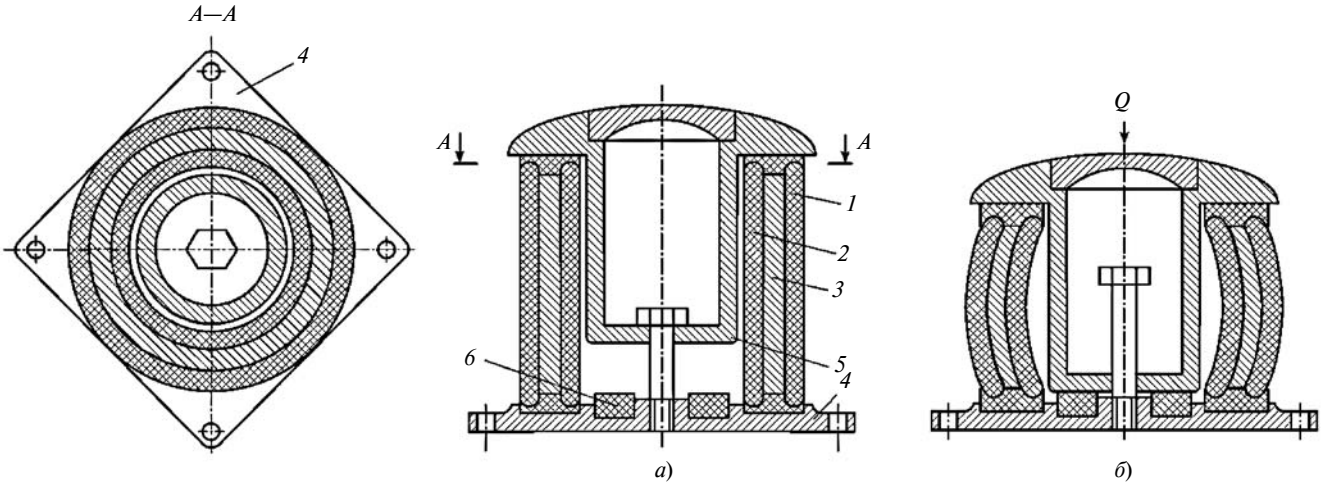


Рис. 2. Амортизатор на основе многослойных эластичных оболочек

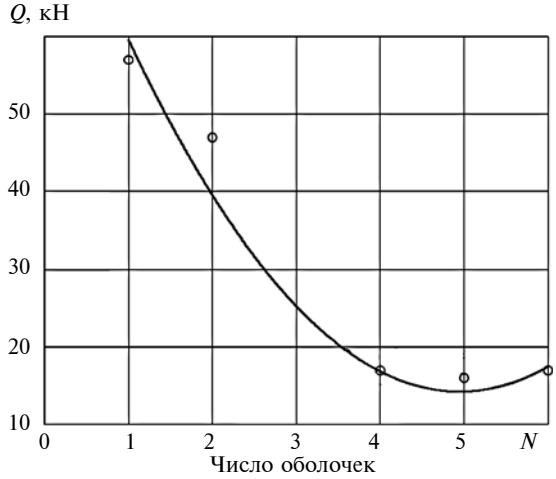


Рис. 3. Зависимость грузоподъемности *Q* амортизатора от числа *N* оболочек

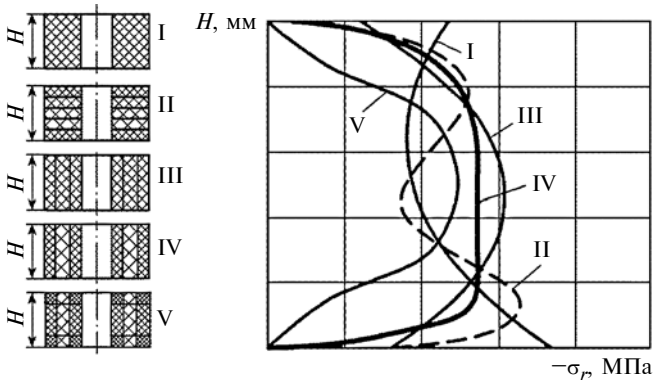


Рис. 4. Сравнение нагруженности разных вариантов многослойных демпфирующих элементов

Для экспериментального определения нагрузочной способности устройства в зависимости от числа N оболочек использовали демпфер грузоподъемностью Q до 50 кН: максимальную грузоподъемность $Q = 57$ кН получили при $N = 1$ (рис. 3); грузоподъемность $Q \approx 47$ кН получили при $N = 2$ (см. рис. 3); снижение грузоподъемности Q до 16 кН наблюдалось при $N = 3$ (см. рис. 1). Дальнейшее увеличение числа оболочек, вплоть до $N = 6$, не привело к существенному снижению грузоподъемности (см. рис. 3). Следовательно, энергоэффективными можно считать демпферы с тремя оболочками и амортизаторы.

Провели также сравнительные эксперименты по определению грузоподъемности разных вариантов многослойных демпфирующих элементов. Исследовали элементы одной высоты H с одинаковыми наружными и внутренними диаметрами (рис. 4): I — однослойный толстостенный (монолитный); II — многослойный с горизонтально ориентированными слоями; III — трехслойный с вертикально ориентированными, свободно и концентрично установленными однородными оболочками; IV — то же, но с промежуточной оболочкой из мягкой резины; V — элемент, соответствующий рис. 1.

Определяли контактные напряжения σ_r на наружном диаметре (по всей высоте H) при действии осевой нагрузки ($-\sigma_r$ — напряжения сжатия). Наибольшие напряжения создаются на торцах монолитного (см. рис. 4, I) и в центре трехслойного однородного (III) демпфирующих элементов; непредсказуемо изменяются напряжения при горизонтально ориентированных слоях (II). Наименьшие напряжения характерны для предлагаемого демпфирующего элемента (см. рис. 4, V и рис. 1). Здесь отмечается и благоприятный характер распределения напряжений — на торцах $\sigma_r = 0$, максимум — на высоте $\approx 0{,}5\ H$. Концентрация напряжений на торцах демпфирующего элемента (что характерно для монолитного варианта I) провоцирует выдавливание резины в уплотняемый зазор и ее преждевременную деструкцию.

Результаты экспериментов (см. рис. 4) не только подтвердили обоснованность схемно-конструктивных решений предлагаемых демпферов и амортизаторов, но и показали, что простое разделение монолитного демпферного элемента на три вертикально ориентированные оболочки недостаточно для оптимального нагружения.

В окончательном варианте (см. рис. 4, V; рис. 1 и 2) каждая оболочка действует независимо, при этом особое значение имеет промежуточная оболочка из мягкой резины. При нагружении изменяются площади ее поперечных сечений (при сохранении объема), которые перемещаются и вертикально. В результате все три оболочки, окантованные по торцам, самоустанавливаются, а демпферное устройство оптимально нагружается и становится энергоэффективным.

Таким образом, экспериментально-теоретические исследования и конструкторские разработки могут стать основой для создания принципиально новых демпферов и амортизаторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пындак В. И., Дяшкин А. В.** Пакетные манжетные уплотнения высокого давления и их напряженно-деформированное состояние // Вестник машиностроения. 2012. № 10. С. 33—36.
2. **Пындак В. И.** Внутрискважинные и роторные герметизаторы на основе многослойных эластичных оболочек // Нефтяное хозяйство. 2015. № 5. С. 100—102.
3. **Пындак В. И., Дяшкин А. В., Новиков А. Е.** Герметизаторы и амортизаторы на основе многослойных эластичных оболочек: разработки и исследования // Итоги науки. Т. 1. Избранные труды международного симпозиума по фундаментальным и прикладным проблемам науки. М.: РАН, 2014. С. 152—174.
4. **Пат. 2323152 Рос. Федерация:** МПК B66C 1/34. Упругая грузовая подвеска.
5. **Пат. 2547736 Рос. Федерация:** МПК F16F 7/00, F16F 3/08. Амортизатор.

УДК 624.014.078.45

А. Ю. УРАЗБАХТИНА, канд. техн. наук, Ф. А. УРАЗБАХТИН, д-р техн. наук (Воткинский филиал ИжГТУ им. М. Т. Калашникова), e-mail: uras_51@mail.ru

Оптимизация технологической подготовки сварочных материалов для сварки деталей из алюминиево-магниевых сплавов на основании анализа критичностей

Построена многофакторная математическая модель, включающая в себя 25 показателей технологической подготовки сварочных материалов для соединения деталей из алюминиево-магниевых сплавов, с целью управления их состоянием для обеспечения высокого качества соединения.

Ключевые слова: сварка, технологическая подготовка, материал, показатель, фактор, целевая функция, ограничения.

The multifactor mathematical model, including 25 technological planning indicators of welded materials for joining of parts from aluminum-magnesium alloys, for the purpose of control of their state for assuring high quality of the joint, is constructed.

Keywords: welding, technological planning, material, indicator, factor, objective function, limitations.

В ракетно-космической технике детали из алюминиево-магниевых сплавов изготовляют сваркой. Условия их эксплуатации требуют обеспечения прочности, жесткости и герметичности. Этого можно достичь только при высоком качестве сварочного материала. Так как качество сварного соединения зависит от ряда факторов, обеспечение данного требования — задача многофакторная. Для ее решения предлагается использовать количественные оценки показателей технологической подготовки сварочных работ, основанные на теории критической ситуации [1, 2]. Для этого все факторы технологической подготовки сварочных материалов объединим в конечное множество показателей [3, 4]

$$\mathrm{Y} = \{y_i,\ i = \overline{1, 25}\}, \qquad (1)$$

где y_i — показатели технологической подготовки, отражающие соответствующие факторы.

Показатели $y_i = f_i(X)$ представим функциями, аргументами которых являются параметры вектора $X = \{x_k,\ k = \overline{1, n}\}$, характеризующие сварочные материалы (электроды, флюсы).

Функции показателей $y_i = f_i(x_k)$ в выражении (1) нормированы по единым правилам, которые предполагают следующее:

интервал значений от 0,5 до 1;

при показателе, равном 1, предполагается, что данный фактор, характеризующий сварочный материал, не соответствует требованиям;

при показателе, равном 0,5, данный фактор имеет наилучшее значение. Функции показателей имеют вид [5, 6]:

$$y_i = A_i + B_i x_k + C_i x_k^2. \qquad (2)$$

Здесь

$$\left.\begin{aligned} A_i &= \frac{(x_{k\max})^2 + (x_{k\min})^2}{(x_{k\max} - x_{k\min})^2}; \\ B_i &= -2\frac{x_{k\max} + x_{k\min}}{(x_{k\max} - x_{k\min})^2}; \\ C_i &= \frac{2}{(x_{k\max} - x_{k\min})^2}; \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $x_{k\max}$ и $x_{k\min}$ — максимальное и минимальное значения фактора, установленные техническими требованиями.

Рассмотрим подробнее показатели $y_i = f_i(x)$, составляющие множество (1).

При сварке деталей из алюминиево-магниевых сплавов температура (фактор x_1) имеет значения в интервале 35÷200 °С. Невыполнение данного требования создает критическую ситуацию: при $x_1 < 35$ °С коррозионная стойкость сварного шва снижается до критической; при $x_1 > 200$ °С прочность сварного соединения снижается до неприемлемого значения [7]. Следовательно, для данного показателя, аппроксимируя экспериментальные данные, можно записать:

$$y_1 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_1 < 35 \text{ и } x_1 > 200; \\ 1{,}5142 - 1{,}7264 \cdot 10^{-2} x_1 + 7{,}3461 \cdot 10^{-5} x_1^2 \\ \text{в остальных случаях.} \end{cases}$$

На осесимметричных поверхностях деталей ракетной техники, как правило, выполняют кольцевые швы. Одно из предъявляемых к ним требований — исключение коробления и перекосов, которые нарушают центровку детали и вызывают ее биение при дальнейшей обработке [7]. Для данного показателя имеем:

$$y_2 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } a_1 > 1; \\ 0{,}5 \text{ при } a_1 < 0{,}5; \\ x_2/\delta_{\max} \text{ в остальных случаях.} \end{cases}$$

Здесь $a_1 = x_2/\delta_{\max}$, где $\delta_{\max}$ — допустимое смещение свариваемых кромок при сварке кольцевых швов; x_2 — действительное смещение кромок сварного шва (фактор).

При односторонней сварке плоскими швами первый шов выполняют на подкладке или производится разделка кромок [7]. В подкладке имеется канавка. Размеры канавки должны обеспечивать жесткость сварного соединения и исключать непровары. Установлены диапазоны глубины канавки (фактор x_3) — 0,8÷1,0 мм и ее ширины (фактор x_4) — 6,0÷10,0 мм.

Показатели в выражении (1) с учетом выражений (2) и (3) имеют вид:

$$y_3 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_3 < 0{,}8 \text{ и } x_3 > 1{,}0; \\ 41{,}0 - 90{,}0x_3 + 50{,}0x_3^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_4 = \\ = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_4 < 6{,}0 \text{ и } x_3 > 10{,}0; \\ 8{,}500 - 2{,}000x_4 + 0{,}125x_4^2 \text{ в остальных случаях.} \end{cases}$$

Прожоги и проваливание сварной ванны возникают из-за неплотного прилегания шва по длине подкладки к стыку [7]. Плотность прилегания оценивают по смещениям кромок деталей (фактор x_5), зазором между подкладкой и стыками (фактор x_6) и зазором между деталями (фактор x_7). Опытным путем установлено, что диапазоны значений факторов x_5, x_6, x_7 составляют 0÷0,5 мм, это отражается в технических требованиях. Тогда имеем:

$$y_5 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_5 > 0{,}5; \\ 1 - 4x_5 + 8x_5^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_6 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_6 > 0{,}5; \\ 1 - 4x_6 + 8x_6^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_7 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_7 > 0{,}5; \\ 1 - 4x_7 + 8x_7^2 \text{ в остальных случаях.} \end{cases}$$

Сварку корпусных деталей агрегатов и узлов ракетной техники выполняют в специальных приспособлениях, где свариваемые детали стягивают и фиксируют их взаимное положение. Неполная фиксация деталей приводит к несовпадению кромок и проваливанию сварного шва [7]. Данный фактор x_8 учитывает усилие P_c стягивания свариваемых деталей:

$$y_8 = \begin{cases} 0{,}5 \text{ при } x_8 \geq 0{,}9P_c; \\ 1{,}0 \text{ при } x_8 < P_c; \\ -4 + 5x_8/P_c \text{ в остальных случаях.} \end{cases}$$

Качество сварки зависит и от используемых материалов электродов и флюса, технические характеристик которых должны соответствовать техническим требованиям. Отклонение даже по одному требованию может привести к некачественному сварному соединению.

Оценочными показателями для сварочного материала являются: продолжительность хранения подготовленных кромок основного материала (фактор x_9) и разведенного флюса (фактор x_{11}), температура прогрева сварочной проволоки в аргоне (фактор x_{10}), влажность воздуха в помещении (фактор x_{12}), минимальная и максимальная температуры окружающего воздуха (факторы x_{13} и x_{14}).

Интервалы значений данных параметров при сварке деталей из алюминиево-магниевых сплавов: для фактора x_9 — 0÷3 ч; для фактора x_{11} — 0÷8 ч; для фактора x_{10} — 0÷8 ч, для фактора x_{12} — 70÷85 %; для факторов x_{13} и x_{14} — 16÷20 и 18÷22 °С [8].

Тогда можно записать:

$$y_9 = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_9 > 3{,}0; \\ 1{,}0 - 0{,}667x_9 + 0{,}222x_9^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{10} = \\ = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{10} > 8{,}0; \\ 1{,}0 - 0{,}250x_{10} + 0{,}03125x_{10}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{11} = \\ = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{11} > 8{,}0; \\ 1{,}0 - 0{,}250x_{11} + 0{,}03125x_{11}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{12} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{12} < 70{,}0 \text{ и } x_{11} > 85{,}0; \\ 128{,}50 - 3{,}20x_{12} + 0{,}02x_{12}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{13} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{13} < 16{,}0 \text{ и } x_{13} > 20{,}0; \\ 41{,}000 - 4{,}500x_{13} + 0{,}125x_{13}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{14} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{14} < 18{,}0 \text{ и } x_{14} > 22{,}0; \\ 50{,}500 - 5{,}000x_{14} + 0{,}125x_{14}^2 \text{ в остальных случаях.} \end{cases}$$

Сварка должна выполняться в среде, инертной относительно материала свариваемых деталей. Инертность среды оценивается количеством кислорода в паре, а окружающий воздух характеризуется влажностью (фактор x_{15}). Согласно техническим требованиям влажность должна составлять от 0 до 65 % [8]. Тогда запишем:

$$y_{15} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{15} < 0{,}0 \text{ и } x_{15} > 65{,}0; \\ 1{,}0 - 3{,}077 \cdot 10^{-2}x_{15} + 4{,}734 \cdot 10^{-4}x_{15}^2 \\ \text{в остальных случаях.} \end{cases}$$

Электроды и флюс перед сваркой прокаливают. Для электродов продолжительность $\tau_{\text{п}}$ прокалки (фактор x_{16}) не должна превышать нормативное значение $\tau_{\text{н.п}}$, а температура (фактор x_{17}) должна находиться в интервале $\{T_{\text{п min}}, T_{\text{п max}}\}$ [8, 9]. Имеем выражения:

$$y_{16} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{16} < 0{,}0 \text{ и } x_{16} > \tau_{\text{н.п}}; \\ 1 + B_{16}x_{16} + C_{16}x_{16}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{17} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{17} < T_{\text{п min}} \text{ и } x_{17} > T_{\text{п max}}; \\ A_{17} + B_{17}x_{17} + C_{17}x_{17}^2 \text{ в остальных случаях,} \end{cases}$$

где A_{17}, B_{17}, C_{17} определяются формулами (3) при $x_{k\,\text{max}} = T_{\text{п}\,k\,\text{max}}$, $x_{k\,\text{min}} = T_{\text{п}\,k\,\text{min}}$; $B_{16} = -\dfrac{2}{\tau_{\text{н.п}k}}$; $C_{16} = \dfrac{2}{\tau_{\text{н.п}k}^2}$.

