ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

10
2010

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Короткин В. И., Сухов Д. Ю., Колосова Е. М. — Определение напряжений в основании прямых бочкообразных зубьев колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач . . . 3

Александров В. Ю., Климовский К. К. — Газовый эжектор с изобарической камерой смешения . . . 11

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Анализ многодвигательного электрогидропривода как исполнительного элемента САУ . . . 15

Попов М. Е., Буторин Д. В. — Моделирование точности изготовления длинномерных валов в среде T-FLEX CAD 3D . . . 23

Высоцкий М. С., Дубовик Д. А., Николаев Ю. И. — Оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильной машины . . . 29

Бондалётов В. П., Медведев В. И., Петров А. В. — Оценка надежности механизмов свободного хода в составе импульсной механической бесступенчатой передачи . . . 35

Сапьянов В. Ю., Бондарчук Д. А. — Влияние перекосных нагрузок на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции крана грузоподъемностью 100 т38

Рыбак А. Т., Богуславский И. В. — Совершенствование методики расчета системы приводов технологического оборудования . . . 39

Ефременков Е. А., Ан И-Кан — Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера—Савари . . . 47

Санаев Н. К., Гусейнов М. Р. — Элементарная ячейка в системном анализе конструкторско-технологических решений трибомеханических узлов дизелей . . . 51

Санинский В. А., Кочкин М. В., Щавлев А. А. — Система допусков и посадок разъемного соединения сборных коренных подшипников скольжения ДВС . . 54

Лушников Б. В. — Вибрационная диагностика динамических систем с сухим позиционным и вязким трением при свободных колебаниях . . . 58

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

Орлов А. В. — Контакт упругих тел, имеющих поверхности трения сложной формы . . . 61

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Носенко В. А., Носенко С. В. — Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с периодической правкой круга . . . 66

Украженко К. А. — Совершенствование методов построения модульных инструментальных систем . . . 72

Мокрицкий Б. Я. — Акустическая эмиссия как способ оценки свойств инструментальных материалов . . . 76

Попов А. В. — Оценка работоспособности алмазных шлифовальных кругов по скорости относительного изнашивания связки . . . 78

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 7 . . . 81

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Сердюк А. И., Рахматуллин Р. Р., Зеленин А. П. — Предпроектный анализ гибких производственных ячеек и средства поддержки принятия решений . . . 86

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Полунин В. Ф. — Аналитическое конструирование трансформаторов . . . 92

Иванов А. Н. — Выставка "Металлообработка—2010" . . . 93

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Korotkin V. I., Sukhov D. Yu., Kolosova E. M. — Determination of stresses in the root of straight barrel-shaped teeth of cylindrical involute gearings

Aleksandrov V. Yu., Klimovsky K. K. — Gas ejector with isobaric mixture chamber

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — Analysis of multimotor electro-hydraulic drive as an actuator component of automatic control system

Popov M. E., Butorin D. V. — Modeling of the long-length shafts production accuracy in the T-ELEX CAD 3D medium

Vysotsky M. S., Dubovik D. A., Nikolaev Yu. I. — Mismatch evaluation of angular rotation kinematics of controllable wheels of a mobile machine

Bondaletov V. P., Medvedev V. I., Petrov A. V. — Reliability evaluation of free-wheel clutch mechanisms numbering of a pulse mechanical continuously rated drive

Sap'anov V. Yu., Bondarchuk D. A. — Effect of skew loads upon the deflected mode of the crane's metalware of 100 tons carrying capacity

Rybak A. T., Boguslavsky I. V. — Improvement of drives system of the processing equipment calculation technique

Efremenkov E. A., An I-Kan — Determination of radii of curvature of cycloidal profiles using the Euler—Savari method

Sanaev N. K., Guseiinov M. R. — Unit cell in the system analysis of the engineering and design solutions of tribomechanical Diesel engine units

Saninsky V. A., Kochkin M. V., Shchavlev A. A. — System of tolerances and fittings of the detachable joint of built-up main slider bearings of internal-combustion engines

Lushnikov B. V. — Vibrating diagnostics of dynamic systems with dry positional and adhesive friction at free oscillations

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

Orlov A. V. — Contact of elastic bodies having the friction surfaces of complicated form

MANUFACTURING ENGINEERING

Nosenko V. A., Nosenko S. V. — Incidental and oncoming deep grinding of titanium alloy with periodical wheel dressing

Ukrazhenko K. A. — Improvement of modular tooling systems building technique

Mokritsky B. Ya. — Acoustical emission as an estimation method of the properties of tool materials

Popov A. V. — Evaluation of grinding wheels working capacity with respect to relative couplant wear rate

Series of articles "The theory and practice problems of the materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 4. Analysis of basic theoretical researches of cutting thermal physics. Part 7

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Serdyuk A. I., Rakhmatullin R. R., Zelenin A. P. — A preconstruction analysis of cell manufacturing systems and the decision-making support facilities

TECHNICAL INFORMATION

Polunin V. F. — An analytic design of the transformers

Ivanov A. N. — The exhibition "Metal processing—2010"

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Л. М. Мазурина*

Сдано в набор 03.08.2010. Подписано в печать 13.09.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,24. Заказ 788.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2010

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, Д. Ю. СУХОВ, Е. М. КОЛОСОВА, канд. физ.-мат. наук
(НИИМ и ПМ им. И. И. Воровича Южного федерального университета, г. Ростов-на-Дону),
e-mail:korotkin@math.rsu.ru

Определение напряжений в основании прямых бочкообразных зубьев колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач[1]

Приведены результаты моделирования пространственной контактной задачи применительно к продольно модифицированным (бочкообразным) зубьям колес цилиндрических эвольвентных прямозубых передач с учетом перекосов осей колес, вызванных технологическими погрешностями изготовления и сборки, а также деформациями деталей привода под нагрузкой. Даны формулы, таблицы и графики, удобные для инженерного расчета изгибных напряжений в основании зубьев, приведенные к виду, позволяющему при оценке прочности использовать рекомендуемые стандартом предельные напряжения, установленные для линейного контакта немодифицированных зубьев.

Ключевые слова: бочкообразный зуб, моделирование, изгибное напряжение, коэффициент формы зуба, площадка контакта, перекосы в зацеплении, коэффициент нагрузки.

Modeling results of spatial contact problem have been presented as applied to the longitudinally modified (barrel-type) teeth of wheels of cylindrical involute straight gears subject to a skews of the wheel's axes, conditioned by technological errors of making and assembling, and also by the deformations of the gear's elements under loading. Convenient formulas, tables, and graphs are presented for engineering calculation of bending stresses in the teeth roots, reduced to the form, allowing use at the strength estimation the ultimate stresses, recommended by a standard and stated for linear contact of unmodified teeth.

Keywords: barrel-shaped tooth, modeling, bending stress, tooth shape factor, contact surface, skews in the catching, load factor.

Известно, что цилиндрические эвольвентные передачи, проектируемые в расчете на теоретически линейный контакт поверхностей зубьев, весьма чувствительны к таким погрешностям, как непараллельность и перекос осей колес, погрешность направления линии зуба и т. п., вызывающим кромочный контакт и повышенные напряжения (как контактные в области контактной площадки, так и изгибные в основании зубьев), в результате чего снижается нагрузочная способность передачи. Это заставляет вводить расчетные коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, значения которых могут достигать 2 и более [1].