Перед сваркой неплавящуюся часть электрода шлифуют и затачивают. Заточку острия электрода выполняют непосредственно перед сваркой. Фактором x_{18} является конус заточки, значение которого находится в интервале $\{L_{\text{з min}}, L_{\text{з max}}\}$ [10].

Следовательно, имеем:

$$y_{18} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ при } x_{18} < L_{\text{з min}} \text{ и } x_{18} > L_{\text{з max}}; \\ A_{18} + B_{18}x_{18} + C_{18}x_{18}^2 \text{ в остальных случаях,} \end{cases}$$

где A_{18}, B_{18}, C_{18} определяются по выражению (3) при $x_{\max\,k} = L_{\text{з max}\,k}$, $x_{\min\,k} = L_{\text{з min}\,k}$.

При сварке деталей из алюминиево-магниевых сплавов непосредственно в место сварки вводится присадочный материал в виде прутка из алюминия диаметром от 1,5 до 5 мм.

Технические требования считаются нарушенными, если диаметр прутка (фактор x_{19}) будет больше 5 мм или меньше 1,5 мм [7]:

$$y_{19} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } x_{19} < 1{,}5 \text{ и } x_{19} > 5{,}0; \\ 2{,}2245 - 1{,}0612x_{19} + 0{,}1633x_{19}^2 \\ \text{в остальных случаях,} \end{cases}$$

Основным материалом шва является расплавленная сварочная проволока. Объем материала проволоки в сварочном шве пропорционален диаметру сварочной проволоки (фактор x_{22}).

Экспериментально установлено, что диаметр сварочной проволоки должен быть больше толщины свариваемых деталей и находиться в диапазоне $\{d_{cbn\,\text{min}}, d_{cbn\,\text{max}}\}$ [11]:

$$y_{20} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } x_{22} < d_{cbn\,\text{min}} \text{ и } x_{22} > d_{cbn\,\text{max}}; \\ A_{20} + B_{20}x_{22} + C_{20}x_{22}^2 \text{ в остальных случаях,} \end{cases}$$

где A_{20}, B_{20}, C_{20} определяем по формулам (3) при $x_{k\,\text{max}} = d_{cbn\,\text{max}}$, $x_{k\,\text{min}} = d_{cbn\,\text{min}}$.

При сварке деталей из алюминиево-магниевых сплавов используется слой флюса, являющегося защитной пленкой от воздействия окружающей среды, которая имеет ограничения по пористости (фактор x_{23}), т. е. пористость не должна превышать величину $K_{\max}$ [12], а ее толщина (фактор x_{24}) должна находиться в диапазоне от $h_{FL\,\text{min}}$ до $h_{FL\,\text{max}}$ [13]:

$$y_{21} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } x_{23} < 0 \text{ и } x_{23} > K_{\max}; \\ A_{21} + B_{21}x_{23} + C_{21}x_{23}^2 \text{ в остальных случаях,} \end{cases}$$

где $A_{21} = 1$; $B_{21} = -\dfrac{2}{K_{\max}}$; $C_{21} = \dfrac{2}{[K_{\max}]^2}$;

$$y_{22} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } x_{24} < h_{FL\,\text{min}} \text{ и } x_{24} > h_{FL\,\text{max}}; \\ A_{22} + B_{22}x_{24} + C_{22}x_{24}^2 \text{ в остальных случаях,} \end{cases}$$

где A_{22}, B_{22}, C_{22} определяются по формулам (3) при $x_{k\ \max} = h_{FL\ \max}$, $x_{k\ \min} = h_{FL\ \min}$.

Заключительным этапом сварки является охлаждение шва, при котором происходит кристаллизация его материала. Процесс кристаллизации зависит от содержания магния в сварном материале (фактор x_{26}) и в свариваемых деталях (фактор x_{25}). В сварном соединении не возникают трещины, если содержание магния в сварном материале и в материале свариваемых деталей одинаковое и не больше 4 % [7], следовательно, можно записать:

$$y_{23} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } x_{25} \geq 4{,}0; \\ 1 - 0{,}5x_{25} + 0{,}125x_{25}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{24} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } x_{26} \geq 4{,}0; \\ 1 - 0{,}5x_{26} + 0{,}125x_{26}^2 \text{ в остальных случаях;} \end{cases}$$

$$y_{25} = \begin{cases} 1{,}0 \text{ если } k_x \leq 0{,}5 \text{ и } k_x \geq 1{,}5; \\ 0{,}5 \text{ если } k_x = 1{,}0; \\ 2{,}5 - 4{,}0k_x + 2{,}0k_x^2 \text{ в остальных случаях,} \end{cases}$$

где $k_x = x_{25}/x_{26}$.

Таковы показатели, входящие в множество (1), оценивающие степень выполнения технических требований по подготовке к сварке деталей из алюминиево-магниевых сплавов.

По представленным выше множествам количественных оценок определяют степень технологической подготовки к сварочным работам.

Используя оптимизационные методы поиска [14] можно определить значения параметров вектора X, соответствующих оптимальным сварочным материалам и работе оборудования. Для этого при равнозначности количественных оценок $y_i = f_i(X)$ в множестве (1) выполняют следующее: выбирают целевую функцию

$$\Phi = \sum_{i=1}^{25} y_i \Rightarrow \min_{X^*}; \qquad (4)$$

устанавливают пространство поиска — неравенства, определяющие диапазоны изменения параметров:

$$X_{\max} \geq X \geq X_{\min},$$

где $X_{\max} = \{x_{\max,i},\ i = \overline{1, 25}\}$; $X_{\min} = \{x_{\min,i},\ i = \overline{1, 25}\}$, $X = \{x_i,\ i = \overline{1, 25}\}$; находят область допустимых значений параметров, определяемую функциональными векторными неравенства:

$$1{,}0 \geq Y \geq 0{,}5.$$

Для нахождения искомых значений параметров

$$X^* = \{x_i^*,\ i = \overline{1, 25}\} \qquad (5)$$

в области допустимых значений, обеспечивающих наименьшее значение целевой функции (4), используют специальные оптимизационные методы и алгоритмы [14].

Пример. Рассмотрим задачу по определению параметров вектора (5) для технологической подготовки к сварке конической и цилиндрической оболочек при изготовлении корпуса головной части ракеты из алюминиево-магниевого сплава АМгб. Параметры оборудования имеют следующие значения: $\delta_{\max} = 0{,}32$ мм; $P_{\text{н.з}} = 800$ Н; $\tau_{\text{н.п}\,k} = 1{,}2$ ч; $K_{\max} = 2$; $T_{\text{п}\,k\ \min} = 150$ °С; $T_{\text{п}\,k\ \max} = 200$ °С; $L_{\text{з}\ \min} = 6$ мм; $L_{\text{з}\ \max} = 9$ мм; $d_{cbn\ \min} = 1{,}9$ мм; $d_{chn\ \max} = 3{,}3$ мм; $h_{FL\ \min} = 0$ мм; $h_{FL\ \max} = 1$ мм.

Показатели состояния технологической подготовки к сварочным работам, являются объективной информацией для принятия решений по разработке мероприятий повышения качества сварочных соединений.

Решая оптимизационную задачу с использованием программы на основании алгоритма метода случайного поиска [14], получили следующие значения параметров вектора (5):

$$x_1^* = 148{,}94\ °\text{C}; \quad x_2^* = 0{,}17 \text{ мм}; \quad x_3^* = 0{,}90 \text{ мм};$$

$$x_4^* = 7{,}33 \text{ мм}; \quad x_5^* = 0{,}29 \text{ мм}; \quad x_6^* = 0{,}38 \text{ мм};$$

$$x_7^* = 0{,}29 \text{ мм}; \quad x_8^* = 820{,}0 \text{ Н}; \quad x_9^* = 2{,}01 \text{ ч};$$

$$x_{10}^* = 4{,}70 \text{ ч}; \quad x_{11}^* = 3{,}61 \text{ ч}; \quad x_{12}^* = 78{,}0\ \%;$$

$$x_{13}^* = 16{,}96\ °\text{C}; \quad x_{14}^* = 19{,}56\ °\text{C}; \quad x_{15}^* = 26{,}46\ \%;$$

$$x_{16}^* = 0{,}91 \text{ ч}; \quad x_{17}^* = 164{,}27\ °\text{C}; \quad x_{18}^* = 7{,}97 \text{ мм};$$

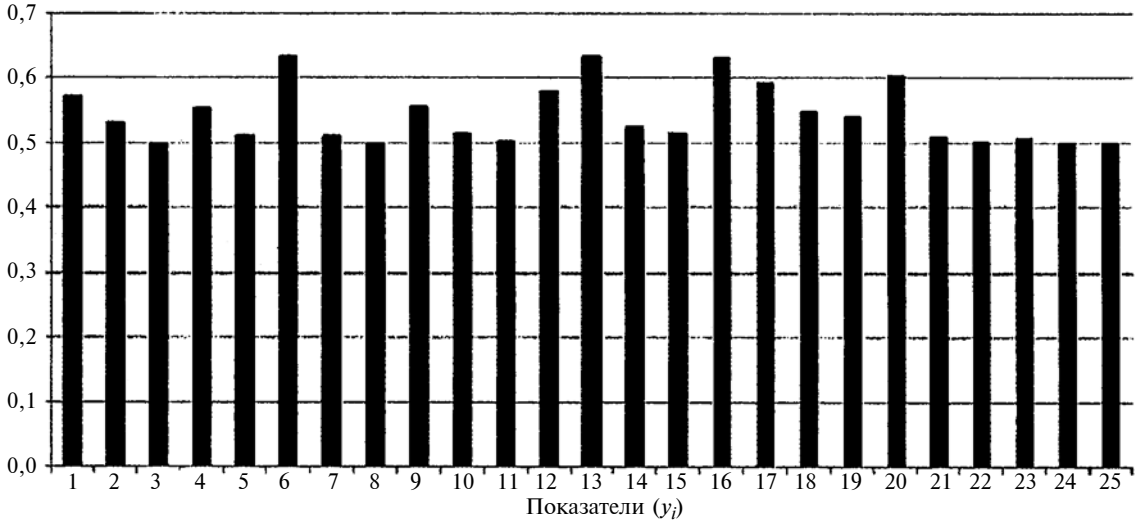
$$x_{19}^* = 3{,}75 \text{ мм}; \quad x_{20}^* = 2{,}28 \text{ мм}; \quad x_{21}^* = 0{,}86 \text{ мм};$$

$$x_{22}^* = 0{,}53 \text{ мм}; \quad x_{23}^* = 6{,}46;$$

$$x_{24}^* = 6{,}5 \text{ мм}; \quad x_{25}^* = 0{,}99,$$

при которых $\Phi = \sum_{i=1}^{25} y_i = 13{,}594$.

По полученным значениям показателей y_i построена гистограмма (рисунок), анализ которой показал, что в основном все значения показателей y_i близки к наилучшим значениям по техническим требованиям, отличие более чем на 0,1 от наилучшего значения наблюдается у показателей y_6, y_{13}, y_{16} и y_{20}. Следовательно, улучшением этих показа-



Гистограмма значений показателей y_i качества сварочного материала

телей можно повысить качество сварочных материалов. Для этого необходимо выполнить следующее:

уменьшить зазор между подкладкой и стыками путем (фактор x_6) шлифования и полирования до 0,3 мм, что обеспечит y_6 = 0,5200;

повысить минимальную температуру окружающего воздуха (фактор x_{13}) до 18 °С (y_{13} = 0,5000);

сократить продолжительность прокаливания электродов (фактор x_{16}) до 0,5 ч (y_{16} = 0,5139);

использовать сварочную проволоку диаметром 2,5 мм (y_{20} = 0,5103).

Данные мероприятия позволят улучшить значения целевой функции (4) на 3,54 %.

Таким образом, разработана многофакторная математическая модель технологической подготовки сварке деталей из алюминиево-магниевых сплавов, включающая в себя 25 показателей критичностей — индикаторов нарушений технических требований по качеству сварочных материалов.

Полученная модель позволяет автоматизировать управление состоянием технологической подготовки сварочных работ для деталей из алюминиево-магниевых сплавов, что крайне необходимо в настоящее время для ракетно-космической техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уразбахтин Ф. А.** Критические ситуации в процессе жизненного цикла технических систем // Сб. "Современные аспекты компьютерной интеграции машиностроительного производства": Мат. Всероссийской науч.-практ. конф. Оренбург: РИК ГОУ ОГУ, 2003. С. 6—10.

2. **Уразбахтин Ф. А.** Управление выходом из критических состояний при функционировании технических устройств // Автоматизация. Современные технологии. 1998. № 11. С. 15—20.

3. **Уразбахтина А. Ю.** Моделирование критических ситуаций при резке заготовок для штамповки деталей воспламенительного устройства РДТТ// Интеллектуальные системы в производстве. 2012. № 2 (20). С. 69—76.

4. **Расширение** технологических возможностей алмазного шлифования / Г. Х. Юсупов, В. А. Сипайлов, Е. М. Чучков и др. Ижевск: изд-во Удмуртия. 1990. 138 с.

5. **Уразбахтина А. Ю., Уразбахтин Ф. А.** Критические ситуации при резке заготовок для штамповки деталей воспламенительного устройства ракетного двигателя // Вестник ИжГТУ им. М. Т. Калашникова. 2010. № 4. С. 36—39.

6. **Уразбахтин Ф. А., Уразбахтина А. Ю., Репко А. В.** Динамика критических ситуаций в алмазном шлифовании. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2005. 176 с.

7. **Киселев С. Н.** Газоэлектрическая сварка алюминиевых сплавов. М.: Книга по требованию, 2013. 176 с.

8. **Сварка** алюминия и его сплавов. Ostmetal.info. Обработка металла: http://ostmetal.info/svarka-alyuminiya-i-ego-splavov

9. **Zet Master.Ru. Сварка:** http://www.zetmaster.ru/svarka

10. **Механизированная** сварка алюминиевых сплавов. Сварка алюминия аргоном: http://www.intertehno.ru/articles/C4/33

11. **Auto Welding.ru.** Сварка. Резка. Металлообработка: http://www.autowelding.ru/publ/1/1/tekhnologija_svarki_aljuminievykh_i_ magnievykh_splavov/2-1-0-213

12. **Автоматическая** сварка под флюсом: http://weldingsite.com.ua/af.html

13. **Сантана А. В., Бабу М. Е., Гиридаран П. К.** Новейшие разработки в области сварки вольфрамовым электродом в инертном газе с помощью флюса и ее применению в космических технологиях: http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/ktrv/2012_1/162-178.pdf

14. **Уразбахтин Ф. А., Герасимов Е. Н.** Оптимизация по одному и многим критериям балочных статически неопределимых систем при динамических ограничениях // Конференция молодых ученых. 1979. С. 64—66.

УДК 621.983.3:658.512.011.56.004

В. А. ЖАРКОВ, д-р техн. наук (г. Москва), e-mail: valery-zharkov@mtu-net.ru

Испытания материалов. Формовка листов, лент и полос

Разработан метод построения диаграммы предельных деформаций (ДПД) на основании CAD/CAE-моделирования формовки узких и широких заготовок полусферическим, плоским и полуэллипсоидным пуансонами. Показано применение получаемых ДПД в моделировании и при расчете вероятности разрыва заготовки при листовой штамповке и разработке мероприятий по устранению разрыва заготовки.

Ключевые слова: штамповка, листовой материал, формовка, CAD/CAE-моделирование, диаграммы предельных деформаций, утонений и напряжений.

The method of construction of limit deformations diagram (LDD) on the base of CAD/CAE-modeling of forming of narrow and wide billets by semispherical, plain and semiellipsoidal punches is developed. The application the obtained LDD in modeling and at analysis of billet failure probability at sheet stamping and at development of activities on elimination of billet failure is shown.

Keywords: stamping, sheet material, forming, CAD/CAE-modeling, diagrams of limit deformations, thinning and stresses.

На основании исследований и моделирования в CAD/CAE-системе испытаний на одноосное и двухосное деформирование формовкой вырезанных из листа узких и широких образцов, заготовок, лент и полос с известными из сертификата поставщика листов механическими свойствами по ГОСТ 11701—84 можно получать диаграммы предельных деформаций (ДПД), утонений (ДПУ) и напряжений (ДПН) [1, 2].

Оснастки для испытаний листов

Испытания выполняют в установленном на прессе штампе, специальной установке или испытательной машине простого или двойного действия с нижним или верхним механическим или гидравлическим приводом, используя специальную оснастку, состоящую из пуансона *1*, матрицы *2* и прижима *3* (рис. 1). Рабочая поверхность оснастки для испытаний листов может иметь разную геометрию. Для уменьшения коэффициента трения в контакте заготовки и оснастки, а также для создания условий для разрыва только в центре заготовки у вершины пуансона, что необходимо для построения точной ДПД, используют антифрикционные и технологические прокладки.

Применяют следующие оснастки.

Оснастка **1** — антифрикционная и технологическая прокладки отсутствуют, коэффициент трения снижают применением соответствующего смазочного материала (см. рис. 1, *г*). При испытании заготовок *5* из стали для снижения коэффициента трения верхнюю часть пуансона *1*, контактирующую с заготовкой, изготовляют из цветного металла, например бронзы. Приборы фиксируют силу F_2 формовки, силу Q прижатия при ходе h_s прижима *3* и формоизменение заготовки до предельной глубины $h'_{\lim} = h_{\lim}/D_p$ или $h'_{\lim} = h_{\lim}/[(D_p + D_m)/2]$, на которой в зоне наибольшего растяжения заготовки появляются трещины в покрытии листа или в листе без покрытия и начинается разрыв. Информация передается в компьютер для построения ДПД.

Для уменьшения трения между заготовкой и пуансоном помещают антифрикционную прокладку *6*, например, тонкую пленку из полиэтилена или тефлона без отверстия (см. рис. 1, *б*, *в*, оснастка **2**) или с центральным отверстием и зажимом рифтом (см. рис. 1, *а*, оснастка **3**).

Оснастка **4** — для обеспечения разрыва участка заготовки по центру пуансона применяют технологическую прокладку *7* из пластичного материала с центральным отверстием (можно из того же материала, что и заготовка), которую укладывают между антифрикционной прокладкой и заготовкой (см. рис. 1, *а*, *б*), обеспечивают сухое трение и сцепление между технологической прокладкой и заготовкой.

Оснастки делятся по расположению рифта: оснастки с рифтом на прижиме (оснастки **1**—**5**, **8**) и с рифтом на матрице (**6** и **7**).

По направлению формовки испытания выполняют дном вверх или дном вниз.

По перемещению пуансона, матрицы и прижима возможны варианты:

1) пуансон неподвижен, зажатая между матрицей и прижимом заготовка перемещается навстречу пуансону;

2) зажатая между матрицей и прижимом заготовка неподвижна, пуансон перемещается навстречу заготовке;

3) зажатая между матрицей и прижимом заготовка и пуансон перемещаются навстречу друг другу.

Используют оснастки с одним рифтом (см. рис. 1, *а*, *б*, *в*, *д*), с несколькими рифтами и без рифта (см. рис. 1, *г*).

Формовку до разрыва лунки небольшого диаметра $D_f \approx D_m$ на глубину $h'_{\lim} = h_{\lim}/[(D_p + D_m)/2]$ с углом α охвата заготовкой *5* пуансона *1* можно выполнять в оснастке с плоским прижимом и без рифта (ГОСТ 10510—80) при $D_b = D$, но в этом слу-

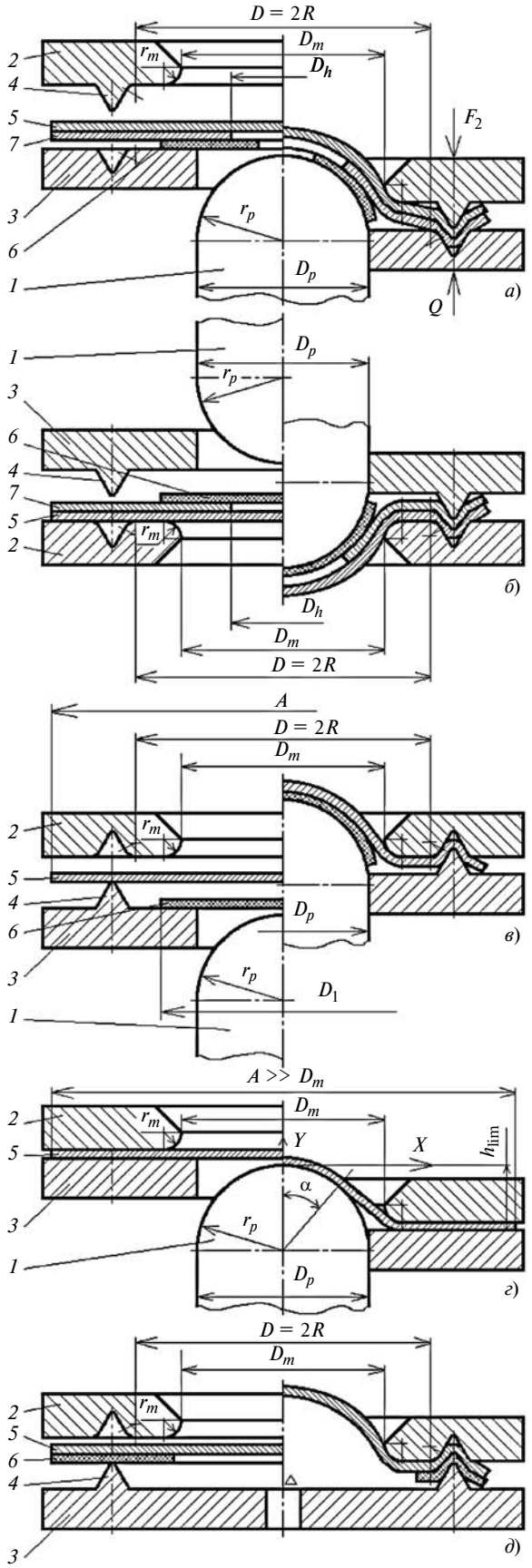


Рис. 1. Оснастки 6—10 (соответственно *а—б*) для испытаний листов формовкой полусферическим пуансоном:

1 — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — рифт; *5* — заготовка; *6* — антифрикционная прокладка (оснастки *а*, *б*, *в*) или уплотнение (оснастка *д*); *7* — технологическая прокладка

чае минимальный размер заготовки $A = D_b$ должен быть большим, а коэффициент формовки составлять $K_f = D_b/[(D_p + D_m)/2] \geq K_{f\,\lim}$.

Край заготовки может выходить за прижим *3*, чтобы исключить его смещение. Для листа из низкоуглеродистой стали $K_{f\,\lim} \approx 3$.

В оснастке могут использоваться пуансоны из разных материалов: 1) твердый (см. рис. 1, *а—г*), например, из стали или бронзы; 2) эластичный из резины или полиуретана; 3) жидкий (см. рис. 1, *д*); 4) газообразный (оснастка **10**).

Возможны и другие сочетания элементов оснастки.

Используют оснастки с другими поверхностями торца пуансона, в том числе, с плоским пуансоном (рис. 2, *а*), а также с поверхностями сложной формы. Например, на рис. 2, *б* образующая L кромки пуансона имеет плавно уменьшающуюся кривизну для увеличения перемещения элементов заготовки при испытании и увеличения деформаций центральной части заготовки до разрыва заготовки.

Заготовки для испытаний листов

Заготовка **I** (рис. 3) — круглая с жестким зажимом краевой части рифтом по окружности диаметром D и с припуском ΔD на зажим. Внутренние линии зажима по варианту 1 или 2 на заготовках показаны штриховыми линиями. Форма заготовки вне линии зажима не влияет на результат испытания, поэтому выбирается из условия простоты изготовления заготовки, например, квадратную заготовку **II** при $A_1 = B_1$ отрезают с помощью ножниц.

Если при испытании или при CAD/CAE-моделировании испытания самой простой заготовки **VIII** выявляют разрыв по линии зажима вблизи точек C_1—C_4, то применяют заготовки **III**—**VII**, у которых в месте зажима ширина больше ширины b_0 расчетной части заготовки. Перед испытанием на заготовку наносят делительную сетку, которую после испытаний измеряют и строят ДПД, ДПУ и ДПН [1, 2].

Линии зажима заготовки могут быть различными: дуги окружностей (см. рис. 3, заготовки **I**—**VIII**), прямые (заготовки **IX**, **X**). Зажимать заготовки можно за два противоположных края (заготовки **III**—**IX**) или за четыре края (**X**).

Способы и штампы для испытаний листов формовкой

Для построения ДПД, а также для исследований штампуемости деталей разработаны способы и штампы (рис. 4) для испытания на одноосное и двухосное деформирование формовкой вырезанных из листа квадратных заготовок (см. рис. 4, *б* и *д*), узких заготовок (см. рис. 4, *в* и *е*), узких и широких лент и полос с покрытием и без покрытия с ис-

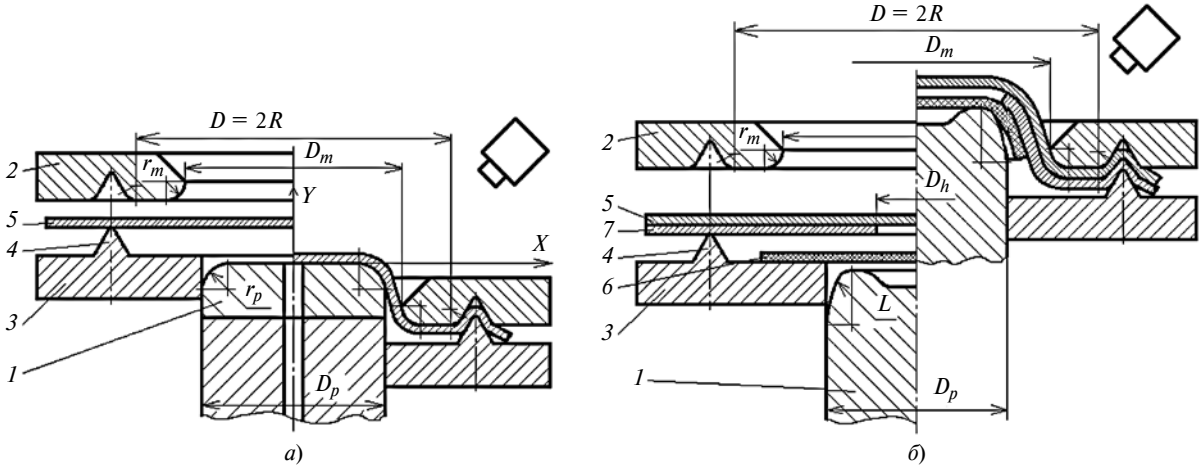


Рис. 2. Оснастки для испытаний листов формовкой плоским пуансоном (*а*) и сложной формы (*б*) (позиции те же, что и на рис. 1)

пользованием различных смазочных материалов с помощью, например, плоского пуансона *1* (см. рис. 4, *а*, *б*, *в*) или полусферического пуансона *1* (см. рис. 4, *г*, *д*, *е*). По мере увеличения ширины b_0 заготовки ДПД строят по точкам слева направо.

Данные способы можно применять и для исследования влияния различных смазочных материалов и покрытий в сочетании с антифрикционными прокладками, работа штампов описана в статье [2]. Сравнивая глубину $h' = h/[(D_p + D_m)/2]$ формоизменения, поля деформаций и напряжений штампуемой детали, на которую предварительно нанесли делительную сетку, с допустимой глубиной $h'_{\lim} = h_{\lim}/[(D_p + D_m)/2]$ и полями после испытания заготовки до разрушения определяют запас пластичности в опасных зонах штампуемой детали [1, 2]. Если запас недостаточен, разрабатывают мероприятия по улучшению штампуемости детали [3]. Размеры рабочих частей штампа зависят от толщины s и размеров штампуемых деталей, а также других факторов. Так, для средних деталей диаметр пуансона составляет $D_p \approx 100$ мм; односторонний зазор между пуансоном и матрицей $c_{pm} \approx s$; r_p и r_m равны нескольким s. Штампы предназначены также для установления рациональных параметров формовки различных ребер жесткости и рельефов в заготовке в результате локальных растяжений.

Для жесткого зажима края заготовки используют рифты разных форм (см. рис. 4, выносные элементы I). Силы зажима и удержания краев заготовок при испытаниях рассчитывают, используя теорию гибки [3].

Теория формовки листа

Для лучшего понимания механизма формовки листа и создания адекватного проекта в CAD/CAE-системе разработана теория.

На рис. 5, *а* ввиду симметрии показана половина расчетной схемы формовки плоским пуансоном, на рис. 5, *б* — полусферическим пуансоном. После жесткого зажима рифтами штампа края заготовки A_1A_2 радиусом R между матрицей *2* и прижимом *3* при увеличении хода h матрицы *2* (или пуансона *1*) заготовка *6* сначала деформируется упруго (решение этой задачи показано в работе [3]). Затем деформируются отдельные элементы, и далее вся заготовка переходит в пластическое состояние. Сначала плоская заготовка толщиной s_0 охватывает кромку с радиусом r_p пуансона *1* диаметром D_p и кромку с радиусом r_m матрицы *2* с диаметром проема D_m, при этом угол охватываемого сектора $\alpha = \pi/2 - \alpha_1 - \alpha_2$, где $\alpha_1 = \mathrm{arctg}[(r_p + r_m + s_0 - h)/(r_p + r_m + c_{pm})]$; $\alpha_2 = \arccos\{(r_p + r_m + s_0)/\sqrt{(r_p + r_m + s_0 - h)^2 + (r_0 - X_{O1})^2}\}$; здесь $r_0 = r_p + c_{pm} + r_m$; X_{O1} — абсцисса центра скругления пуансона радиусом r_p (см. рис. 5, *а*) или $X_{O1} = 0$ (см. рис. 5, *б*); зазор между пуансоном и матрицей составляет $c_{pm} = \{D_m - D_p)/2$.

После перемещения матрицы на величину h площадь плоской поверхности заготовки $A_0 = \pi R^2$ увеличилась на $\Delta A = A - A_0$, т. е. до A, состоящей из пяти поверхностей: $A = A_{AB} + A_{BM} + A_{MP} + A_{PC} + A_{CE}$ (см. рис. 5, *а*) или из четырех поверхностей (см. рис. 5, *б*), которые описываются следующими линиями: прямой AB, дугой окружности BM по скруглению матрицы, близкой к прямой (MP), дугой окружности PC по скруглению пуансона и прямой CE при их вращении вокруг оси Y. Они равны произведению длин линий l_{AB}, l_{BM}, l_{MP}, l_{PC}, l_{CE} (средняя линия заготовки) на длину окружности центров тяжести этих линий с абсциссами X_{AB}, X_{BM}, X_{MP}, X_{PC} и X_{CE}. Длины этих линий известны: $l_{AB} = R - r_0$;

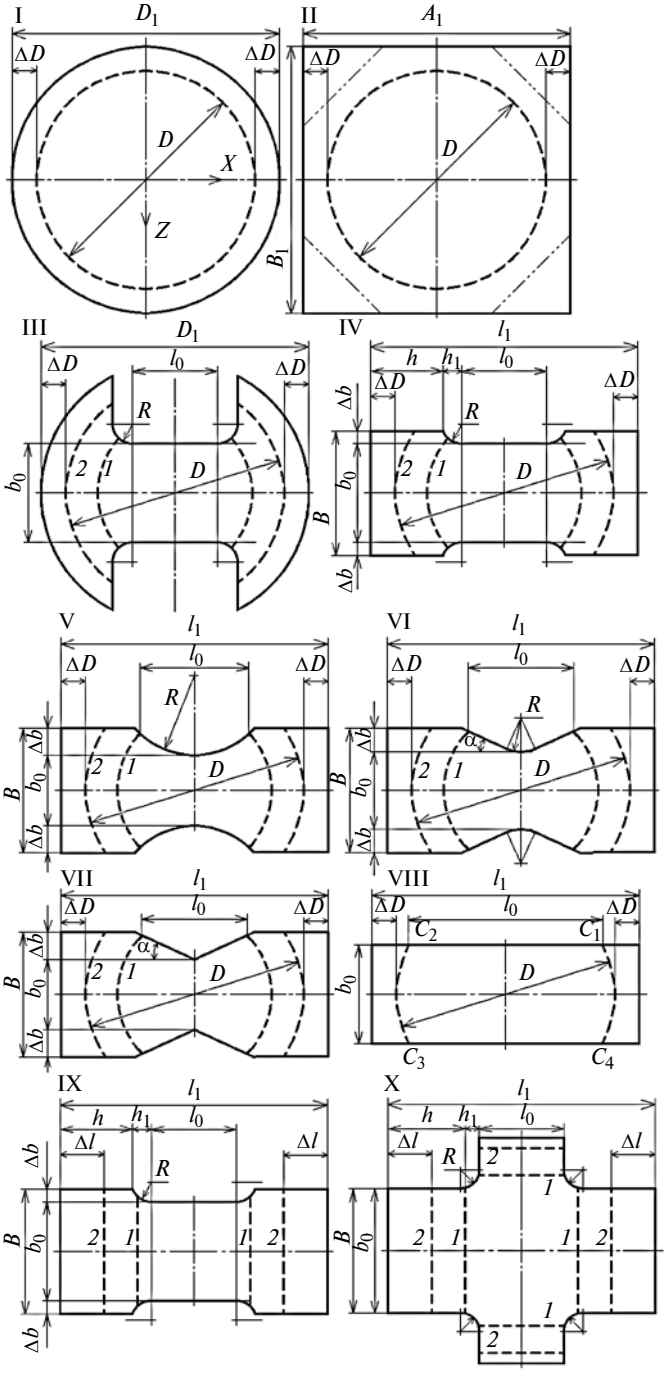


Рис. 3. Заготовки (I—X) для испытаний (варианты 1 и 2 контуров зажима показаны штриховыми линиями)

$l_{BM} = (r_m + s_0/2)\alpha$; $l_{MP} = \sqrt{[(r_0 - (r_m + s_0/2)\sin\alpha - (r_p + s_0/2)\sin\alpha]^2 + [r_m + s_0 - h + (r_m + s_0/2)\cos\alpha - r_p + (r_p + s_0/2)\cos\alpha]^2}$; $l_{PC} = (r_p + s_0/2)\alpha$; $l_{CE} = R_P - r_p$, где выпуклая от кромки матрицы (с тем же знаком кривизны, что и кромка матрицы радиусом r_m) образующая МР срединной поверхности участка МР аппроксимирована прямой.

Абсцисса $X_{AB} = [2R - r_0]/2$. Площадь находим по формуле $A_{AB} = 2\pi X_{AB} l_{AB}$. Абсциссу X_{BM} центра тяжести дуги окружности ВМ с уравнением $Y = r_m + s_0 - \sqrt{(r_m + s_0/2)^2 - (X - r_0)^2}$ рассчитываем по формуле $X_{BM} = 1/l_M \int X\sqrt{1 + (\mathrm{d}Y/\mathrm{d}X)^2}\,\mathrm{d}X$; нижний и верхний пределы интеграла: $X_M = r_0 - (r_m + s_0/2)\sin\alpha$ и $X_B = r_0$. Площадь A_{BM} составит $2\pi X_{BM} l_{BM}$. Аналогично рассчитаем площади A_{MP}, A_{PC} и A_{CE}.

На каждом этапе формовки из условия несжимаемости $A_0 s_0 = As$ можно определить усредненную уменьшающуюся толщину заготовки: $s = A_0 s_0/A$. Деформации ε_1 и ε_2 вдоль двух взаимно перпендикулярных касательных к поверхности отформованной пуансоном центральной части заготовки равны: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = -0{,}5\varepsilon_3$. Формула интенсивности деформаций [1, 2] принимает вид: $\varepsilon_i = |\varepsilon_3| = |\ln(s/s_0)|$ или $\varepsilon_i = \ln(s_0/s)$.