С целью ослабления или полного исключения торцевого кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих поверхностей зубьев (обычно одного из колес пары), придавая им, например, слегка бочкообразную форму [2]. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекатывание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца.

Необходимо иметь в виду, что продольная модификация поверхностей влечет за собой концентрацию напряжений в средней части зубчатого венца. Поэтому параметры модификации следует назначать такими, чтобы эта концентрация у бочкообразных зубьев не превышала кромочной концентрации напряжений у обычных зубьев, в противном случае продольная модификация бессмысленна.

Следует отметить, что в технической литературе не приводятся практически доступные обоснования параметров продольной модификации (величин отвода поверхностей сопряженных зубьев, радиусов продольной кривизны и т. д.), отвечающих вышеуказанному критерию. Чаще описываются технологические способы нарезания бочкообразных зубьев, сами же параметры модификации назначаются нередко вслепую, на глазок, что иногда

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФИИ 10-08-00031.

приводит к результату, противоположному ожидаемому.

Чтобы дать научное обоснование параметров продольной модификации поверхностей зубьев, надо прежде всего иметь достоверные сведения об их напряженно-деформированном состоянии (НДС).

Ниже рассмотрен вопрос об определении изгибных напряжений в основании бочкообразных зубьев, выполненных на базе стандартного исходного контура по ГОСТ 13755—81 ($\alpha = 20°$). Учитывая, что бочкообразные зубья работают в условиях локального контакта (объемного НДС), структура рабочей формулы изгибных напряжений σ_F может быть принята аналогичной структуре соответствующей формулы для зубчатых передач Новикова, также работающих в условиях локального контакта [3, 4]:

$$\sigma_F = 2TY_\varepsilon Y_{Vec} Y_{ae} K_F/(m^3 z), \qquad (1)$$

где T — передаваемый вращающий момент на зубчатом колесе пары; m —модуль зацепления; z — число зубьев зубчатого колеса; Y_ε — коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев, принимаемый по ГОСТу [1]; Y_{Vec} — приведенный объемный коэффициент формы зуба, представляющий собой приведенное максимальное местное напряжение в основании зуба, вызываемое единичной окружной сосредоточенной силой, приложенной к вершине бесконечно длинного зуба единичного модуля; Y_{ae} — приведенный коэффициент, учитывающий распределение нагрузки вдоль длины бесконечно длинного зуба, или продольную протяженность площадки контакта; K_F — коэффициент нагрузки.

Приведенный объемный коэффициент Y_{Vec} формы зуба. Подробно результаты определения коэффициента Y_{Vec} изложены в работе [5]. Термин "приведенный" (индекс "e") означает, что в качестве критериальных принимались не растягивающие, а эффективные (эквивалентные, октаэдрические) максимальные напряжения в галтели зуба, что позволяет, как показано в работе [6], при оценке изгибной прочности использовать предельные (или допускаемые) напряжения, установленные для линейного контакта [1].

Исследование проведено с помощью численного метода в конечно-элементной среде ANSYS. В качестве модели использован прямой зуб, находящийся под действием единичной сосредоточенной окружной силы $F_t = 1$ (или нормальной силы $F_n = \sec\alpha$), достаточно удаленной от торцов зуба и действующей под расчетным углом θ, определяемым геометрическими параметрами зуба (рис. 1). Профиль торцевого сечения зуба состоит из двух участков — эвольвенты ab и выкружки (галтели) bc, уравнения которых задавались в параметрическом виде и строились кусочно-гладкими отрезками

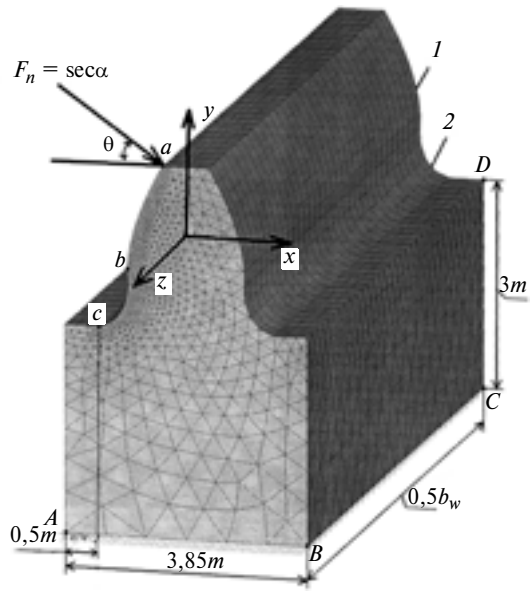


Рис. 1. Схема нагрузки модельного зуба сосредоточенной силой:
1 — эвольвентная поверхность; *2* — поверхность галтели (выкружки)

Таблица 1

Отклонения ΔY_{FS} и ΔP

z	x^*	Y_{FS}		ΔY_{FS}, %	P	ΔP, %
		Работа [7]	ANSYS			
40	−0,5	4,24	4,28	+0,9	4,224	−1,3
30	−0,2	4,14	4,16	+0,5	4,071	−2,1
60		3,82	3,77	−1,3	3,687	−2,2
17	0	4,30	4,39	+2,1	4,309	−1,8
30		3,86	3,92	+1,6	3,830	−2,3
60		3,73	3,69	−1,1	3,634	−1,5
14	+0,2	4,05	4,13	+2,0	4,047	−2,0
25		3,81	3,80	−0,3	3,712	−2,3
40		3,68	3,67	−0,3	3,609	−1,7
12	+0,5	3,55	3,65	+2,8	3,546	−2,8
30		3,61	3,52	−2,5	3,442	−2,2
20	+0,8	3,25	3,25	0	3,182	−2,1

прямых. Параметры жесткой заделки зуба, компенсирующей отброшенную часть обода зубчатого колеса, а также число элементов сетки разбиения подбирались таким образом, чтобы получаемые при решении плоской задачи (для торцевого сечения) коэффициенты Y_{FS} формы зуба минимально отличались от известных [7], полученных методом конформного отображения, подтвержденных экспериментально и используемых в стандартных расчетах [1]. Такое тестирование при условии переноса на объемную модель установленных параметров заделки (по плоскости ABC) дает возможность в дальнейшем объективно сопоставить НДС в основании бочкообразных и обычных зубьев в объемном

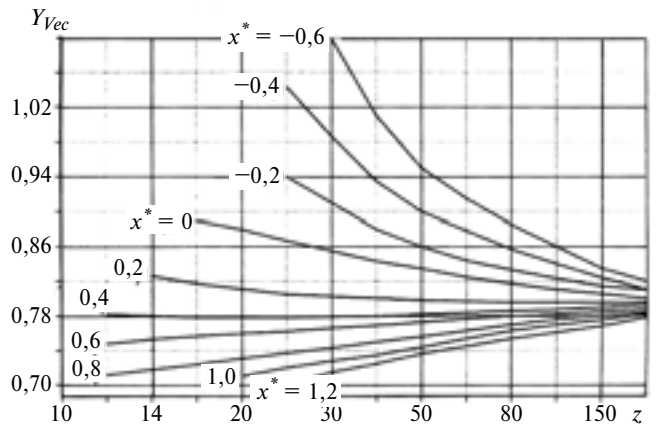


Рис. 2. График для определения приведенного объемного коэффициента Y_{Vec} зуба в зависимости от числа z зубьев колеса и коэффициента x^* смещения исходной рейки при нарезании

случае, т. е. при действии сосредоточенной силы. Дополнительным критерием правильности расчетов служило доказанное в работе [8] положение о том, что площадь P эпюры растягивающих напряжений σ_{Fc} зуба вдоль его длины от сосредоточенной силы равна напряжению при плоском изгибе или, переходя к безразмерным коэффициентам,

$$Y_{FS} = P = \int_{-\infty}^{\infty} Y_{Vcz} \mathrm{d}z. \qquad (2)$$

В табл. 1 приведен небольшой фрагмент из работы [5] отклонений ΔY_{FS} значений Y_{FS}, определенных в работе [7], от вычисленных по программе ANSYS, а также отклонений ΔP значений P от Y_{FS}, вычисленных по программе ANSYS, для различных чисел z зубьев и коэффициентов x^* смещений исходной рейки, дающий представление о достаточно приемлемом уровне указанных отклонений.