Деформировано-напряженное состояние (ДНС) участков *AB*, *BM*, *MP*, *PC* и *CE* будем определять, начиная от жестко зажатого края заготовки A_1A_2. Если на плоском фланце *AB* выделить элементарное круговое кольцо вблизи жесткого зажима края заготовки, то ширина этого кольца по мере формовки будет увеличиваться в результате растяжения радиальным напряжением σ_r. Так как диаметр этого кольца по мере приближения к оси *Y* будет уменьшаться, то в тангенциальном (широтном или окружном) направлении будет действовать сжимающее напряжение σ_θ. Распределение напряжений σ_r, σ_θ вдоль *r* участка *AB* можно определить аналитически, решая совместно уравнение равновесия $\mathrm{d}\sigma_r/\mathrm{d}r + (\sigma_r - \sigma_\theta)/r = 0$ и уравнение пластичности $\sigma_r - \sigma_\theta = \sigma_s$. После интегрирования получим: $\sigma_r = \sigma_{0,2} + \sigma_s \ln(R/r)$, где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести, а с учетом граничного условия $r = R$ получим: $\sigma_r = \sigma_{0,2}$.

В сечении B_1B_2 радиусом $r_0 = R_p + c_{pm} + r_m$ на границе между первым (*AB*) и вторым (*BM*) участками напряжение составит: $\sigma'_{rB} = \sigma_{0,2} + \sigma_s \ln(R/r_0)$. По ходу *h* матрицы элементы заготовки перемещаются к центру и упрочняются, а напряжение текучести $\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_i^n$ [1, 2] при $\varepsilon_i = \ln(s_0/s) = \ln(A/A_0)$ увеличивается.

Напряжение σ_θ находим из уравнения пластичности. Из уравнения связи напряжений и деформаций $(\sigma_r - \sigma_y)/(\sigma_\theta - \sigma_y) = (\varepsilon_r - \varepsilon_y)/(\varepsilon_\theta - \varepsilon_y)$ для плоского напряженного состояния при $\sigma_y \approx 0$ можно найти поле радиальной (ε_r), широтной (ε_θ) и в направлении толщины по оси *Y* (ε_y) деформаций.

К напряжению в точке *B* (σ'_{rB}) добавим величину $\Delta\sigma_{fr} = \mu'_m Q/(2\pi r_0 s)$ — поправка на трение при перемещении элементов фланца *AB* между прижимными поверхностями матрицы и прижима штампа, получим: $\sigma_{rB} = \sigma'_{rB} + \Delta\sigma_{fr}$, где μ'_m — коэффициент

трения заготовки о поверхность A_2B_2 матрицы (определяем по справочнику); $s \approx s_0$; расчет силы Q жесткого зажима края заготовки рифтом штампа приведен в работе [3].

Напряжение σ_{rM} на границе радиусом r_M контакта второго участка с кромкой матрицы радиусом r_m в сечении M_1M_2 составит: $\sigma_{rM} = (\sigma_{rB} + \Delta\sigma'_m)C_{frm} + \Delta\sigma'_m$. При этом учтены: изгиб на кромке матрицы — $\Delta\sigma'_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$; удельные силы трения τ_m на кромке матрицы — $C_{frm} = \exp(\mu''_m\alpha)$; спрямление изогнутых элементов при сходе с кромки матрицы на участок MP — $\Delta\sigma'_m = \sigma_s s/(4r_m + 2s)$.

На участке MP выделим элемент двумя проходящими через ось Y радиальными плоскостями с углом $d\theta$ между ними и двумя перпендикулярными им широтными плоскостями. Рассмотрим условие равновесия при проектировании сил на нормаль к срединной поверхности элемента. Получим: $\sigma_r/R_r + \sigma_\theta/R_\theta - \sigma_k/s = 0$. На участке MP контактное напряжение σ_k равно нулю, а радиусы кривизны в радиальном (R_r) и широтном (R_θ) сечениях связаны с напряжениями σ_r и σ_θ: $R_r = -R_\theta\sigma_r/\sigma_\theta$. Если σ_r и σ_θ — растягивающие напряжения, то образующая MP срединной поверхности участка MP будет во-

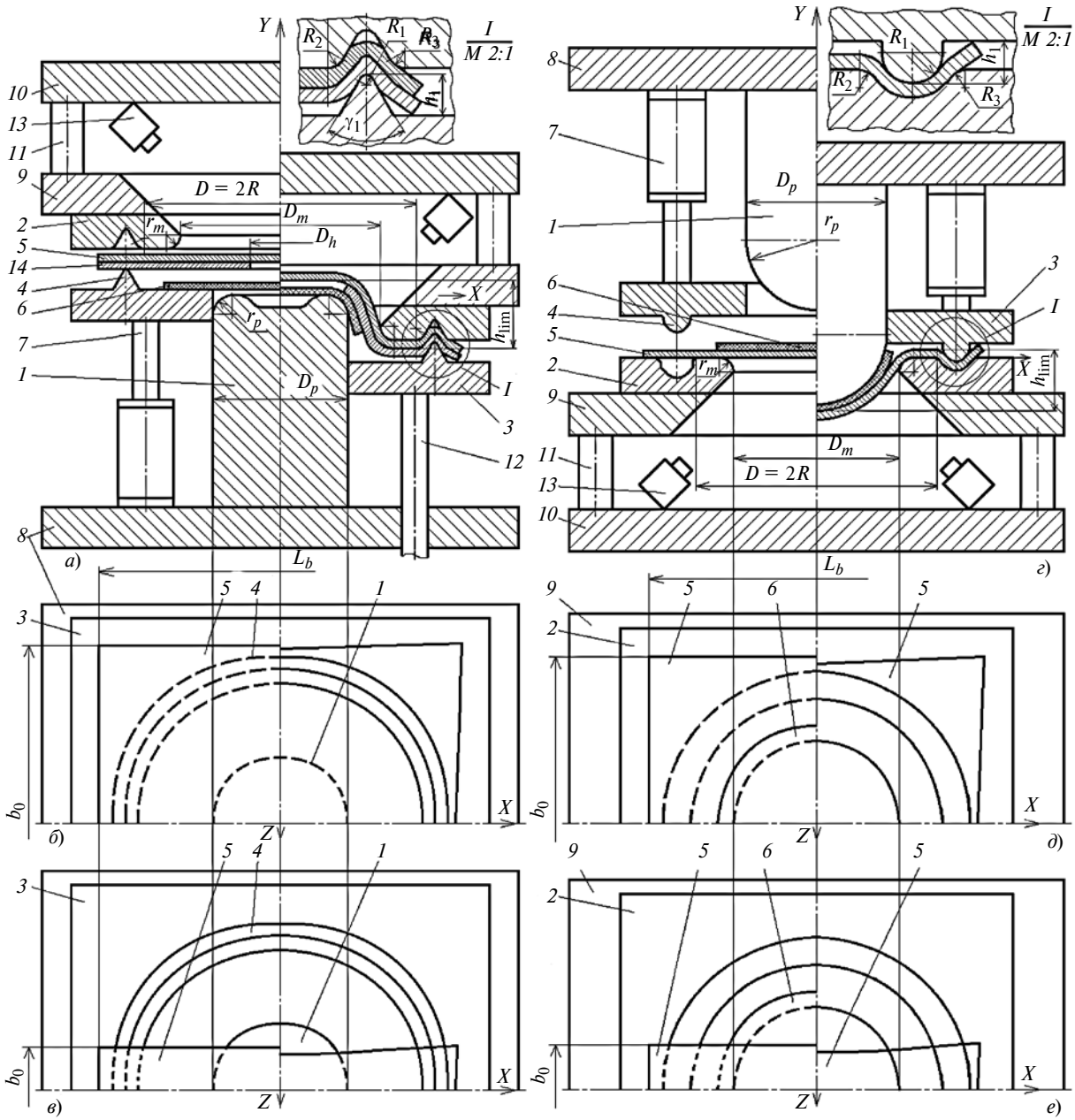


Рис. 4. Штамп для испытаний заготовок формовкой дном вверх (*а*, *б*, *в*) и вниз (*г*, *д*, *е*):

1 — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — рифт; *5* — заготовка до формовки (слева от оси *Y*) и после формовки (справа от оси *Y*); *6* — антифрикционная прокладка; *7* — пружины; *8—10* — плиты; *11* — втулки; *12* — толкатели; *13* — видеокамеры; *14* — технологическая прокладка

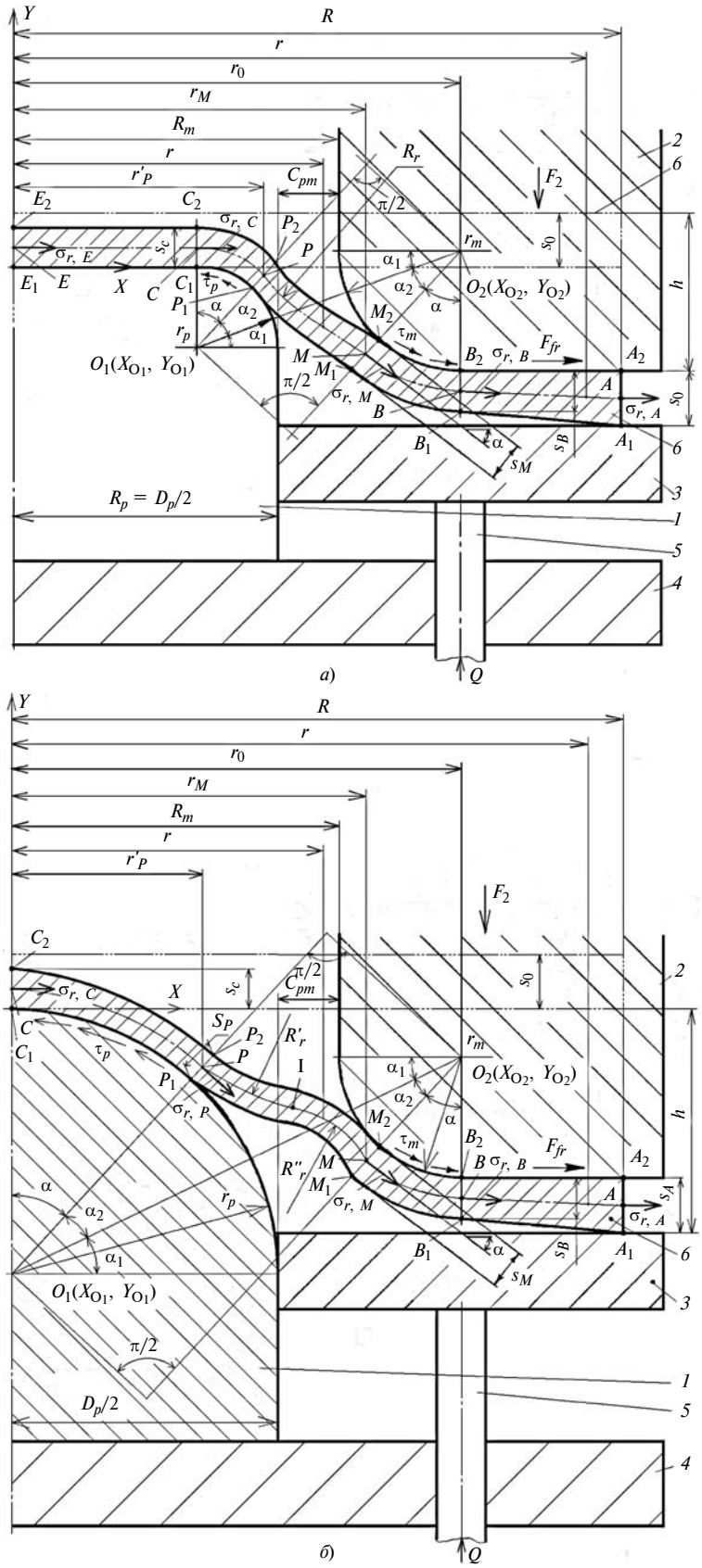


Рис. 5. Расчетные схемы формовки плоским (*а*) и полусферическим (*б*) пуансонами:

1 — пуансон; *2* — матрица; *3* — прижим; *4* — нижняя плита оснастки; *5* — толкатели от подушки пресса или пружин; *6* — заготовка до формовки (тонкая штрих-пунктирная линия с двумя точками) и после формовки (толстая сплошная линия)

гнутой (см. рис. 5) с радиусом R_r и со знаком кривизны, противоположным знаку широтной кривизны. Вогнутости участка MP способствуют и действующие в сечении M_1M_2 изгибающие моменты. Вогнутая к кромке матрицы (с тем же знаком кривизны, что и кромка матрицы радиусом r_m) образующая MP вблизи сечения P_1P_2 начала контакта с пуансоном имеет точку перегиба, в которой кривизна равна нулю.

Из равенства силы формовки в сечениях M_1M_2 и P_1P_2: $2\pi r_M s_M \sigma_{r,M}\sin\alpha = 2\pi r'_P s_P \sigma_{rP}\sin\alpha$, при $s_M \approx s_P$ получим напряжение σ_{rP} на границе контакта с пуансоном участка MP радиусом r'_P в точке P в сечении P_1P_2: $\sigma_{rP} = \sigma_{rM} r_M / r'_P$, где $r_M = r_0 - (r_m + + s_0/2)\sin\alpha$; $r'_P = (r_p + s_0/2)\sin\alpha$.

Изгиб и трение участка PC по кромке пуансона радиусом r_p учитываем поправками и на изгиб, и на трение по кромке матрицы: $\Delta\sigma_p = [\sigma_s s/(4r_p + 2s)]C_{frp}$, где $C_{frp} = \exp(\mu_p\alpha)$ (μ_p — коэффициент трения заготовки о пуансон). При формовке под действием изгибающих моментов дно заготовки немного отходит от плоского торца пуансона, поэтому на участке C_1E_1 (см. рис. 5, *а*) силами трения заготовки о пуансон пренебрегаем.

На всех этапах формовки определяем максимальное растягивающее напряжение $\sigma_{rP} = \sigma_{r\,\max}$ на границе радиусом r'_P контакта заготовки с пуансоном радиусом r_p в опасном сечении P_1P_2 минимальной толщины $s_P \approx A_0 s_0/A$: $\sigma_{r\,\max} = \sigma_{rP} + \Delta\sigma_p$, которое по ходу h матрицы увеличивается от нуля до экстремального значения в момент разрыва заготовки.

Коэффициент трения в паре заготовка—пуансон максимально уменьшают применением смазочного материала, а также антифрикционных и технологических прокладок. В результате опасное сечение смещается к центру заготовки, где и происходит разрыв, а в направлении, перпендикулярном к этой линии разрыва, показатели пластичности заготовки имеют минимальные значения.

Приведенные выше формулы можно использовать для расчета ДНС при испытании на двухосное деформирование формовкой как круглой заготовки, так и узких, широких полос разных видов, а также для расчета формовки ребер жесткости и рельефов на листоштампованных деталях.

Испытывают заготовки до разрыва. При формовке деталей этого допускать нельзя,

поэтому необходимо соблюдать критерии, приведенные в работах [1, 2], а также условия: $(A - A_0)/A_0 < \delta_р$, или $|(s_P - s_0)/s_0| < \delta_р$, или $\sigma_{r\,max} < \sigma_в(1 + \delta_р)$. Задавая одно из этих условий, можно определить $\Delta A = A - A_0$, α, h и радиус r_f опасного сечения до разрыва.

Силу F на каждом этапе формовки рассчитывают по формуле $F = 2\pi r'_P s_P \sigma_{r\,max} \sin\alpha$, при этом можно принять $s_P \approx s_0$; суммарная сила на штампе $F_2 = F + Q$. Если можно измерить силу F (например, при формовке заготовки на испытательной машине), то $\sigma_{r\,max}$ можно рассчитать по формуле силы F. Работа формовки равна интегралу от силы F_2 по ходу h штампа. Работа, так же как и сила, учитывается при выборе пресса или испытательной машины, или при проектировании специальной установки с гидроприводом для испытаний листа.

Критерии начала разрыва заготовки и окончания испытания

Первый критерий. При испытании листа с покрытием (или без покрытия) в опасной зоне, перед образованием видимой на просвет трещины, сначала появляется большое число микротрещин, которые изменяют не только нанесенную на заготовку делительную сетку, но и цвет поверхности. Данное изменение фиксируется видеокамерой, информация передается в компьютер, который формирует сигнал прерывания испытания, по изменению делительной сетки рассчитываются деформации ε_1 и ε_2 [1] и определяется информационная точка ДПД. Аналогично для заготовок других конфигураций при других параметрах испытаний определяются другие точки ДПД. В начальный момент разрыва определяют предельную относительную глубину h'_{lim} формовки. Наибольшей пластичностью обладает лист с наибольшим значением h'_{lim}.

Второй критерий. Визуально определяют наличие мелких трещин на покрытии или на самом листе, что является сигналом для остановки испытания.

Третий критерий. Так как сила формовки заготовки равна проекции на вертикальную ось вектора произведения напряжения на площадь опасного сечения, то начало разрыва заготовки можно определить по прекращению увеличения силы формовки, так как упрочнение заготовки прекращает превалировать над уменьшением площади опасного сечения, а также по началу уменьшения силы, так как уменьшение площади опасного сечения в результате локального уменьшения толщины начинает превалировать над упрочнением заготовки. После этого следует разрыв заготовки. Данный момент фиксируют с помощью измерительного прибора испытательной машины, пресса или установки, испытание останавливают.

Характер разрыва и качество поверхности лунки

Разрыв отформованной полусферическим пуансоном лунки в заготовке по дуге, близкой к дуге окружности, указывает на то, что анизотропия мала, а материал близок к изотропному. Разрыв, близкий к прямой линии, указывает на то, что велики или анизотропия, или полосчатость микроструктуры, или дефекты прокатки материала. Блестящая гладкая поверхность лунки характерна для мелкозернистой, а шероховатая поверхность — для крупнозернистой структуры материала.

Расчетная модель CAD/CAE-моделирования

В исследовании двухосного деформирования и в проектировании формовки листа использовали компьютерное моделирование, аналогичное моделированию в работах [1—3], а именно CAD/CAE-систему Marc корпорации MSC Software (США).

Сначала создается расчетная модель испытания. Далее задаются граничные условия в виде запрета на перемещение узлов сетки объемных конечных элементов по толщине заготовки на вертикальной поверхности, проходящей через линию зажима. Для построения крайней правой точки ДПД сначала выполняется моделирование формовки, вырезанной из листа круглой заготовки с жестким зажимом по всей окружности края заготовки со следующими параметрами: радиус заготовки в месте зажима $R = 72{,}5$ мм; начальная толщина $s_0 = 0{,}7$ мм; $D_p = 2r_p = 100$ мм; $D_m = 105$ мм; $r_m = 0{,}1D_p = 10$ мм. Ввиду симметрии на объемные конечные элементы разбивали только четверть заготовки (см. рис. 1, 2). Ход h_{lim} инструмента до разрыва заготовки определяли по критериям, приведенным в работах [1,2].

В качестве примера исследовали широко применяемую в машиностроении оцинкованную низкоуглеродистую сталь 01ЮТ ВОСВ ГЦ (ТУ 14-105-685—2002), имеющую следующие показатели (ГОСТ 11701—84): $s_0 = 0{,}7$ мм; относительное равномерное удлинение $\delta_р = \delta_{lр} = 0{,}24$, $\varepsilon_{lр} = \ln(1 + \delta_{lр}) = 0{,}215$; относительное удлинение после разрыва $\delta_f = \delta_{80} = 0{,}408$; $\sigma_{0,2} = 171$ Н/мм^2; предел прочности $\sigma_в = 304$ Н/мм^2. Диаграмму $\sigma_s = f(\varepsilon_i)$ упрочнения заготовки строили по формулам работы [2]: $\sigma_s = \sigma_{0,2} + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_i^n$ при $0 \le \varepsilon_i \le \varepsilon_{i,lim}$; $\sigma_s = \sigma_{s\,lim} = \sigma_{0,2} + \sigma_в(1 + \delta_р)\varepsilon_{i\,lim}^n = const$ при $\varepsilon_{i\,lim} < \varepsilon_i \le \varepsilon_{i\,max}$; $n = \ln\{1 - \sigma_{0,2}/[\sigma_в(1 + \delta_р)]\}/\ln[\ln(1 + \delta_р)]$ (данная диаграмма показана в работе [3]).

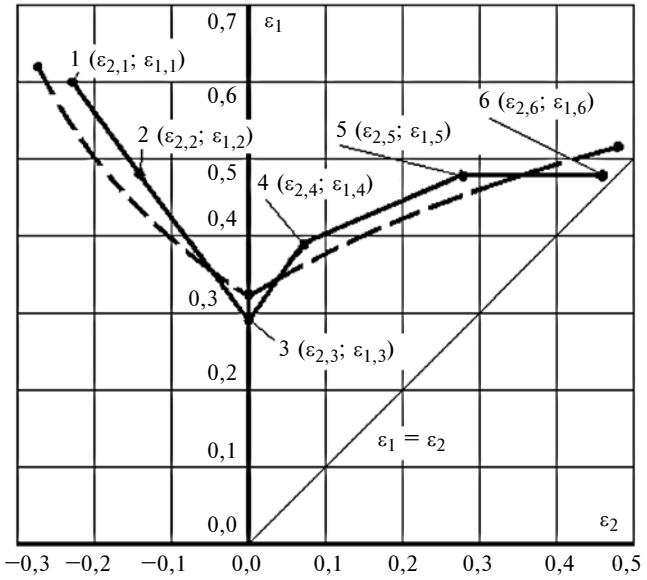


Рис. 6. Экспериментальная (сплошная линия) и теоретическая (штриховая) ДПД

Экспериментально построенная ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ данной стали показана на рис. 6 (сплошная линия).

Результаты CAD/CAE-моделирования

На рис. 7, *а*, *б* (см. обложку) показаны распределения толщины s в момент формовки заготовки соответственно полусферическим и плоским пуансонами с коэффициентом трения между заготовкой, пуансоном, матрицей и прижимом $\mu = 0{,}15$, когда критерии штампуемости [1, 2] достигли предельных значений для начала разрушения заготовки. Анализ рис. 7 и 5 показал удовлетворительную сходимость результатов теоретических исследований и моделирования.

На рис. 8 (см. обложку) показано распределение s в момент разрушения заготовки полусферическим пуансоном, на рис. 9 — плоским пуансоном при $\mu = 0$ и 0,15. Нулевой коэффициент трения соответствует наличию смазочного материала между поверхностями трения, антифрикционной и технологической прокладок или формовке заготовки с использованием жидкости.

На рис. 8, *а* и 9, *а* (см. обложку) при $\mu = 0$ видно, что опасное место (синий цвет) с минимальной толщиной s_f и радиусом r_f от оси Y, где происходит разрыв заготовки, находится на вершине донной части отформованной детали при $r_f = 0$. По мере удаления от вершины толщина увеличивается и в месте жесткого зажима края заготовки равна s_0.

При $\mu = 0{,}15$ (см. рис. 8, *б* и 9, *б*) силы трения затрудняют перемещение элементов заготовки по поверхности пуансона и их утонение, опасное место (синий цвет) с минимальной толщиной s_f и радиусом r_f от оси Y сместилось от центра донной части отформованной детали для $\mu = 0$ (где происходит разрыв заготовки), и для $\mu = 0{,}15$ находится в зазоре между пунсоном и матрицей вблизи границы контакта заготовки с пуансоном. Аналогичные распределения были получены и для других параметров испытания, например, при различных значениях μ, необходимых для построения точек на ДПД.

На рис. 10 (см. обложку) показано распределение толщины при формовке эллипсовидной заготовки полуэллипсоидным пуансоном в матрицу с контуром отверстия в виде эллипса при $\mu = 0$ и 0,15. Видно, что опасное место с минимальной толщиной находится в плоскости YZ, проходящей через малую ось эллипса на виде сверху, или на вершине отформованной заготовки (при $\mu = 0$), или в месте окончания контакта заготовки с пуансоном (при $\mu = 0{,}15$). Такое испытание целесообразно для выявления влияния анизотропии на ДПД, если направление прокатки заготовок располагать под различными углами к оси полуэллипсоидного пуансона.

Моделирование формовки круглой заготовки полусферическим, плоским и полуэллипсоидным пуансонами с поэтапным увеличением коэффициента трения заготовки по пуансону и матрице от $\mu = 0$ до максимального значения для конкретных производственных условий (в нашем примере до $\mu = 0{,}15$) позволяет построить по точкам для каждого этапа только половину правой части ДПД. Для построения остальных частей ДПД способом формовки заготовки в этом же штампе необходимо испытывать заготовки в виде полосы одного из приведенных на рис. 3 типов с жестким зажимом за два противоположным края с поэтапным уменьшением ширины полосы.

На рис. 11 и 12 (см. обложку) показаны распределения толщины s для тех же условий формовки заготовки полусферическим и плоским пуансонами (при $\mu = 0$ и 0,15), что и на рис. 8 и 9, только в качестве заготовки использована полоса шириной, равной диаметру пуансона. В этом случае нет осевой симметрии ДНС заготовки. Как и при формовке круглой заготовки, при формовке полосы при $\mu = 0$ (см. рис. 11, *а* и 12, *а*) опасное место (синий цвет) с минимальной толщиной s_f и радиусом r_f от оси Y, где происходит разрыв заготовки, находится в вершине донной части отформованной детали при $r_f = 0$ в вертикальной плоскости симметрии XY, проходящей через оси X и Y. По мере удаления от вершины толщина увеличивается и в месте жесткого зажима края заготовки равна s_0. Таким образом, появилось второе опасное место в углу вблизи зажима заготовки, где при определенных условиях возможен разрыв заготовки раньше разрыва центральной части заготовки (что нежелательно). В этом случае вместо полосы одинаковой

УДК 620.179.4:621.793

В. Е. АРХИПОВ, А. Ф. ЛОНДАРСКИЙ, кандидаты технических наук, Г. В. МОСКВИТИН, д-р техн. наук, М. С. ПУГАЧЕВ, Н. В. ШИРОКОВА (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: vearkhipov@mail.ru

Основные свойства газодинамических покрытий[1]

Исследовано влияние механических и физических характеристик напыляемого металла и технических параметров газодинамического напыления на структуру и свойства получаемого покрытия. Определены прочностные и коррозионные характеристики покрытий алюминия, меди, цинка и никеля.

Ключевые слова: газодинамическое напыление, покрытие, твердость, адгезия, когезия.

The influence of mechanical and physical characteristics of the sprayed metal and technical parameters of gas-dynamic spraying on structure and properties of the obtained coating is studied. The strength and corrosion characteristics of aluminum, copper, zinc and nickel coatings are determined.

Keywords: gas-dynamic spraying, coating, hardness, adhesion, cohesion.

Низкотемпературное (холодное) газодинамическое напыление достаточно широко используют для нанесения разных покрытий [1]. Данный метод обеспечивает получение ряда уникальных свойств и характеристик покрытий по сравнению с традиционными методами нанесения покрытий, например газотермическими. Компактное и надежное оборудование серии "ДИМЕТ" позволяет наносить качественное покрытие в производственных и полевых условиях [1]. Используя узконаправленный поток нагретого воздуха и механическую смесь твердых и пластичных частиц, можно напылять покрытия алюминия, цинка, никеля и меди на труднодоступные локальные участки поверхностей изделий. Материал основы при напылении покрытия не нагревается выше 120÷140 °С, поэтому механические свойства и геометрия изделий и конструкций не изменяются. Отсутствие значительного повышения температуры материала основы особенно важно при напылении покрытий на легкие сплавы, например алюминия с присадками магния. Применение газодинамического напыления при изготовлении или восстановлении деталей, оборудования и конструкций можно оценить по широкому использованию покрытий алюминия, цинка, никеля и меди в настоящее время.

Цель работы — исследование структуры и свойств покрытий, нанесенных методом низкотемпературного газодинамического напыления. Полученные результаты позволяют оценить технологические возможности метода и применить его для повышения ресурса изделий и конструкций.

[1] Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 14-08-00634 А.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

ширины необходимо использовать полосу с увеличенной шириной в месте зажима (см. рис. 3).

При $\mu = 0{,}15$ (см. рис. 11, *б* и 12, *б*) силы трения затрудняют перемещение элементов заготовки по поверхности пуансона и их утонение. Опасное место (синий цвет) с минимальной толщиной s_f и радиусом r_f от оси Y, где происходит разрыв заготовки, сместилось от вершины донной части отформованной детали для $\mu = 0$, а для $\mu = 0{,}15$ находится вблизи границы контакта заготовки с пуансоном в вертикальной плоскости симметрии XY.

Задавая разную ширину полосы $b_0 = 0{,}2D_p$; $0{,}4D_p$; ...; $1{,}4D_p$ и разный коэффициент трения в контакте полосы и инструмента штампа $\mu = 0$; 0,05; 0,1; 0,15, моделированием получим значения деформаций ε_1 и ε_2 в зоне возможного разрушения полосы, по которым с высокой точностью строим теоретическую ДПД $\varepsilon_1 = f(\varepsilon_2)$ (см. рис. 6, штриховая линия). Теоретические ДПУ и ДПН строятся по методике работы [2].

ДПД, построенную на основании CAD/CAE-моделирования формовки узких и широких заготовок со свойствами по ГОСТ 11701—84 полусферическим, плоским и полуэллипсоидным пуансонами, можно использовать при моделировании штамповки деталей для определения оптимальных параметров штамповки, выбора прессового оборудования, расчета вероятности разрыва заготовки, а также при разработке мероприятий по устранению разрыва заготовки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Классификация и теория // Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 51—58.

2. **Жарков В. А.** Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок // Вестник машиностроения. 2016. № 8. С. 55—64.

3. **Жарков В. А.** Моделирование в системе Marc обработки материалов в машиностроении // Вестник машиностроения. 2012. № 8—12; 2013. № 2, 3.

Покрытия никеля, меди, алюминия и цинка на поверхность образцов из стали 40Х напыляли на газодинамической установке "ДИМЕТ-404". Для нанесения покрытий использовали механическую смесь мелкодисперсных порошков пластичных металлов (Ni, Cu, Al, Zn) и твердых хрупких частиц корунда (Al_2O_3) в состоянии поставки [1].

Образцы с покрытиями испытывали на универсальной сервогидравлической машине фирмы SHIMADZU с максимальной нагрузкой 50 кН при постоянной скорости актюатора 5 мкм/с. Регистрировали данные в координатах "нагрузка — перемещение". Основные механические характеристики определяли по ГОСТ 1497—84. Когезионную прочность покрытия (когезию) при испытании на растяжение (отрыв) рассчитывали по формуле

$$\sigma_{ког} = P_{max}/F,$$

где P_{max} — максимальная нагрузка, предшествующая отрыву, Н; F — площадь сечения нанесенного покрытия, мм^2.

Прочность сцепления покрытия с подложкой (адгезию) и основного металла при испытании на сдвиг определяли на цилиндрических образцах, имеющих в средней части покрытие в виде кольцевого пояска, по формуле [5]

$$\sigma_{ад} = P_{max}/(\pi dh),$$

где d — диаметр образца, мм; h — ширина покрытия (кольца), мм.

Ускоренные испытания на сопротивление коррозии проводили в среде слабого электролита (3 %-й раствор NaCl) в течение 2016 ч. Образцы из низкоуглеродистой стали 20 представляли собой пластину размером 60 × 60 × 3 мм. На обе поверхности образца (общая площадь ≈7200 мм^2 наносили покрытие толщиной 200÷300 мкм. В процессе испытаний образцы периодически очищали от продуктов коррозии, для чего их вынимали из раствора и промывали в проточной воде. Затем сушили в термическом шкафу при температуре 60÷70 °С в течение 40 мин и взвешивали с точностью 0,001 г на аналитических весах. По результатам измерений рассчитывали коррозионные потери массы Δm в зависимости от времени испытания [2]. Скорость коррозии рассчитывали по формуле

$$K = m_0 - m_1/(St), \qquad (1)$$

где m_0 и m_1 — масса образца первоначальная и после удаления продуктов коррозии, кг; S — площадь поверхности образца до испытания, мм^2; t — время испытаний, год.

Свойства покрытий зависят от механических и физических характеристик напыляемого металла и технологических параметров напыления (температуры и времени процесса). При напылении меди — металла с высоким относительным удлинением (≈70 %), зерна меди деформируются при соударении с твердыми частицами корунда, в результате чего увеличиваются число микродефектов и величина микродеформаций.

При температуре напыления 180 °С медь имеет максимальную твердость HV = 1600 МПа (рис. 1). Температура рекристаллизации меди $T_р$ = 300÷320 °С, поэтому при повышении температуры потока воздуха в деформированном металле проходят процессы возврата (отдыха) и величина микродеформаций значительно уменьшается, что сопровождается снижением твердости. При повышении температуры потока воздуха до 540 °С твердость снижается до 1300 МПа (см. рис. 1).

Структура покрытия состоит из плотно соединенных (спрессованных) частиц меди с включениями корунда, средний размер которых составляет 2÷5 мкм. Спектральный анализ покрытия, нанесенного при температуре 270 и 450 °С, показал наличие Al_2O_3 (корунда) в количестве соответственно 1,27 и 1,09 масс. %. Повышение твердости покрытия обусловлено на 70÷80 % деформацией пластичных частиц твердыми частицами и на 20÷30 % содержанием корунда [3].

Твердость покрытия алюминия составляет порядка 1000 МПа, что связано с более низкой температурой рекристаллизации ≈ 120 °С и процессами возврата (отдыха) даже при минимальной температуре напыления [3]. С повышением температуры напыления твердость снижается до 800 МПа (рис. 2). Повышение твердости покрытия на 30÷40 % связано с большим содержанием корунда в наносимом алюминии.

Никель имеет небольшое относительное удлинение (30÷40 %) и высокую температуру рекристаллизации (≥540 °С), поэтому при воздействии

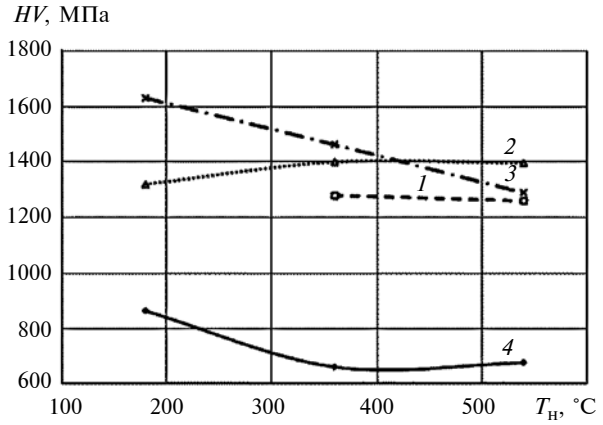


Рис. 1. Зависимости твердости *HV* покрытия Cu от температуры $T_н$ и числа циклов напыления *n* = 1 (*1*), 3 (*2*), 5 (*3*) и 5 с последующей ТО в печи при 760 °С и выдержке 240 с (*4*)

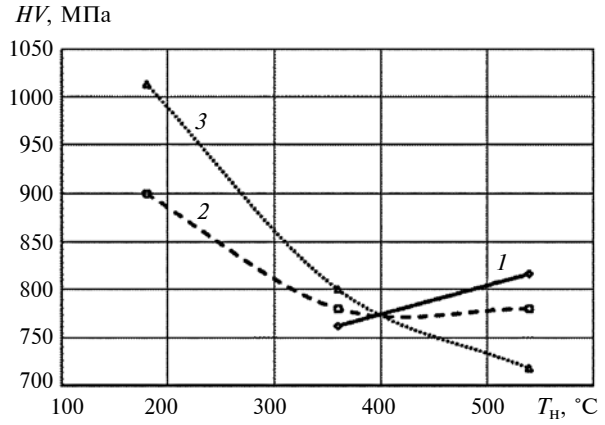


Рис. 2. Зависимости твердости *HV* покрытия Al от температуры $T_н$ и числа циклов напыления *n* = 1 (*1*), 3 (*2*) и 5 (*3*)

твердых частиц корунда зерна никеля не деформируются, а дробятся на элементарные фрагменты (блоки мозаики) размером ≈105 нм [3]. Твердость покрытия никеля существенно не зависит от температуры и времени напыления (рис. 3). Максимальная твердость 2500÷2700 МПа достигается при минимальной температуре напыления 180 °С, дальнейшее повышение температуры и времени напыления приводит к ее снижению на 200 МПа — до 2300÷2500 МПа. Термическая обработка (ТО) покрытия никеля в печи при температуре 530 °С и времени выдержки 2 ч мало влияет на твердость. Однако при дальнейшем повышении температуры и времени ТО в печи твердость никеля снижается до 1400 МПа. Массовая доля корунда в металле покрытия составляет 1,03 % и его наличие повышает твердость на 30 %.