Для методической стройности дальнейшего изложения ниже приведены также графики (рис. 2) и приближенные (погрешность 2 %) аппроксимационные формулы (3), (4) для определения приведенного объемного коэффициента Y_{Vec} в зависимости от z и x^* [5]:

для области $0 \leqslant x^* \leqslant 1{,}2$, т. е. положительных значений коэффициентов смещений исходной рейки,

$$Y_{Vec} = 0{,}8 + \frac{1{,}53}{z} - \frac{1{,}6\sqrt{\ln z}(x^*)^{0{,}613}}{z^{0{,}925}}; \qquad (3)$$

для области $-0{,}6 \leqslant x^* \leqslant 0$, т. е. отрицательных значений коэффициентов смещении исходной рейки,

$$Y_{Vec} = 0{,}8 + \frac{1{,}53}{z} + \frac{160|x^*|^{1{,}428}}{z^{1{,}675}}. \qquad (4)$$

Здесь и далее верхним индексом "*" помечены линейные величины для единичного модуля зацепления.

Приведенный коэффициент Y_{ae}, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта вдоль длины зуба. При зацеплении пары зубчатых колес нагрузка распределена по очень узкой, вытянутой вдоль длины бочкообразных зубьев, условно эллиптической контактной площадке с малой (b_H) и большой (a_H) полуосями эллипса.

Если приведенное эффективное изгибное напряжение от действия распределенной нагрузки (при условии достаточного удаления площадки контакта от торцов зубьев) обозначить σ_{Fed}, а от действия сосредоточенной силы — σ_{Fec}, то можно записать:

$$\sigma_{Fed} = Y_{ae}\sigma_{Fec}. \qquad (5)$$

Ранее [5] было установлено, что эффективное напряжение σ_{Fec} и приведенный объемный коэффициент Y_{Vec} связаны зависимостью

$$Y_{Vec} = \sigma_{Fec} m^2/F_t. \qquad (6)$$

На основании равенств (5) и (6) получим:

$$Y_{ae} = \sigma_{Fed}/\sigma_{Fec} = \sigma_{Fed} m^2/(Y_{Vec}F_t). \qquad (7)$$

Обозначив в равенстве (7) $\sigma_{Fed} m^2/F_t$ как Y_{Ved} — безразмерный параметр, выражающий приведенное напряжение от единичной распределенной окружной силы при единичном модуле, получим:

$$Y_{ae} = Y_{Ved}/Y_{Vec}. \qquad (8)$$

При решении контактной задачи выбрана модель, соответствующая действию ножки зуба сопряженного (парного) зубчатого колеса на вершинную кромку головки исследуемого зуба с той же нормальной силой F_n, под тем же углом θ и при аналогичной заделке зуба, как это было и при рассмотрении действия на зуб сосредоточенной силы (см. рис. 1).

Поскольку ножка зуба парного колеса претерпевает практически только контактные деформации (изгибными можно пренебречь в силу их ничтожности из-за чрезвычайно малого плеча действующей на ножку силы), то для упрощения модели ножка парного зуба заменена упругим индентором с профильным радиусом r кривизны эвольвенты ножки в контактной точке. В продольном направлении, т. е. вдоль длины зуба, индентору придана кривизна радиуса R, что соответствует условию локального контакта бочкообразных зубьев. Описанная модель представлена на рис. 3. В приповерхностном слое обоих тел была выделена зона регулярного разбиения, которая в виде эквидистантных эвольвентных поверхностей углублялась внутрь зуба *2* на некоторую величину. Для построения самой эвольвентной поверхности и поверхности выкружки была использована сплайн-интерполяция второго порядка. Конечно-элементная модель была

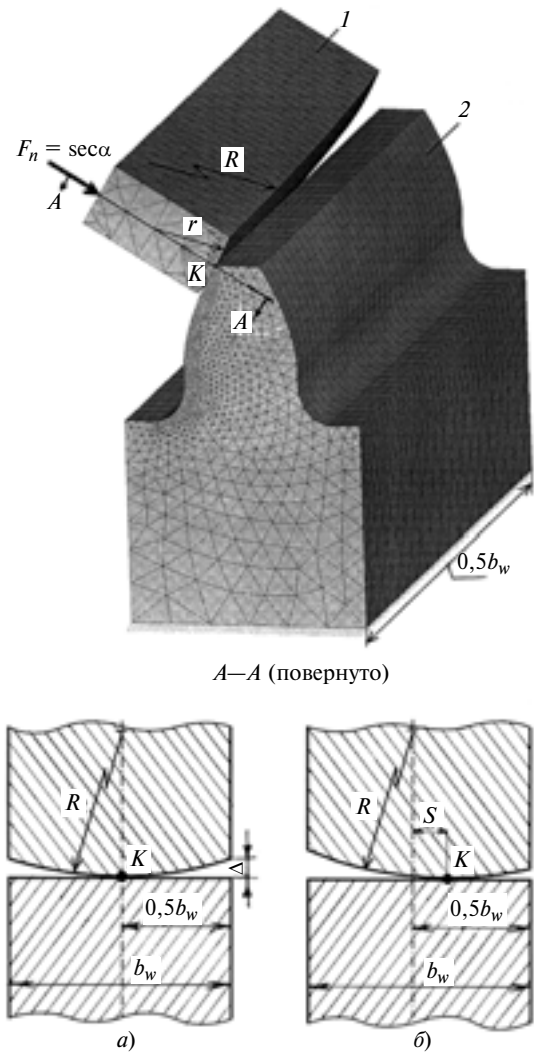


Рис. 3. Модель контактного взаимодействия упругого индентора *1* и зуба *2*:
а — симметричная задача — точка *K* контакта посредине длины b_w зуба; *б* — несимметричная задача — точка *K* смещена от середины на величину *S*

сформирована с применением квадратичных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA174 — TARGE 170. Граничные условия для эвольвентного зуба *2* остались аналогичными таковым в задаче о действии на зуб сосредоточенной силы.

Для индентора *1* ставились следующие граничные условия: торцевая плоскость, проходящая через точку *K* первоначального контакта, являлась плоскостью симметрии; нагрузка прилагалась к верхней плоскости индентора, перпендикулярной нормали к эвольвентной поверхности в точке *K*; верхняя плоскость индентора *1* перемещалась параллельно самой себе строго в направлении действия нормальной силы.

Как показали исследования, основное влияние на исследуемый параметр Y_{ae} оказывает величина a_H^* большой полуоси контактного эллипса, рассчитываемая по формуле Герца.