Твердость покрытия цинка мало зависит от температуры напыления и при ее повышении с 270 до 450 °С снижается с 800 до 600 МПа. Содержание корунда в металле покрытия составляет ≈4,5 масс. %, что значительно повышает твердость покрытия.

Газодинамическое напыление без значительного изменения процесса напыления позволяет наносить композиции из нескольких последовательных слоев металлов: медь — никель, алюминий — никель и др. Можно наносить покрытия, состоящие из механической смеси порошков цинка и алюминия или цинка и меди. При ТО покрытие на основе цинка и меди превращается в латунь. При использовании смеси разных частиц закономерность изменения твердости от температуры напыления приобретает иной характер. Например, при увеличении времени и температуры напыления механической смеси алюминия и цинка твердость повышается (рис. 4). Так, повышение твердости до 900 МПа связано со значительным изменением соотношения алюминия и цинка в составе покрытия [4].

Исследования сцепления покрытий меди, алюминия и цинка с основой из стали 40Х при испытании на сдвиг показали зависимость его прочности от технологических параметров процесса [5]. Прочность сцепления покрытия меди с основой при изменении температуры напыления со 180 до 540 °С повышается с 17 до 48 МПа. Термическая обработка стальной основы до твердости 45÷47 *HRC* мало влияет на адгезию покрытия (рис. 5).

Исследования [5] поверхности образцов с покрытиями алюминия и цинка после испытания и полного смещения нанесенного слоя металла показали наличие сплошного покрытия по всей площади нанесения (ГОСТ 28844—90). Полученные в этом случае результаты интерпретируются как когезионная прочность покрытия при испытании на сдвиг (срез).

Величина когезии для покрытий цинка и алюминия снижается при повышении температуры напыления (см. рис. 5). Когезионная прочность покрытия цинка при напылении с температурой 180 и 360 °С составляет порядка 35 МПа; при максимальной температуре 540 °С когезионная прочность сни-

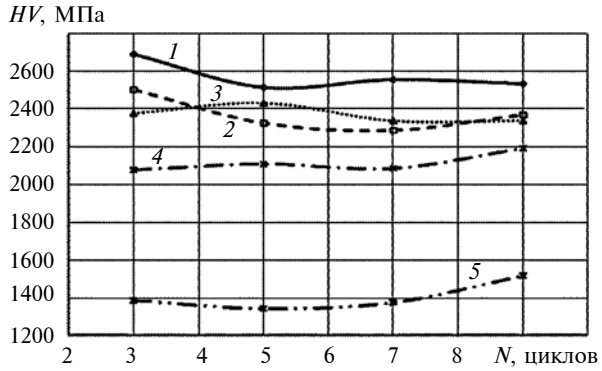


Рис. 3. Зависимости твердости *HV* покрытия Ni от температуры напыления $T_н$ = 180 (*1*), 360 (*2*), 540 °С (*3*), 540 °С с последующей ТО в печи при 530 °С с выдержкой 2 ч (*4*) и при 830 °С с выдержкой 4 ч (*5*)

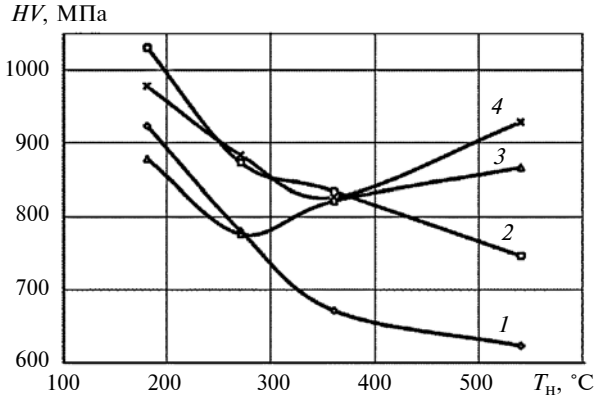


Рис. 4. Зависимость твердости *HV* двухкомпонентного покрытия Al—Zn от температуры $T_н$ и числа циклов напыления *n* = 1 (*1*), 3 (*2*), 5 (*3*) и 7 (*4*)

жается до 14 МПа. Когезионная прочность покрытия алюминия несколько ниже — 27÷30 МПа, при повышении температуры напыления она снижается лишь до 23 МПа. Полученная зависимость когезионной прочности от температуры напыления достаточно хорошо согласуется с закономерностями изменения структуры и свойств покрытий, полученных методами металлофизических исследований [3].

Таким образом, когезионная прочность сцепления покрытий цинка и алюминия с подложкой составляет соответственно не менее 35 и 30 МПа.

Когезионная прочность покрытия алюминия при напылении с температурой 180 °С достигает 190 МПа, что более чем в 2 раза выше объемной прочности технически чистого алюминия (рис. 6). С повышением температуры напыления до 270 °С прочность резко снижается до 110 МПа. При температуре напыления 540 °С когезионная прочность уменьшается практически в 2 раза — до 55 МПа. Когезионная прочность покрытия меди при минимальной температуре напыления 180 °С достигает 175 МПа, что ниже объемной прочности

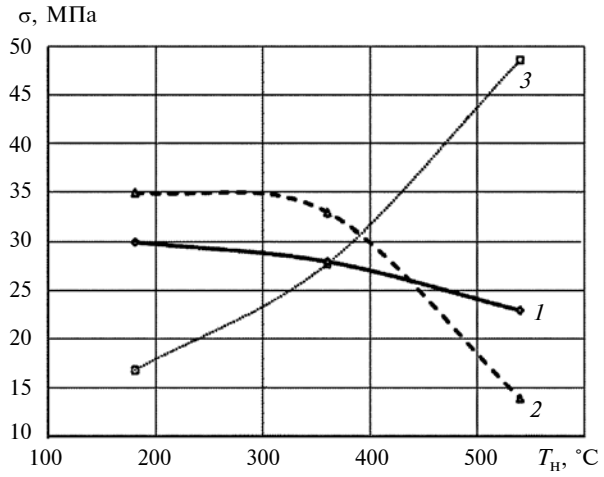


Рис. 5. Результаты испытаний на сдвиг покрытий Al (*1*), Zn (*2*) и Cu (*3*)

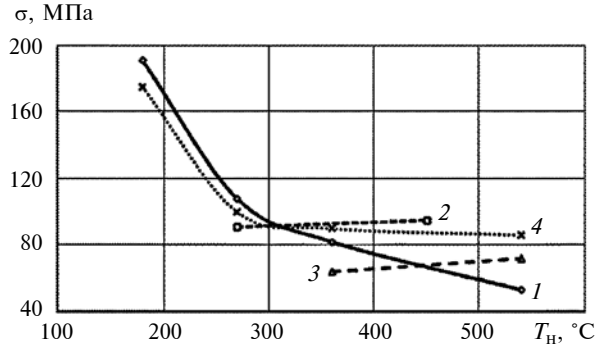


Рис. 6. Зависимости когезионной прочности σ покрытия Al (*1*), Zn (*2*), Ni (*3*) и Cu (*4*) от температуры $T_н$ напыления

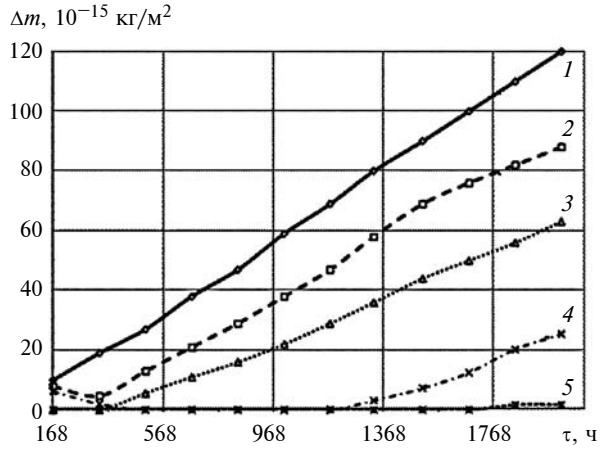


Рис. 7. Коррозионные потери массы Δm стали 20 (*1*) с покрытием Ni (*3*) и после обработки наждачной бумагой (*2*), в печи в течение 1 ч при 300 °С (*4*), нанесение Ni на слой из Cu (*5*)

220÷240 МПа технически чистой меди. При повышении температуры напыления когезия покрытия меди уменьшается до 90÷100 МПа.

Когезионная прочность покрытий цинка и никеля составляет соответственно 90÷95 и 63÷72 МПа и мало зависит от температуры напыления при ее повышении на ≈200 °С.

Коррозионные потери массы Δm образцов из стали 20 имеют практически линейную зависимость от времени τ нахождения в коррозионной среде и после 2016 ч испытания (12 недель) составляют $120 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2 (рис. 7). Коррозионные потери массы Δm образцов с покрытием никеля после 336 ч (2 недели) испытаний имеют почти линейную зависимость от времени τ, а после завершения испытаний они в 2 раза меньше ($63 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2), чем чистой стали 20. Обработка нанесенного покрытия наждачной бумагой до 8 класса чистоты снижает коррозионные потери массы Δm всего в 1,4 раза (см. рис. 7). При напылении в покрытии формируются напряжения, которые отрицательно влияют на сопротивление коррозии [2]. Поэтому ТО образцов с покрытием в печи при невысокой температуре (отпуске) снижает коррозионные потери массы Δm.

Пористость покрытий, нанесенных газодинамическим напылением, составляет 4÷8 % и зависит от режима напыления и свойств металла [1]. Предварительное напыление пластичной меди на подложку из стали 20 перед нанесением никеля позволяет получить минимальные коррозионные потери массы Δm.

Скорость коррозии образцов с покрытием никеля, рассчитанная по формуле (1), после завершения испытаний (2016 ч) почти в 2 раза меньше, чем незащищенной стали 20 (табл. 1). Обработка покрытия никеля наждачной бумагой незначительно повышает сопротивление воздействию коррозион-

ной среды. После ТО скорость коррозии снижается почти в 6 раз, а сопротивление коррозии повышается до 15 раз. Предварительное напыление на сталь 20 слоя меди с последующим нанесением слоя никеля повышает сопротивление коррозии низкоуглеродистой стали до 20 раз [2]. Покрытие никеля имеет самую большую твердость 2300÷2600 МПа, поэтому нанесение композиционных слоев металла повышает сопротивляемость разрушению изделий и конструкций не только при воздействии коррозионной среды, но и твердых частиц, находящихся в ней.

Ускоренные сравнительные испытания стали 20 с покрытиями из цинка, алюминия и смеси цинка с алюминием показали, что коррозионные потери массы Δm покрытия алюминия несколько снижались к концу испытаний — с 14,3 до $10{,}1 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2 (рис. 8). Коррозионные потери массы двухкомпонентного покрытия наоборот возросли с 0 (336 ч) до $10{,}2 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2 (2016 ч) и достигли значений, полученных для покрытия из чистого алюминия. Коррозионные потери массы покрытия цинка возрастали в течение всего времени испытаний — с 0,47 до $2{,}8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2 [2].

Таким образом, можно утверждать, что коррозионные потери массы двухкомпонентного покрытия определяются свойством металла, который имеет более низкое сопротивление коррозии.

После ТО двухкомпонентного покрытия коррозионные потери массы Δm снижались с

Таблица 1

Скорость коррозии, кг/(мм^2 · год)10^{-6}, покрытия Ni

Сталь 20 (основа)	Металл покрытия + последующая обработка поверхности			
	Ni	Ni + наждачная бумага	Ni + ТО	Ni на подслое Cu
27,3/—	14,3/1,9	20/1,4	5,8/14,7	1,34/20,4
Примечание. В знаменателе приведены данные, показывающие во сколько раз повысилось сопротивление коррозии.				

Таблица 2

Скорость коррозии, кг/(мм^2 · год)10^{-6}, покрытий Zn и Al

Сталь 20 (основа)	Покрытие			
	Zn	Al	Al + Zn	Al + Zn + ТО
27,3/—	0,6/45,5	2,2/12,4	2,2/12,4	0/—
Примечание. В знаменателе приведены данные, показывающие во сколько раз повысилось сопротивление коррозии.				

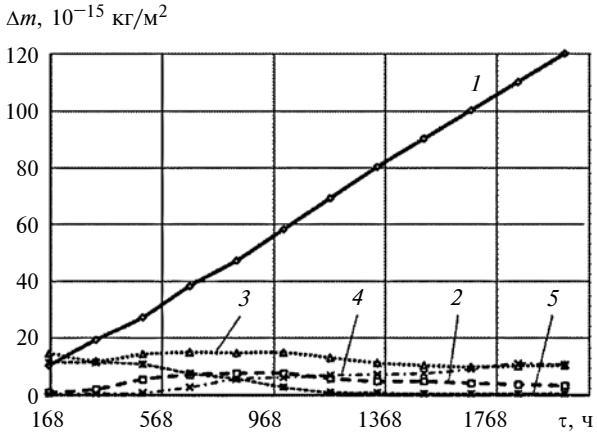


Рис. 8. Коррозионные потери массы Δm стали 20 (*1*) и стали 20 с покрытиями Zn (*2*), Al (*3*), Al + Zn (*4*), Al + Zn после ТО (*5*)

$11 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2 до 0 в течение 1512 ч испытаний и далее не изменялись (см. рис. 8).

Покрытие алюминия и двухкомпонентное покрытие Al—Zn имели одинаковую скорость коррозии $2{,}2 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^2 за год (табл. 2). Скорость коррозии двухкомпонентного покрытия после ТО была равна нулю.

Таким образом, высокие коррозионные и механические характеристики покрытий, нанесенных газодинамическим напылением, позволяют повысить ресурс изделий и конструкций, работающих в агрессивных средах и при механическом воздействии твердых частиц и взвесей.

Низкотемпературное газодинамическое напыление можно эффективно использовать для формирования кромок на деталях и изделиях из хрупких материалов (стекла, керамики) и твердых сплавов, например ВК6 или ВК12 [8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Димет.** Применение технологии и оборудования. http://www.dimet-r.narod.ru
2. **Коррозионные** свойства покрытий, нанесенных газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. А. Дубравина, А. Ф. Лондарский и др. // Коррозия: материалы и защита. 2012. № 4. С. 33—38.
3. **Структура** и свойства покрытий, нанесенных газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. А. Дубравина, Л. И. Куксенова и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2015. № 4. С. 18—24.
4. **Технологические** особенности газодинамического напыления покрытий / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, А. Ф. Мельшанов и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 9. С. 64—69.
5. **Оценка** адгезии покрытий, нанесенных газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, А. Ф. Мельшанов и др. // Заводская лаборатория. 2013. № 11. С. 45—49.
6. **Пат. 2464357 RU:** МПК C23C24/02, B23K31/02. Способ формирования кромок деталей машин.

УДК 621.01

М. А. ТАМАРКИН, д-р техн. наук, Э. Э. ТИЩЕНКО, канд. техн. наук, Д. В. КАЗАКОВ, А. Г. ИСАЕВ
(Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: tehn_rostov@mail.ru

Обеспечение надежности технологических процессов отделочно-упрочняющей центробежно-ротационной обработки стальными шариками

Определены показатели надежности процесса отделочно-упрочняющей центробежно-ротационной обработки (ОУЦРО) деталей стальными шариками, позволяющие обеспечить эффективные и стабильные параметры качества обрабатываемой детали.

Ключевые слова: деталь, ОУЦРО, технологический процесс, коэффициент надежности, параметр шероховатости, глубина упрочненного слоя, степень упрочнения.

The reliability parameters of finishing and hardening centrifugal-rotatory treatment process of parts by steel balls, allowing to assure effective and stable quality parameters of the processed part, are determined.

Keywords: part, finishing and hardening centrifugal-rotatory treatment, manufacturing process, reliability coefficient, roughness parameter, depth of hardened layer, degree of hardening.

Большое значение в современном производстве имеет обеспечение надежности технологических процессов (ТП) [1—5], т. е. требуемых точности и качества деталей, получаемых на всех этапах их обработки, начиная с заготовок. Надежность ТП регламентирует ГОСТ 27.202—83 [2], согласно которому контроль их производительности определяется показателями точности.

Не следует путать понятие надежности ТП с понятиями точности и стабильности, имеющими принципиальные различия. Точность — свойство ТП обеспечивать соответствие поля рассеяния значений показателя качества продукции заданному полю допуска и его расположению, а стабильность — свойство ТП сохранять заданные показатели качества продукции в течение определенного времени (ГОСТ 16949—71). Можно сказать, что надежность — понятие динамическое, а точность — понятие статическое, характеризующее ТП в определенный фиксирований момент времени. Поэтому точность ТП следует рассматривать как составную часть надежности технологической системы (ТС).

Надежность ТС необходимо оценивать только по показателям и параметрам качества продукции, которые непосредственно зависят от технологии изготовления. При анализе надежности ТС следует исходить из задаваемых показателей качества готового изделия и их номинальных значений, соответствующих конструкторской документации. Перед технологом стоит задача: не рассматривая технический уровень изделий, оценить, насколько соблюдаются установленные требования при их изготовлении. Несмотря на то, что при реализации ТП продукция может устареть морально или снизится ее качество, сам процесс может быть высоконадежным.

Показатели, по которым оценивается надежность ТП, применимы и для оценки надежности любой системы. Одним из показателей надежности ТП является безотказность — свойство сохранять работоспособность в течение рассматриваемого периода времени или до выполнения определенного объема работы без вынужденных перерывов, например на ремонт.

Следует различать понятия надежности ТП и надежности ТС. Отказы ТС могут быть внезапными или постепенными, что часто связано с мало заметными вначале дефектами. Постепенные отказы определяются износом технологического оборудования, инструмента, оснастки и средств контроля, температурными деформациями, химическими воздействиями и т. д. Внезапные отказы могут быть вызваны человеческим фактором, например ошибками наладчиков или контролеров, или наличием технологической наследственности в заготовках и комплектующих изделиях при недостаточном входном контроле и т. д.

Организация эффективной системы контроля и управления качеством процесса сводит все эти отказы к минимуму. Отказы, связанные именно с технологией, особенно при освоении новых образцов машин, возникают чаще, если параметры ТП близки к предельным, а технология не соответствует современным требованиям к изделию и своевременно не создан соответствующий запас надежности, т. е. ТП своевременно должен быть адаптирован к современным требованиям к изготовляемой продукции. Следовательно, для повышения качества продукции необходимо повысить требования к оборудованию, методам контроля и организации самого процесса. Например, для повышения сложности и точности изделий большое значение имеют допуски не только на точность размеров, но и на

точность формы и взаимное расположение отдельных поверхностей.

Автоматизация ТП в отличие от изготовления продукции с участием человека обеспечивает бóльшую его надежность, т. е. создает условия для стабильности ТП, гарантирует управление его ходом и обеспечивает однотипность деталей. При желании получить изделия более высокого качества может возникнуть ситуация, когда, например, из-за утомляемости станочник изготовит неточную деталь или контролер пропустит брак. Это так называемый человеческий фактор.

Из изложенного можно сделать вывод, что наибольшее влияние на выходные переменные объекта управления (технологический процесс), оказывают:

факторы, связанные с заготовкой, поступающей на обработку (жесткость, твердость, предел текучести, коэффициент несущей способности контактной поверхности, соответствие материала заготовки техническому заданию);

режим обработки [объем загрузки рабочей камеры, частота вращения ротора, объем подаваемой технологической жидкости (ТЖ)];

характеристики рабочей среды (диаметры и массы шаров);

человеческий фактор.

Для анализа надежности ТП [2] используют коэффициенты надежности механической обработки деталей. Для контроля производительности ТП используют следующие показатели.

1. Коэффициент точности (по контролируемому параметру)

$$K_т = \omega_р/T,$$

где $\omega_р = 6\sigma$ — поле рассеяния или разность максимального и минимального значений контролируемого параметра за установленное (контрольное) время при нормальном законе его распределения; T — допуск на контролируемый параметр; σ — среднеквадратическое отклонение параметра.

Процесс или его часть обеспечивают стабильную точность контролируемого параметра при условии

$$K_т \le K_{т.о} \le 1,$$

где $K_{т.о}$ — нормативное (предельное, технически обоснованное) значение $K_т$.

2. Коэффициент мгновенного рассеивания (по контролируемому параметру)

$$K_р(\tau) = \omega_р(\tau)/T,$$

где $\omega_р(\tau)$ — поле рассеяния контролируемого параметра в момент времени τ.

3. Коэффициент смещения (контролируемого параметра)

$$K_{см}(\tau) = \bar{\Delta}(\tau)/T,$$

где $\bar{\Delta}(\tau) = |\bar{y}(\tau) - y_0|$ — среднее отклонение контролируемого параметра относительно середины поля допуска в момент времени τ. Здесь $\bar{y}(\tau)$ — среднее значение контролируемого параметра; y_0 — значение параметра, соответствующее середине поля допуска (при симметричном поле допуска значение y_0, совпадает с номинальным значением $y_{ном}$ параметра).

4. Коэффициент запаса точности (по контролируемому параметру)

$$K_з(\tau) = 0{,}5 - K_{см}(\tau) - 0{,}5K_р(\tau).$$

При контроле точности должно выполняться условие $K_з(\tau) > 0$.

В качестве объекта исследования надежности ТП рассмотрим отделочно-упрочняющую центробежно-ротационную обработку (ОУЦРО) стальными шариками — один из наиболее перспективных методов обработки. Это высокопроизводительный процесс с большими технологическими возможностями, который достаточно легко механизировать и автоматизировать. Применяют ОУЦРО на операциях упрочнения и отделки деталей, для скругления острых кромок, подготовки деталей под покрытия (гальванические, лакокрасочные, резиновые, клеевые и др.).

Для расчета параметров надежности проектируемых технологических процессов ОУЦРО необходимо прогнозировать рассеяние показателей качества изготовляемых деталей. Для этого нужно получить теоретические зависимости для определения среднего арифметического отклонения профиля установившейся шероховатости, глубины упрочненного слоя и степени упрочнения [6].

Исследовали формирование шероховатости обработанной поверхности при ОУЦРО и следующих основных допущениях:

1) шарик, двигаясь под некоторым углом α к обрабатываемой поверхности, внедряется в нее и при этом проходит некоторое расстояние. Образуется отпечаток в виде эллипса. При наложении единичных следов формируется профиль шероховатости поверхности;

2) для упрощения схемы взаимодействия диаметры всех шариков приняты одинаковыми, учитывается только скольжение шарика по поверхности при внедрении и исключается возможное перекатывание;

3) анализируется только среднее вероятностное значение разных параметров единичного взаимодействия.

Скорость соударения шарика с поверхностью детали определяется по формуле

$$v_{эф} = k_{эф}\gamma R_{эф},$$

где $R_{эф}$ — эффективный радиус вращающегося ротора; γ — частота вращения ротора; $k_{эф}$ — коэффициент, учитывающий влияние соседних шариков при ОУЦРО.

Максимальная глубина внедрения шарика в поверхность детали определяется по формуле

$$h_{\max} = 2\upsilon_{эф} R\sin\alpha \sqrt{\rho_ш/(3k_з c\sigma_т)},$$

где R — радиус шарика; $\rho_ш$ — плотность материала шарика; $\sigma_т$ — предел текучести материала детали; c — коэффициент несущей способности контактной поверхности; k_s — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности детали на площадь фактического контакта.

Большая и малая полуоси (a и b) эллипса, представляющего пятно контакта шарика с поверхностью детали, определяются по формулам:

$$b = \sqrt{R^2 - (R - h_{\max})^2};$$
$$a = \pi/2(\mathrm{ctg}\alpha - f)h_{\max} + b,$$

где f — коэффициент трения скольжения шарика по обрабатываемой детали.

Среднее арифметическое отклонение профиля установившейся шероховатости при ОУЦРО определяется по формуле

$$Ra_{уст} = 0{,}006k_з k_{т.ж}\sqrt{h_{\max} abl_{ед}/R^2},$$

где $l_{ед}$ — единичная длина; $k_з$ — коэффициент, учитывающий загрузку рабочей камеры; $k_{т.ж}$ — коэффициент, учитывающий объем технологической жидкости.

Время достижения заданного параметра шероховатости при ОУЦРО определяется по формуле

$$t_з = -\frac{1}{k_и}\ln\frac{Ra_з - Ra_{уст}}{Ra_{исх} - Ra_{уст}},$$

где $k_и$ — коэффициент интенсивности изменения шероховатости; $Ra_{исх}$, $Ra_з$, $Ra_{уст}$ — параметры исходной, заданной и установившейся шероховатости поверхности.

Коэффициенты $k_з$, $k_{т.ж}$ и $k_и$ определяли в ходе экспериментальных исследований. Созданы банки данных.

При решении технологических задач ОУЦРО важен аналитический расчет ожидаемой глубины $h_н$ упрочненного слоя и степени ε упрочнения. От толщины упрочненного слоя зависят многие эксплуатационные свойства деталей, например, усталостная прочность и долговечность. Величина $h_н$ определяет зону поверхностного слоя, в которой имеются остаточная деформация зерен и дислокаций кристаллической решетки от действия внешней нагрузки. Аналитическое определение глубины упрочненного слоя и степени упрочнения в зависимости от физико-механических свойств материала детали и параметров процесса является очень сложной задачей [6, 7]. С учетом условия пластичности Генки — Мизеса [6] при описании пластически деформированной области, распространяющейся на некоторую глубину вокруг остаточной вмятины (пластического отпечатка), получены зависимости для расчета глубины упрочненного слоя и степени упрочнения:

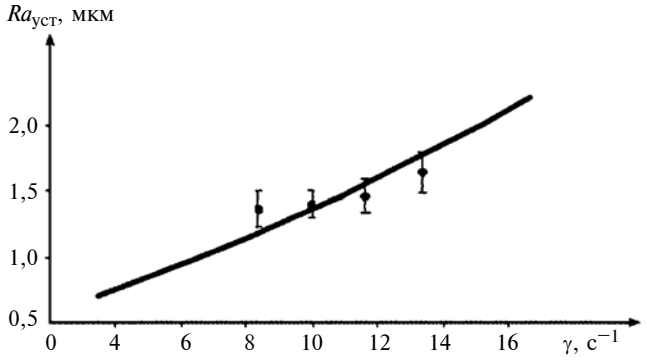


Рис. 1. Зависимость параметра $Ra_{уст}$ поверхности от частоты γ вращения ротора при $d_ш$ = 6,5 мм для материала 29НК

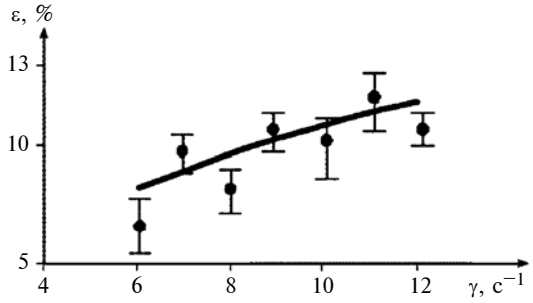


Рис. 2. Зависимость степени упрочнения ε от частоты γ вращения ротора для стали 45

$$h_н = 9{,}7\sqrt[4]{\frac{ab\rho_ш}{k_s c\sigma_т}}\left[1 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{b}{a}\right)^4\right]\sqrt{\upsilon_{эф} R\sin\alpha};$$

$$\varepsilon = 2{,}03\sqrt[4]{R^2\gamma^2\rho_ш/HB},$$

где HB — твердость материала детали по Бринеллю.

Достоверность предложенных теоретических моделей формирования шероховатости поверхности, глубины $h_н$ упрочненного слоя и степени ε упрочнения при ОУЦРО проверены комплексными экспериментальными исследованиями.

Исследовали влияние частоты γ вращения ротора на параметр Ra шероховатости поверхности: на рис. 1 сплошной линией показаны теоретические зависимости, точками — экспериментальные значения параметров.

Результаты проверки достоверности полученных теоретических зависимостей для определения степени ε упрочнения и изменения $h_н$ глубины упрочненного слоя приведены соответственно на рис. 2 и 3.

Очевидно, что надежность ТП в значительной мере определяется допуском на контролируемый параметр качества обработки. Пользуясь комплексом моделей процесса ОУЦРО, можно на стадии технологического проектирования рассчитать показатели точности процесса и дать прогноз его надежности.

Проведено компьютерное моделирование влияния допуска T контролируемого параметра на надежность ТП (рис. 4 и 5).

Анализируя результаты проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

1. Установлена адекватность предложенных теоретических зависимостей влияния технологических параметров процесса на среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости поверхности, глубину упрочненного слоя и степень упрочнения. Разность теоретических и экспериментальных данных не превышала 20 %.

2. Процесс ОУЦРО обеспечивает требуемые параметры качества поверхности в пределах поля допуска в определенном интервале технологических режимов и характеристик рабочих сред.

На основании результатов проведенных исследований разработана методика проектирования технологии ОУЦРО, обеспечивающей ее требуемую надежность.

Из множества проектных решений на базе комплекса разработанных теоретических моделей процесса выбирается лучшее решение. Критерием рациональности являются минимальное время обработки и обеспечение коэффициента запаса точности выше нуля.

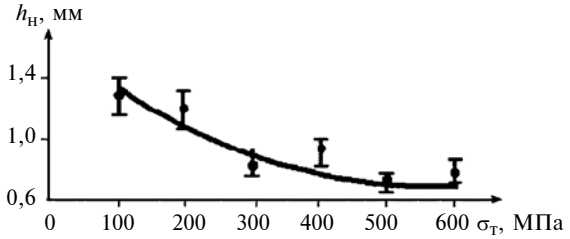


Рис. 3. Зависимость глубины $h_н$ упрочненного слоя поверхности детали от предела $\sigma_т$ текучести материала

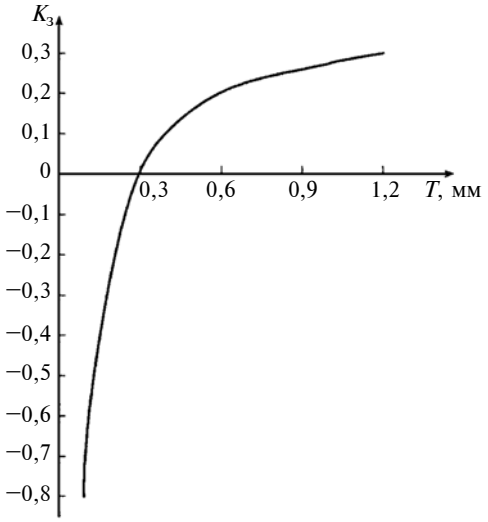


Рис. 4. Влияние допуска T на надежность ТП для контролируемого параметра — глубины $h_н$ упрочненного слоя:
$K_з$ = 0,1÷1,2 мм с шагом 0,1 мм; $d_ш$ = 4 мм; материал — сталь 45; γ = 12 с$^{-1}$

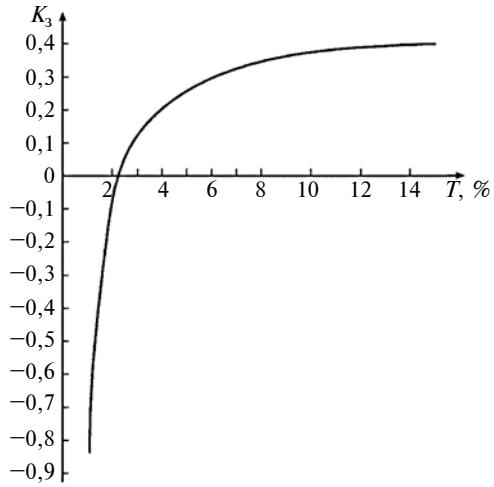


Рис. 5. Влияние допуска T на надежность ТП для контролируемого параметра — степени ε упрочнения:
$K_з$ = 1÷15 % с шагом 1 %; $d_ш$ = 6 мм; материал — сталь 45; γ = 9 с$^{-1}$

В качестве ограничительной функции в зависимости от решаемых технологических задач используются: параметр шероховатости поверхности, глубина упрочненного слоя, степень упрочнения или несколько параметров одновременно, которые рассчитываются по полученным зависимостям. Определяются поле рассеивания значений контролируемого параметра и его среднее отклонение относительно середины поля допуска. Рассчитывается коэффициент запаса точности. При выполнении условия $K_з > 0$ рассчитывается время обработки для каждого варианта сочетания технологических параметров и выбирается вариант с минимальным временем обработки, который и считается рациональным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Корольков Ю. В.** Повышение надежности технологического процесса центробежно-ротационной обработки в среде абразива. Дис. ... канд. техн. наук. Ростов н/Д., 2011 167 с.
2. **ГОСТ 27.202—83.** Надежность в технике. Технологические системы. Технические требования к методам оценки надежности по параметрам производительности. М.: Изд-во стандартов, 1983. 28 с.
3. **Рыжкин А. А., Слюсарь Б. Н., Шучев К. Г.** Основы теории надежности: Учеб. пособие. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ. 2002. 182 с.
4. **Андросов А. А.** Надежность технических систем: Учеб. пособие. Ростов н/Д.: Издательский центр ДГТУ, 2000. 169 с.
5. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
6. **Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Лебеденко В. Г.** Повышение качества поверхностного слоя деталей при обработке поверхностным пластическим деформированием в гибких гранулированных средах // Вестник ДГТУ. 2009. Т. 09. № 3.
7. **Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Lebedenko V. G.** Surface-layer quality in shot treatment // Russian Engineering Research. 2010. T. 30. N. 2. P. 144—148.

ВОПРОСЫ ОБРАЗОВАНИЯ И КАДРОВАЯ ПОЛИТИКА В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 378.6

В. П. БЫКОВ, канд. техн. наук (Петербургский ГУ путей сообщения), В. В. БЫКОВ (ЗАО "Тринити"),
e-mail: vlad_bykov@mail.ru

Исследовательское проектирование в учебном процессе

Рассматривается методика исследовательского проектирования в машиностроении и применение ее в учебном процессе для подготовки конструкторов в Петербургском государственном университете путей сообщения.

Ключевые слова: исследование, проектирование, учебный процесс, распознавание, системный подход, оптимизация, программное обеспечение.

The methodic of research design in mechanical engineering and its application in educational process for training of designers in St. Petersburg State Transport University is considered.

Keywords: research, design, educational process, recognition, system approach, optimization, software.

При создании современных сложных и наукоемких изделий машиностроения используют исследовательское проектирование [1, 2], на всех этапах которого применяют научные исследования. При этом из всех научных методов чаще всего применяют системный подход к поиску и принятию решений, а также оптимизацию. В Петербургском государственном университете путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС) на кафедре "Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины" (ПТПиСМ) в учебном процессе при подготовке конструкторов также используют исследовательское проектирование.