Здесь необходимо заметить следующее. В действительности продольная протяженность контактной площадки несколько превышает герцевскую величину, что связано с влиянием деформации изгиба зуба. Однако, как показал анализ, корреляция между действительной и расчетной величинами a_H^* настолько тесная, что вполне допустимо параметр Y_{ae} как функцию поставить в зависимость от аргумента a_H^*, вычисленного по формуле Герца.

Поскольку радиус *R* индентора весьма велик по сравнению с радиусом *r*, контактный эллипс имеет эксцентриситет, близкий к 1, а его малая полуось чрезвычайно мала в сравнении с большой и не оказывает какого-либо влияния на характер распределения нагрузки, которую можно считать распределенной только вдоль большой полуоси.

Как известно, величина a_H вычисляется с помощью эллиптических интегралов. Для рассматриваемого случая, когда $R \gg r$, можно воспользоваться табл. 2, в которой *K*, *F* — полные эллиптические интегралы модуля $e = \sin\mu$ [9]; $\bar{\beta}$ — отношение b_H/a_H; $C_{\alpha\beta} = \rho_\alpha/\rho_\beta$ — отношение меньшего (профильного) приведенного главного радиуса ρ_α кривизны контактирующих поверхностей к большему (продольному) приведенному главному радиусу ρ_β в точке контакта; n_e — коэффициент, зависящий от эллиптических интегралов.

Перечисленные параметры, вычисляемые через эллиптические интегралы, при коэффициенте Пуассона $\nu = 0{,}3$ равны [10]:

$$C_{\alpha\beta} = (K - F)/(F\bar{\beta}^{-2} - K);$$
$$n_e = 1{,}2023[(K - F)/(1 - \bar{\beta}^2)]^{1/3};$$
$$a_H = n_e(F_n\rho_\beta/E)^{1/3}.$$

Однако в процессе различных преобразований пользоваться эллиптическими интегралами неудобно. Поэтому на основе табл. 2 нами предложена практически приемлемая приближенная зависимость

$$n_e = 1{,}5\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}038}, \qquad (9)$$

и тогда при одинаковых для контактирующих тел модулях упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа имеем:

$$a_H = 2{,}565 \cdot 10^{-2}\, C_{\alpha\beta}^{-0{,}038}\,(F_1\rho_\beta/\cos\alpha)^{1/3}. \qquad (10)$$

Параметр Y_{Ved} определяли в ходе решения симметричной (относительно торцевой плоскости)

Таблица 2

Теоретические значения используемых параметров контакта, вычисленные с помощью эллиптических интегралов

μ°	*K*	*F*	β	$C_{\alpha\beta}$	n_e
89,9	7,7371	1,0000	0,001745	0,00002052	2,271
89,46	6,0549	1,0002	0,00942	0,0004444	2,063
89	5,4349	1,0008	0,01745	0,00135	1,975
87	4,3387	1,0053	0,05234	0,00919	1,798
85	3,8317	1,0127	0,08716	0,02177	1,703

контактной задачи при расположении контактной точки K посредине длины зуба (см. рис. 3, *а*), значения параметра Y_{Vec} заимствовали из работы [5], а искомый параметр Y_{ae} вычисляли по формуле (8). При этом рабочую длину b_w зуба выбирали достаточной для исключения влияния торцов на НДС.

В табл. 3 приведены результаты численного определения параметра Y_{Ved} и искомого параметра $Y_{ae} = f(a_H^*)$ при $m = 1$ мм, $r^* = 4$, $b_w^* = 16 \div 20$, $x^* = 0$ для различных z, начиная с $z = 17$ (так как из условия неподрезания ножки зуба при $x^* = 0$ имеем $z_{\min} = 17$), а на рис. 4 показаны компьютерные графики распределения растягивающего напряжения σ_{Fd} вдоль выкружки (рис. 4, *а*) и его максимального значения вдоль длины зуба (рис. 4, *б*) для примера с вышеуказанными параметрами и $z = 17$, $F_t = 500$ Н, $a_H^* = 4$. По осям абсцисс отложены на рис. 4, *а* — длина l дуги выкружки, отсчитываемая от точки ее сопряжения с эвольвентой; на рис. 4, *б* — расстояние b вдоль длины зуба распределения максимального напряжения σ_{Fd}, начиная от сечения, в котором действует сила.

Таблица 3

Результаты расчета параметра Y_{ae} при $m = 1$ мм, $r^* = 4$, $b_w^* = 16 \div 20$, $x^* = 0$

Номер п/п	Исходные данные				Результаты расчета		
	z	R, мм	F_t, Н	a_H^*	Y_{Vec}	Y_{Ved}	Y_{ae}
1	17	50	1	0,109	0,885	0,856	0,967
2		800		0,304		0,846	0,956
3		4000		0,553		0,837	0,946
4		10 000		0,778		0,824	0,931
5		4000	100	2,57		0,588	0,664
6		800	1000	3,04		0,521	0,589
7		10 000	100	3,61		0,476	0,538
8		4000	1000	5,53		0,338	0,382
9	20	800	1	0,304	0,875	0,828	0,946
10		10 000		0,777		0,805	0,920
11		800	1000	3,04		0,496	0,567
12		4000		5,53		0,313	0,358
13	25	800	1	0,303	0,868	0,804	0,926
14		10 000		0,775		0,780	0,899
15		800	1000	3,03		0,479	0,552
16		4000		5,51		0,302	0,348
17	30	800	1	0,303	0,856	0,793	0,926
18		4000		0,550		0,781	0,912
19		10 000		0,774		0,767	0,896
20		4000	100	2,55		0,531	0,620
21		800	1000	3,03		0,469	0,548
22		10 000	100	3,59		0,426	0,498
23		4000	1000	5,50		0,295	0,344
24	60	800	1	0,301	0,819	0,763	0,932
25		4000	1	0,547		0,748	0,913
26		10 000	1	0,769		0,735	0,897
27		4000	100	2,54		0,508	0,620
28		800	1000	3,01		0,448	0,547
29		10 000	100	3,57		0,407	0,497
30		4000	1000	5,47		0,284	0,347
31	100	4000	1000	5,45	0,810	0,278	0,343
32	150	800	1	0,299	0,800	0,746	0,933
33		4000		0,544		0,732	0,915
34		10 000		0,765		0,718	0,898
35		4000	100	2,53		0,502	0,628
36		800	1000	2,99		0,439	0,549
37		10 000	100	3,55		0,397	0,496
38		4000	1000	5,44		0,277	0,346
39	200	800	1	0,299	0,798	0,744	0,932

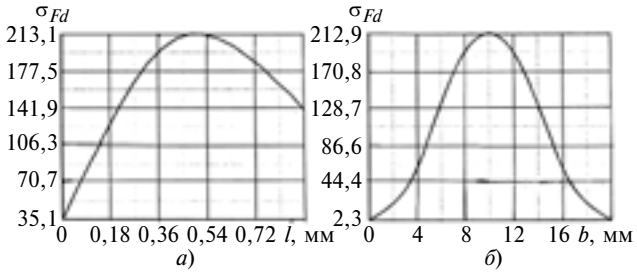


Рис. 4. Компьютерные графики растягивающих напряжений σ_{Fd} вдоль выкружки (*а*) и вдоль длины зуба (*б*), полученные в процессе решения симметричной ($S^* = 0$) контактной задачи при моделировании зуба:

$m = 1$ мм; $b_w^* = 20$; $r^* = 4$; $z = 17$; $x^* = 0$; $F_t/m^2 = 500$ МПа; $\rho_\alpha^* = 2{,}25$; $a_H^* = 4$; $\sigma_{Fed} = 216{,}4$

Помимо a_H^* при моделировании исследовалось влияние на коэффициент Y_{ae} таких параметров, как m, F_t, z, x^*, r, R. При этом установлено следующее.

1. При изменении силы F_t и модуля m (и, соответственно, пропорциональных модулю параметров x, r и R) таким образом, что отношение F_t/m^2 остается неизменным, величина a_H^* и, следовательно, коэффициент Y_{ae} также не изменяются. В этом случае об отношении F_t/m^2 можно говорить как о факторе, характеризующем напряженность зуба.

2. Параметр x^* практически не оказывает влияния на Y_{ae}.

3. Параметры z и r оказывают незначительное влияние на Y_{ae}, причем влияние числа зубьев наблюдалось только в диапазоне $z = 17 \div 30$.

Обработка результатов моделирования позволила вывести следующую приближенную (погрешность 4 %) аппроксимационную формулу:

$$Y_{ae} = 1 - 0{,}97(\rho_\alpha^*)^{0{,}038} \times$$
$$\times \left[\frac{0{,}12(a^*)^2}{1 + 0{,}21a^* + 0{,}12(a^*)^2} + 0{,}0031(z - 17)\right], \quad (11)$$

(при $z < 17$ следует в формулу (11) подставлять $z = 17$, а при $z > 30$ —подставлять $z = 30$).

Коэффициент K_F нагрузки. Следуя стандартной методологии [1], коэффициент нагрузки можно представить в виде:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\alpha} K_{F\beta}, \quad (12)$$

где K_A и K_{Fv} — коэффициенты учета внешней и внутренней динамической нагрузки; $K_{F\alpha}$ — коэффициент учета распределения нагрузки между

зубьями; $K_{F\beta}$ — коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.

Что касается коэффициентов K_A, $K_{F\alpha}$ и K_{Fv}, то их определение в первом приближении может быть выполнено по ГОСТу [1], т. е. как для передач с обычными зубьями. При этом логично предположить, что при таком подходе напряжения для передач с бочкообразными зубьями окажутся несколько завышенными, так как реальные значения коэффициентов $K_{F\alpha}$ и K_{Fv} для них будут заведомо ниже значений соответствующих расчетных коэффициентов для передач с обычными зубьями. Подобное предположение основано на том, что, во-первых, контактная жесткость бочкообразных зубьев в силу локального характера контакта ниже, чем обычных, и во-вторых, торцы бочкообразных зубьев, в отличие от обычных, не претерпевают резких кромочных ударов при пересопряжениях.

Определение же коэффициента $K_{F\beta}$ для бочкообразных зубьев по сравнению с его определением для обычных зубьев имеет свою специфику, поскольку продольная модификация поверхностей как раз и предназначена для снижения торцевой концентрации нагрузки, и, следовательно, коэффициента $K_{F\beta}$.

Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Выше указывалось, что при наличии различных перекосов в зацеплении происходит перекатывание поверхностей бочкообразных зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца. Обращаясь к рис. 3, *б*, заметим, что в этом случае точка K первоначального контакта переместится на некоторую величину S от середины зубчатого венца к его торцу:

$$S = \gamma_\Sigma R. \qquad (13)$$

Здесь суммарный угол γ_Σ перекоса может быть представлен как

$$\gamma_\Sigma = \gamma_т + \gamma_д, \qquad (14)$$

где $\gamma_т$ — угол перекоса, вызываемый технологическими погрешностями изготовления и сборки зубчатой пары; $\gamma_д$ — угол перекоса, вызываемый деформациями деталей под нагрузкой и определяемый при известной конструкции привода методами, изложенными, например, в работе [2], или ориентировочно принимаемый в проектных расчетах равным (0,0005 ÷ 0,002) рад. [2].

Угол $\gamma_т$ зависит от степени точности зубчатых колес по нормам контакта [11], он носит вероятностный характер и в соответствии с работами [2] и [4] может быть вычислен по зависимости

$$\gamma_т = \eta\sqrt{F_{\beta 1}^2 + F_{\beta 2}^2 + (f_x \sin\alpha)^2 + (f_y \cos\alpha)^2}\,/(K_c b_w), \qquad (15)$$

где $F_{\beta 1,\,2}$ — допуск на направление зуба (здесь и далее нижний индекс "1" относится к ведущей шестерне, индекс "2" — к ведомому колесу); f_x — допуск непараллельности осей передачи; f_y — допуск на перекос осей передачи; K_c —коэффициент, зависящий от закона распределения погрешностей, при нормальном распределении $K_c = 3$; η — коэффициент, зависящий от принятой "степени риска", при рекомендуемой "степени риска", равной 3 %, $\eta = 2{,}17$ [4].

Учитывая, что согласно ГОСТу [11] $F_{\beta 1} = F_{\beta 2} = F_\beta = f_x$, $f_y = 0{,}5F_\beta$, $\alpha = 20°$, получим на основании выражения (15) простую расчетную формулу

$$\gamma_т = 1{,}1F_\beta/b_w. \qquad (16)$$

Несимметричный случай контактной задачи ($S \neq 0$ — см. рис. 3, *б*) рассматривался в той же постановке, что и симметричный. Перекатывание индентора *1* по поверхности зуба *2* моделировалось параллельным переносом его тела на соответствующее расстояние S вдоль длины зуба.

Моделирование несимметричной контактной задачи в широком диапазоне геометрических параметров передач показало, что на величину σ_{FedS} максимального эффективного напряжения определяющее влияние оказывают в основном два фактора: отношение a_H/b_w и, разумеется, угол γ_Σ (т. е. смещение S). Что касается других параметров (m, F_t, z, x^*, r, R), то их влияние оказалось практически таким же, как и для симметричного случая.

Выбор отношения a_H/b_w (и, следовательно, a_H) достаточно произволен, однако необходимо помнить, что помимо вычисления изгибных должны при этом контролироваться и контактные напряжения на площадке контакта. (Вопрос о контактных напряжениях в данной работе не рассматривается, являясь предметом отдельных исследований).

Выбрав из тех или иных соображений отношение a_H/b_w и определив требуемое значение a_H, находят из формулы (10) необходимый продольный радиус $\rho_\beta = R$, при котором под действием заданного усилия F_t должна обеспечиваться величина a_H:

$$\rho_\beta^* = 1{,}806 \cdot 10^4 (a_H^*)^{2{,}69} (\rho_\alpha^*)^{0{,}103} (F_t/m^2)^{-0{,}897}. \qquad (17)$$

Попутно отметим, что, зная ρ_β (т. е. R), легко определить величину Δ торцевого отвода поверхностей зубьев (называемую иногда степенью бочкообразности), необходимую для наладки зубообрабатывающего станка:

$$\Delta = b_w^2/(8\rho_\beta). \qquad (18)$$

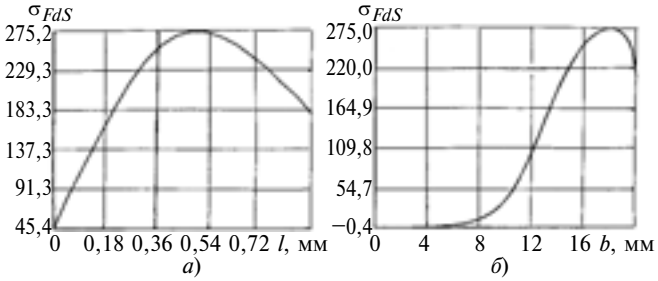


Рис. 5. Компьютерные графики растягивающих напряжений σ_{FdS} вдоль выкружки (*а*) и вдоль длины зуба (*б*), полученные в процессе решения несимметричной ($S \neq 0$) контактной задачи при моделировании зуба:
$m = 1$ мм; $b_w^* = 20$; $r^* = 4$; $z = 17$; $x^* = 0$; $F_t/m^2 = 500$ МПа; $\rho_\alpha^* = 2{,}25$; $a_H^* = 4$; $S^* = 8$; $\sigma_{FedS} = 280{,}3$