Организация учебного процесса

Дисциплина "Проектирование подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования", изучаемая в последнем семестре перед дипломным проектом, систематизирует все полученные студентами в вузе знания. Для данной дисциплины предусмотрено 144 ч, из них 55 ч отводятся на лекции и практику, 53 ч — на самостоятельную работу (выполнение курсовой работы), 36 ч — на контроль самостоятельной работы.

На аудиторных занятиях студенты осваивают общую методологию современного исследовательского проектирования. При этом проектирование рассматривается как процесс распознавания факторов, определяющих соответствие создаваемого изделия заданным требованиям, в котором используются научные методы, т. е. научные исследования. Дисциплина "Основы научных исследований", изучаемая на третьем курсе, неразрывно связана с проектированием.

Исследования в проектировании

Какие же процессы проектирования изделия связаны с исследованиями?

Для технического задания необходимы исследования рынка и требований, охватывающих все аспекты жизненного цикла разрабатываемого изделия: научные, технологические, производственные, экономические, социальные, экологические и пр.

Правильное формирование требований и управления ими определяют успех создания изделия. Не учет или нечеткость даже одного требования может привести к отклонению создаваемого объекта от базовых требований, которые можно разделить на системные и пользовательские. Системные требования определяются стандартами, пользовательские — заказчиком и всеми субъектами, так или иначе взаимодействующими с изделием за весь его жизненный цикл.

В ходе выполнения проекта требования могут изменяться. На начальном этапе проектирования требования могут быть нечеткими. Если не удается определить наиболее важные требования и согласовать их между собой, то процесс проектирования может пойти по неправильному пути. Установить четкие и согласованные требования можно только глубоким анализом на основании исследований. На начальном этапе проектирования имеется, как правило, нечеткая информация. Поэтому при анализе и систематизации требований приходится использовать нечеткие математические модели, о которых студенты узнают на лекциях. Для выполнения курсовой работы требования к объекту проектирования задает преподаватель. При работе над дипломным проектом студент должен их распознать

самостоятельно. Согласование требований необходимо для планирования выполнения проекта, принятия решений, приемки объекта по завершению работы. Систематизация требований должна быть такой, чтобы на любом этапе проекта разработчик имел четкое представление о тех требованиях, которые относятся именно к этому этапу. Практика показывает, что неполнота учитываемых требований может стать основной причиной провала проектов.

На основании исследований требований формируются цели проектирования и определяются признаки объекта.

Процедуры технического задания: определение потребности в проектируемом изделии, выбор целей проектирования, установление признаков объекта. Последнее при выполнении курсовой работы студенты выполняют самостоятельно, при выполнении дипломного проекта можно воспользоваться разработанной на кафедре программной поддержкой [3].

На этапе технического предложения исследуется техническое состояние отрасли, к которой относиться проектируемый объект, прогнозируются направления ее развития, осуществляется поиск технических решений и на основании многокритериального анализа принимаются решения, которые обязательно проверяются [4].

Поиск вариантов технического решения предлагается выполнять любым из возможных способов на основании морфологического анализа. Этот способ расширяет варианты технических решений. С этой целью группе студентов выдается общее задание для курсовой работы, например, разработать техническое предложение и эскизный проект легкой щебнеочистительной машины для работ на железнодорожных путях промышленного транспорта, а в конце семестра преподаватель назовет лучшее техническое решение. Студенты должны предложить не менее десяти технических решений, из которых, используя матрицу решений, выберут оптимальный, т. е. в наибольшей степени отвечающий целям проектирования при заданных ограничениях. В дипломном проекте студенты могут воспользоваться разработанной на кафедре экспертной системой для поиска технических решений на основании морфологического анализа [5] и программой попарных сравнений вариантов по выбранным критериям для принятия решения.

При конструировании объекта в дипломной работе выполняются структурный, кинематический и динамический анализы. Все процедуры анализа направлены на оптимизацию параметров объекта. Исследовательский характер имеют практически все проектировочные и поверочные расчеты, в частности расчеты на прочность методом конечных элементов (МКЭ). Данные методы рассматриваются на лекциях, по ним выдаются задания для самостоятельной работы. Самостоятельно студенты осваивают программу Solid Edge, предоставляемую бесплатно компанией Siemens PLM Software. В дальнейшем предусмотрено и освоение программных комплексов Telelogic DOORS и Teamcenter, которые уже нашли широкое применение при разработке автомобильной и авиационной техники. В Teamcenter решаются задачи трассировки требований по всем этапам принятия проектных решений, обеспечения полноты требований при конструировании, по технологической подготовке и эксплуатации машин. Представлены первичные инструменты для описания требований, графического описания, функциональных и логических схем, прослеживаемость от требований верхнего уровня до реализации. Все это обеспечивает принятие оптимального технического решения.

Для процедур технического задания: выбора и оптимизации целей проектирования, определения признаков будущих объектов, отвечающих поставленным целям, нет общепризнанных эффективных программных средств. Работы в направлении автоматизации начальных этапов проектирования (ТЗ, ПТ) ведутся во многих научных и учебных организациях, но результаты пока не выходят за рамки лабораторий. Так, в ПГУПС на кафедре "Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины" на базе лаборатории "Методическое обеспечение САПР" разработан Программно-методический комплекс (ПМК) [3], поддерживающий исследования по определению потребности проектирования новой машины или модернизации существующей, по формированию целей проектирования и признаков объекта проектирования на основании нечетких математических моделей, а также по поиску вариантов технического решения в соответствии с установленными признаками и по принятию решения.

В рабочей программе дисциплины предусмотрено знакомство и с современными компьютерными технологиями, позволяющими уже на этапе технического предложения исследовать объект проектирования с помощью виртуальных моделей. Для этого можно использовать программы ADAMS, Универсальный механизм (UM), Model Vision Studium (MVS) и др. Для конструирования рассматриваются многочисленные программные средства, включая интегрированные (CAD/CAM/CAE), предназначенные для графических и расчетных работ.

Для использования в полной мере уже имеющихся средства для выполнения исследовательского проектирования необходимы квалифицированные специалисты, подготовка которых только на профилирующих кафедрах недостаточная. Несмотря на то, что все кафедры высших учебных заведений в настоящее время используют информационные технологии и обучают этому студентов, общую для

разных специальностей концепцию автоматизированного исследовательского проектирования должна представлять специальная кафедра. В ПГУПС такой кафедрой является кафедра "Автоматизированное проектирование", которая в содружестве с кафедрой ПТПиСМ ведет работы по развитию методического обеспечения автоматизации исследовательского проектирования.

В 2014 г. исполнилось 60 лет с начала подготовки в Ленинградском институте инженеров железнодорожного транспорта специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам. В настоящее время специальность называется "Наземные транспортно-технологические средства", а специализация — "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование". Несмотря на то, что основной упор в вузе всегда делается на подготовку специалистов по эксплуатации машин, сегодня многие выпускники успешно трудятся в проектных и научных организациях. Этому способствовала, в частности, работа студенческого конструкторского бюро (СКБ), созданного на кафедре "Строительные и дорожные машины и оборудование". В СКБ выполнялись работы по договорам с предприятиями и научно-исследовательскими институтами по созданию строительных и путевых машин, некоторые их них были удостоены медалями ВДНХ. В тесном содружестве с ВНИИЗеммаш в СКБ разрабатывались программы для автоматизации проектирования. В настоящее время СКБ принимает участие в работе лаборатории "Методическое обеспечение САПР". Студентами под руководством преподавателей разработано несколько программ для ПМК. За время учебы ряд студентов получил авторские свидетельства и патенты.

Исследовательское проектирование открывает новый этап развития методологии проектирования и активно применяется в машиностроении. Данный метод позволяет создавать передовые наукоемкие изделия, минимизировать ошибочные решения при проектировании, повышать обоснованность технических решений.

Успешное применение данного метода в отрасли обеспечивает использование его в учебном процессе при подготовке инженерных кадров, что уже осуществляется в некоторых вузах, в том числе и в ПГУПС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Быков В. В., Быков В. П.** Исследовательское проектирование в машиностроении. М.: Машиностроение, 2011. 256 с.

2. **Быков В. П.** Проектирование в машиностроении на современном уровне // Вестник машиностроения. 2012. № 12. С. 67—70.

3. **Быков В. П.** Программно-методический комплекс для поддержки ранних стадий проектирования машин // Вестник компьютерных технологий. 2005. № 1. С. 27—33.

4. **Быков В. П.** Технические основы создания машин // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 9. Приложение.

5. **Быков В. П., Быков В. В.** Экспертная система для поиска вариантов технического решения в машиностроении // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 66—69.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 664.346

В. Н. ВАСИЛЕНКО, д-р техн. наук, Л. Н. ФРОЛОВА, канд. техн. наук, Н. А. МИХАЙЛОВА, К. Ю. РУСИНА, Д. А. ТАРКАЕВА (Воронежский ГУ инженерных технологий), e-mail: fln-84@mail.ru

Создание энергоэффективного оборудования для переработки масличного сырья

Предложена конструкция пресса для отжима масла из высоко- и низкомасличных культур, обеспечивающая его максимальное извлечение.

Ключевые слова: масло-пресс, зеерная камера, масличное сырье.

The structure of a press for oil expression from high and low oil-bearing crops, assuring its maximum extraction, is suggested.

Keywords: oil-press, curb chamber, oily raw material.

Масложировая отрасль в агропромышленном комплексе России занимает ведущее место. Предприятия отрасли, перерабатывающие семена масличных культур, производят растительное масло и жировые продукты пищевого, технического и кормового назначения, в том числе и стратегического. Состояние масложировой отрасли определяет развитие ряда отраслей АПК, поэтому перед ней стоят новые задачи, связанные не только с количественным наращиванием объемов производства, но и требующие принципиально новых подходов и решений как к созданию инновационных технологий и оборудования, так и к выпуску продуктов питания функционального назначения.

Переработка семян в производстве растительных масел — наиболее развитая из всего агропромышленного комплекса. Однако слабая материально-техническая база и неразвитая инфраструктура большинства предприятий масложировой промышленности не обеспечивают высокоэффективную комплексную переработку семян масличных культур, что ведет к дополнительным потерям при получении растительного масла, повышает издержки производства и в итоге отражается на качестве конечной продукции и ее себестоимости.

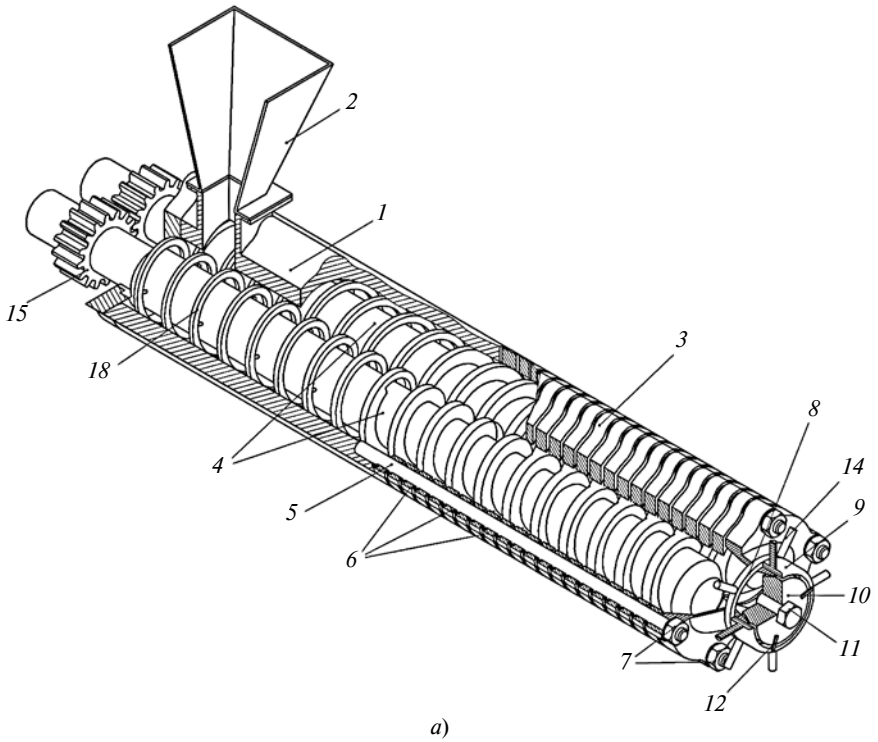
Одной из наиболее важных операций при подготовке масличного сырья к извлечению масла является прессование.

Предлагается пресс (рисунок) для получения растительного масла, который состоит из корпуса *1* с загрузочной воронкой *2*, рабочей камеры *3*, двух шнеков *4*, набора зеерных пластин *6*, матрицы *16* и зубчатой передачи *15*. На рисунке, *а* показан общий вид пресса; на рисунке, *б* — положение, при котором через зазор выходит жмых в виде тонких пластин; на рисунке, *в* — положение, при котором жмых выходит в виде гранул.

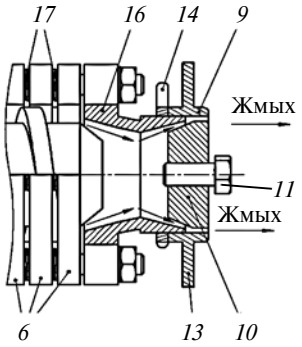
Шнеки *4* условно делятся на три участка. Первый участок — зона интенсивного перемешивания масличного сырья. Шнек на этом участке имеет ленточную навивку *18*, устанавливаемую с помощью штифтов. Второй участок — зона транспортировки и измельчения масличного сырья. На этом участке конусность шнека плавно увеличивается на 5÷7°. Третий участок — извлечение масла из сырья, на котором диаметр шнека резко изменяется, что обеспечивает минимальный зазор между зеерными пластинами и поверхностью шнека.

Зеерные пластины *6* выполнены наборными, толщиной 2,5 мм (для снижения металлоемкости оборудования), между ними установлены шайбы-гроверы *17*, регулирующие зазоры между пластинами. Регулировка зазоров осуществляется гайками *7*, установленными на шпильках *5*, которые обеспечивают жесткость конструкции и упрощают сборку оборудования после мойки.

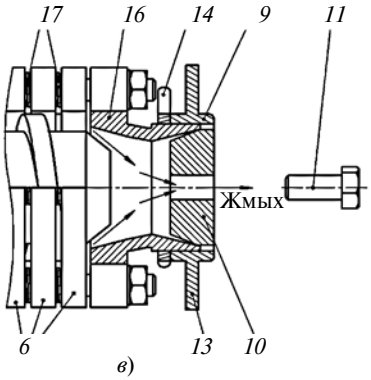
Прижимает зеерные пластины матрица *16*, на которой установлена обойма *9* с контргайкой *8*. Конусная втулка *10* соединена с обоймой *9* пластиной *12*. При вращении обоймы *9* рукояткой *13* происходит перемещение конусной втулки *10*, при котором увеличивается или уменьшается зазор между втулкой и матрицей *16*. Неподвижность обоймы *9* обеспечивает контргайка *8*, вращение которой осуществляется пальцем *14*. Во втулке *10* установлен винт *11*, который вывинчивается при закрытии зазора между обоймой *9* и матрицей *16* для получения гранулированных жмыхов.



а)



б)



в)

Пресс работает следующим образом. Включается электродвигатель с частотным преобразователем, который приводит во вращение шнеки *4*. Через воронку *2* засыпается смесь разных масличных культур. Ленточная навивка *18* шнеков обеспечивает интенсивное перемешивание масличных культур и их распределение. Продвигаясь по рабочей камере *3*, сырье попадает в зону транспортировки, где оно измельчается, спрессовывается и происходит отжим масла. Далее сырье попадает в зону непосредственного извлечения масла, еще больше уплотняется. Давление повышается и начинается интенсивное извлечение масла.

Возможность регулирования зазора между пластинами позволяет использовать пресс для большого ассортимента масличных культур, а также уменьшить попадание мезги в отжатое масло.

Степень извлечения масла регулируется обоймой *9* и конусной втулкой *10*, позволяющих изменять толщину жмыха на выходе. Максимально отрегулированная толщина жмыха исключает повторное прессование (экспеллирование).

Для получения жмыха в виде гранул обойма *9* выставляется таким образом, чтобы зазор между втулкой и матрицей стремился к нулю и при этом извлекают винт *11* из втулки *10*.

Предлагаемая конструкция пресса для отжима растительного масла из высоко- и низкомасличных культур позволяет:

обеспечить соосность соединения зеерных пластин между собой и, как следствие, надежность сборки;

интенсифицировать отжим масла подбором оптимальных параметров рабочей камеры и регулируемого зазора для выхода жмыха;

настроить пресс на большой ассортимент масличных культур регулированием зазора между пластинами;

осуществить нагрев камеры за счет сил диссипации, исключив использование электронагревателей;

уменьшить количество мезги в отжатом масле;

снизить металлоемкость благодаря оригинальной конструкции зеерной камеры

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Василенко В. Н., Копылов М. В., Накрайникова А. В.** Создание САПР "МАСЛОПРЕСС" // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 35—36.

2. **Василенко В. Н., Татаренков Е. А., Фролова Л. Н.** Создание энергосберегающих смесителей для различных компонентов // Вестник машиностроения. 2010. № 7. С. 66—68.

3. **Василенко В. Н., Фролова Л. Н., Драган И. В.** Разработка теоретических и технологических основ комплексной переработки масличного сырья: Монография. Воронеж: ВГУИТ, 2014. 148 с.

4. **Новое** в технологии купажирования растительных масел: Монография / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова и др. Воронеж: ВГУИТ, 2013. 225 с.

5. **Улучшение** системы менеджмента качества масложирового предприятия на основе совершенствования технологических процессов / В. Н. Василенко, В. М. Баутин, Л. Н. Фролова, И. В. Драган // Вестник ВГУИТ. 2012. № 1. С. 183—187.