Таблица 4

Коэффициент $K_{F\beta}$ для передачи с параметрами: $m = 1$ мм; $b_w = 20$; $r^* = 4$; $z = 17$; $x^* = 0$; $F_t/m^2 = 500$ МПа; $\rho_\alpha^* = 2{,}25$

a_H/b_w	a_H^*	ρ_β^*	Y_{Ved}	S^*	Y_{Ved}	$K_{F\beta}$
0,1	2	481	0,661	3 5 6 7 8 9	0,660 0,660 0,668 0,706 0,792 0,946	1,000 1,000 1,011 1,068 1,198 1,431
0,2	4	3101	0,433	1 2 4 6 8 9	0,433 0,434 0,434 0,470 0,560 0,622	1,000 1,000 1,000 1,085 1,293 1,436
0,25	5	5653	0,359	1,7 3,5 5 6 7,5 9	0,358 0,366 0,382 0,404 0,454 0,512	1,000 1,019 1,064 1,125 1,265 1,426
0,3	6	9231	0,304	1,3 2,7 4 6 8 9	0,303 0,310 0,324 0,360 0,414 0,442	1,000 1,020 1,066 1,184 1,362 1,454
0,4	8	20 014	0,229	1 3 5 7 8 9	0,250 0,262 0,284 0,314 0,332 0,348	1,092 1,144 1,240 1,371 1,450 1,520
0,5	10	36 477	0,182	1 3 5 7 8 9	0,228 0,234 0,248 0,268 0,279 0,290	1,253 1,286 1,363 1,473 1,534 1,593

На рис. 5 показаны компьютерные графики для того же примера, что и на рис. 4, но при $S^* = 8$, а в табл. 4 приведены подробные результаты моделирования для одного из примеров — $z = 17$, $x^* = 0$.

На графиках видно, что максимальное растягивающее напряжение σ_{FdS} смещено от середины в сторону торца, а его максимальное значение превосходит значение σ_{Fd} на рис. 4.

Искомый коэффициент $K_{F\beta}$ определяли по формуле:

$$K_{F\beta} = \sigma_{FedS}/\sigma_{Fed} = Y_{VedS}/Y_{Ved}. \qquad (19)$$

Например, по данным рис. 4 и 5 получим:

по рис. 4: $Y_{Ved} = \sigma_{Fed}/(F_i/m^2) = 216{,}4/500 = 0{,}433$;

по рис. 5: $Y_{VedS} = \sigma_{FedS}/(F_t/m^2) = 280{,}3/500 = 0{,}560$,

и тогда $K_{F\beta} = Y_{VedS}/Y_{Ved} = 0{,}560/0{,}433 = 1{,}293$.

Моделирование осуществлялось при $b_w^* = 20$. Чтобы распространить полученные результаты на любое значение b_w^*, введен нормированный параметр

$$t = 20S^*/b_w^*, \qquad (20)$$

используемый в итоговой расчетной табл. 5 и на графике $K_{F\beta} = f(a_H/b_w, t)$ — рис. 6.

Интересно отметить, что при $a_H/b_w \leqslant 0{,}3$ значения $K_{F\beta}$ равны или близки к 1 даже при средних значениях $t = 5$, а при $a_H/b_w > 0{,}3$ значения $K_{F\beta}$ начинают заметно превышать 1 уже при малых $t = 1$. Последнее объясняется тем, что при значительных a_H/b_w на НДС начинают влиять оба торца даже при $t = 0$. Во избежание существенного влияния торцов на НДС зубьев рекомендуется принимать $t \leqslant 9$ и $a_H/b_w \leqslant 0{,}5$.

Выполненное исследование позволяет с помощью формул (3), (4), (11), (17), графиков (см. рис. 2, 6) и табл. 5 определять изгибные напряжения в основании бочкообразных зубьев колес прямозубых цилиндрических эвольвентных передач при наличии различных перекосов в зацеплении.

Пример расчета. Пусть требуется определить изгибное напряжение в основании бочкообразных зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса цилиндрических эвольвентных прямозубых передач по следующим исходным данным: $m = 5$ мм, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $b_w = 80$ мм; $x_1^* = 0{,}4$; $x_2^* = -0{,}4$; $T_2 = 2400$ Н · м (на ведомом колесе); зубчатые колеса изготовлены на основе исходного контура по ГОСТ 13755—81 ($\alpha = 20°$) и имеют 9-ю степень точности по нормам контакта [11].

Согласно ГОСТу [1] принимаем: $Y_\varepsilon = K_A = K_{F\alpha} = K_{Fv} = 1$, а по рекомендациям работы [2] принимаем угол $\gamma_д$ перекоса, вызванный деформа-

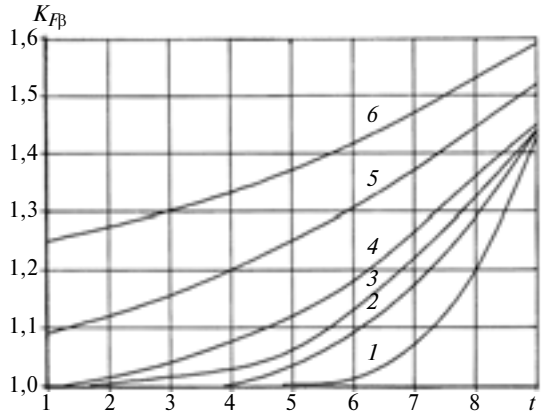


Рис. 6. График для определения коэффициента $K_{F\beta}$ концентрации изгибных напряжений при перекосах: a_H/b_w = 0,1 (*1*); 0,2 (*2*); 0,25 (*3*); 0,3 (*4*); 0,4 (*5*); 0,5 (*6*)

Таблица 5

Коэффициент $K_{F\beta}$ в зависимости от a_H/b_w и t

$a_H/b_w = 0{,}1$	t	3	5	6	7	8	9
	$K_{F\beta}$	1,00	1,00	1,01	1,07	1,20	1,43
$a_H/b_w = 0{,}2$	t	1	2	4	6	8	9
	$K_{F\beta}$	1,00	1,00	1,00	1,09	1,29	1,44
$a_H/b_w = 0{,}25$	t	1,7	3,5	5	6	7,5	9
	$K_{F\beta}$	1,00	1,02	1,06	1,13	1,27	1,43
$a_H/b_w = 0{,}3$	t	1,3	2,7	4	6	8	9
	$K_{F\beta}$	1,00	1,02	1,07	1,18	1,36	1,45
$a_H/b_w = 0{,}4$	t	1	3	5	7	8	9
	$K_{F\beta}$	1,09	1,14	1,24	1,37	1,45	1,52
$a_H/b_w = 0{,}5$	t	1	3	5	7	8	9
	$K_{F\beta}$	1,25	1,29	1,36	1,47	1,53	1,59

цией деталей привода под нагрузкой, равным 0,0007 рад. Тогда формула (1) примет упрощенный вид: $\sigma_{F1,2} = 2000T_2(Y_{VedS})_{1,2}/(m^3z_2)$, где $(Y_{VeSd})_{1,2} = Y_{Vec1,2}Y_{ae1,2}K_{F\beta1,2}$.

Решение:

1. По формулам (3) и (4) находим:

$$Y_{Vec1} = 0{,}8 + 1{,}53/20 - 1{,}6\sqrt{\ln 20}\cdot 0{,}4^{0{,}613}/20^{0{,}925} = 0{,}778;$$

$$Y_{Vec2} = 0{,}8 + 1{,}53/60 + 160\cdot 0{,}4^{1{,}428}/60^{1{,}675} = 0{,}871.$$

2. Задаемся отношением $a_H/b_w = 0{,}3$. Тогда $a_{H1} = 24$ мм, $a^*_{H1} = 4{,}8$.

3. Пользуясь известными [12] формулами, определяем, что профильный приведенный главный радиус кривизны в контакте вершины шестерен $z_1 = 20$ с ножкой колеса $z_2 = 60$ составляет $(\rho^*_\alpha)_1 = 3{,}41$, а в контакте вершины колеса $z_2 = 60$ с ножкой шестерни $z_1 = 20 - (\rho^*_\alpha) = 1{,}548$.

4. По формуле (11) находим:

$$Y_{ae1} = 1 - 0{,}97\cdot 3{,}41^{0{,}038}\times\left[\frac{0{,}12\cdot 4{,}8^2}{1+0{,}21\cdot 4{,}8+0{,}12\cdot 4{,}8^2} + 0{,}0031(20-17)\right] = 0{,}402.$$

5. Согласно ГОСТу [11] $F_\beta = 0{,}040$ мм; тогда на основании формул (16) и (14) имеем:

$$\gamma_\Sigma = 1{,}1\cdot 0{,}04/80 + 0{,}0007 = 0{,}000125 \text{ рад.}$$

6. Определяем окружную силу

$$F_t = 2000T_2/(mz_2) = 2000\cdot 2400/(5\cdot 60) = 16\,000 \text{ Н.}$$

Тогда фактор $F_t/m^2 = 16\,000/25 = 640$ МПа.

7. По формуле (17) находим продольный приведенный главный радиус кривизны:

$$\rho^*_\beta = 1{,}806\cdot 10^4\cdot 4{,}8^{2{,}69}\cdot 3{,}41^{0{,}103}\cdot 640^{-0{,}897} = 4236.$$

8. По формулам (13) и (20) определяем $S^* = 0{,}00125\cdot 4236 = 5{,}3$, $t = 5{,}3\cdot 20/16 = 6{,}62$.

9. По табл. 5 или рис. 6 с помощью линейной интерполяции для $t = 6{,}62$ и $a_{H1}/b_w = 0{,}3$ определяем $K_{F\beta1} = 1{,}24$.

10. Находим: $(Y_{VedS})_1 = 0{,}778\cdot 0{,}402\cdot 1{,}24 = 0{,}388$.

11. Искомое изгибное напряжение в основании зуба шестерни: $\sigma_{F1} = 2000\cdot 2400\cdot 0{,}388/(5^3\cdot 60) = 248$ МПа.

12. Для контакта головки колеса с ножкой шестерни $C_{\alpha\beta} = 1{,}548/4236 = 0{,}00036544$, тогда по формуле (10) находим:

$$a_{H2} = 2{,}565\cdot 10^{-2}\times 0{,}00036544^{-0{,}038}(16\,000\cdot 4236\cdot 5/\cos 20^\circ)^{1/3} = 24{,}66 \text{ мм},\ a^*_H = 24{,}66/5 = 4{,}93,$$

$$a_{H2}/b_w = 24{,}66/80 = 0{,}31.$$

13. Определяем:

$$Y_{ae2} = 1 - 0{,}97\cdot 1{,}548^{0{,}038}\times\left[\frac{0{,}12\cdot 4{,}93^2}{1+0{,}21\cdot 4{,}93+0{,}12\cdot 4{,}93^2} + 0{,}0031(30-17)\right] = 0{,}379.$$

14. По табл. 5 или рис. 6 с помощью линейной интерполяции для $t = 6{,}62$ и $a_{H2}/b_w = 0{,}31$ определяем $K_{F\beta2} = 1{,}25$.

15. Находим: $(Y_{VedS})_2 = 0{,}871\cdot 0{,}379\cdot 1{,}25 = 0{,}413$.

16. Искомое изгибное напряжение в основании зуба колеса:

$$\sigma_{F2} = 2000\cdot 2400\cdot 0{,}413/(5^3\cdot 60) = 264 \text{ МПа.}$$

17. По формуле (18) определяем величину Δ торцевого отвода поверхностей зубьев, необходимую для наладки зубообрабатывающего станка:

$$\Delta = 80^2/(8 \cdot 5 \cdot 4236) = 0{,}038 \text{ мм}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.
2. **Часовников Л. Д.** Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.
3. **Передачи** зубчатые Новикова с твердостью поверхностей зубьев НВ ⩾ 350. Расчет на прочность. Методические рекомендации МР 221-86. М.: ВНИИНМАШ, 1987. 86 с.
4. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.
5. **Короткин В. И., Колосова Е. М., Сухов Д. Ю.** Коэффициент формы зуба при расчете на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. 2009. № 5. С. 78—84.
6. **Яковлев А. С.** К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. 1985. № 6. С. 13—16.
7. **Устиненко В. Л.** Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М.: Машиностроение, 1972. 92 с.
8. **Яковлев А. С.** К определению напряжений изгиба в зубьях цилиндрических передач методом граничных конечных элементов // Машиноведение. 1982. № 2. С. 89—94.
9. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике: Пер. с англ. М.: Наука, 1970. 720 с.
10. **Ковальский Б. С.** Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ, 1967. 233 с.
11. **ГОСТ 1643—81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1981. 69 с.
12. **ГОСТ 16532—70.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1971. 42 с.

УДК 621.176.5

В. Ю. АЛЕКСАНДРОВ, К. К. КЛИМОВСКИЙ, кандидаты технических наук
(ЦИАМ им. П. И. Баранова, г. Москва)

Газовый эжектор с изобарической камерой смешения

Представлен метод расчета газового эжектора с изобарической камерой смешения суживающейся формы, проведено сравнение эффективности эжекторов с изобарической и цилиндрической камерами смешения.

Ключевые слова: эжектор, цилиндрическая камера смешения, изобарическая камера смешения, полное давление.

In the paper the calculation technique of gas ejector with isobaric mixture chamber of narrowing form is presented. The efficiency comparison of ejectors with isobaric and cylindrical mixture chambers has been made.

Keywords: ejector, cylindrical mixture chamber, isobaric mixture chamber, total pressure.

Известны две классические схемы газовых эжекторов: с цилиндрической (ЦКС) и изобарической (ИКС) камерами смешения. В первом случае имеем эжектор, у которого на начальном участке смесительной камеры статическое давление одинаково во всем объеме этого участка и практически равно полному давлению низконапорного газа.

В литературе представлено множество работ [1], посвященных теории газового эжектора с ЦКС, и очень мало разработок, относящихся к эжектору с ИКС. В основном рассматривается классическая схема эжектора (рис. 1). Главным элементом эжектора является цилиндрическая емкость *1* большого диаметра, внутри которой помещено центральное сопло *2*, как правило, для высоконапорного сверхзвукового потока газа. Кольцевое пространство между внутренней поверхностью емкости *1* и соплом *2* образует сопло *3* низконапорного потока газа, срез которого расположен в одной плоскости со срезом сопла *2*, смещенного относительно торцевой стенки *4* емкости *1* на расстояние $L_н$ вверх по потоку до сечения *А—А*. Объем, ограниченный срезами сопел *2* и *3* и торцевой стенкой *4*, является начальным участком *5* камеры смешения. В торцевой стенке *4* имеется горловина *6* выходного участка *7*, заканчивающегося сечением *В—В*, к которому примыкает диффузор *8*.

При работе эжектора высоконапорный газ поступает через сопло *2* в начальный участок *5* в виде

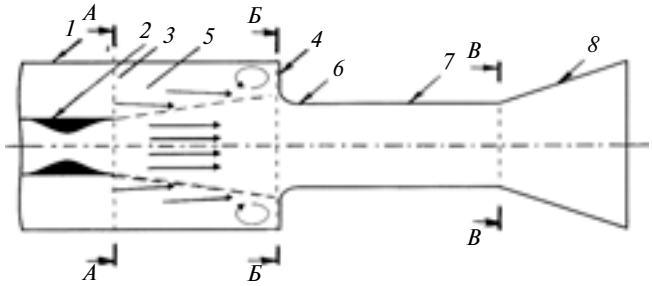


Рис. 1. Классическая схема газового эжектора с изобарической камерой смешения:
1 — цилиндрическая емкость; *2* — сопло для высоконапорного сверхзвукового газа; *3* — сопло для низконапорного газа; *4* — торцевая стенка; *5* — начальный участок; *6* — горловина; *7* — выходной участок; *8* —диффузор

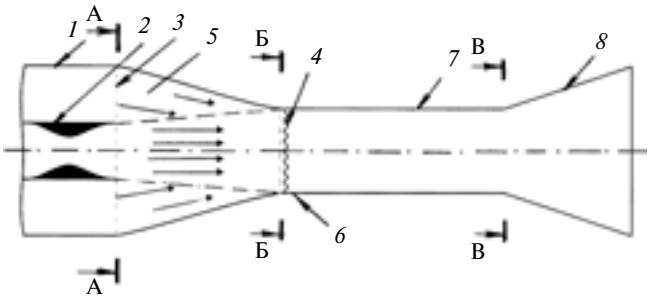


Рис. 2. Схема газового эжектора с конической камерой смешения:
1 — цилиндрическая емкость; *2* — сопло для высоконапорного сверхзвукового газа; *3* — сопло для низконапорного газа; *4* — прямой скачок; *5* — начальный участок; *6* — горловина; *7* — выходной участок; *8* — диффузор

расширяющейся струи, к которой подмешивается низконапорный газ, выходящий из сопла *3*. Образовавшаяся на начальном участке смесь газов направляется через горловину *6* в выходной участок *7* и затем через диффузор *8* выводится в окружающую среду. В периферийной области начального участка *5* образуется практически застойная зона с вялой циркуляций низконапорного газа, не участвующего в процессе эжектирования, но взаимодействующего с основным потоком. В процессе работы эжектора возникает сила взаимодействия торцевой стенки *4* с потоком смеси, не поддающаяся определению аналитическим путем в силу сложности течения вблизи торцевой стенки *4* и горловины *6* выходного участка. В этом и состоит главная трудность расчета данного эжектора. Предлагаемые способы определения силы взаимодействия потока смеси и торцевой стенки основаны лишь на предположениях.

Можно представить схему изобарического эжектора, в котором силы давления на стенки камеры смешения уравновешены (рис. 2). Здесь торцевая стенка отсутствует. Согласно работе [2] из условия изобарности следует, что интеграл давления по контуру выделенного сечениями *А—А*, *Б—Б* и стенками камеры смешения объема равен нулю. В этом случае уравнение импульсов имеет вид:

$$G_1 W_1 + G_1' W_1' = G_3 W_3, \qquad (1)$$

где G_1, G_1' — расходы соответственно низконапорного и высоконапорного газов; W_1, W_1' — скорости соответственно низконапорного и высоконапорного газов при выходе из сопел; G_3, W_3 — расход и скорость смеси газов при выходе из выходного участка эжектора; индексы (1, 2, 3 означают сечения *А—А*, *Б—Б*, *В—В* соответственно; штрих означает параметр высоконапорного газа).

Заметим, что в уравнении (1) исключается переход через прямой скачок. Запишем уравнение (1) в развернутом виде:

$$\frac{m_1 q(\lambda_1) p_1^* F_1 \lambda_1 a_{\text{кр}1}}{\sqrt{T_1^*}} + \frac{m_1' q(\lambda_1') p_1' F_1' \lambda_1 a_{\text{кр}1}}{\sqrt{T_1^{*\prime}}} = \frac{m_3 q(\lambda_3) p_3^* F_3 \lambda_3 a_{\text{кр}3}}{\sqrt{T_3^*}}, \qquad (2)$$

где $m = \sqrt{\frac{\chi}{R}\left(\frac{2}{\chi+1}\right)^{\frac{\chi+1}{\chi-1}}}$; $a_{\text{кр}}$ — критическая скорость; λ — приведенная скорость в соответствующем сечении; $q(\lambda)$ — газодинамическая функция; $F_3 = F_2$ — площадь выходного сечения эжектора; p_3^* — полное давление при выходе из эжектора; T_1^*, $T_1^{*\prime}$ — полные температуры, К; R — газовая постоянная.

Выполнив элементарные преобразования, получим:

$$\lambda_1^2 \rho(\lambda_1)\alpha + \frac{\chi_1'(\chi_1+1)\lambda_1'^2 \rho(\lambda_1')\sigma}{\chi_1(\chi_1'+1)} = \frac{\chi_3(\chi_3+1)\lambda_3^2 \rho(\lambda_3)\varepsilon \bar{F}_3}{\chi_1(\chi_3+1)}. \qquad (3)$$

Здесь χ — показатель адиабаты газа или смеси; $\rho(\lambda)$ — газодинамическая функция; $\bar{F}_3 = F_3/F_1$; $\sigma = \frac{p_1^{*\prime}}{p_1^*}$ — характерное отношение полных давлений высоконапорного и низконапорного газов при выходе из сопел;

$$\alpha = \frac{F_1}{F_1'} = \frac{G_1\sqrt{T_1^*} m_1' q(\lambda_1') p_1^{*\prime}}{m_1 q(\lambda_1) p_1^* G_1' \sqrt{T_1^{*\prime}}} = -\frac{\kappa\chi_1'}{\chi_1}\sqrt{\frac{\chi_1^2-1}{(\chi_1'^2-1)\vartheta}}\,\frac{\lambda_1'\tau(\lambda_1)}{\lambda_1\tau(\lambda_1')} = \frac{1}{B}\frac{\lambda_1'\tau(\lambda_1)}{\lambda_1\tau(\lambda_1')}. \qquad (4)$$

Здесь $\vartheta = \frac{i_1'}{i_1} = \frac{C_{p1}' T_1^*}{C_{p1} T_1}$, где C_{p1}, C_{p1}' — теплоемкости при постоянном давлении, Дж/(кг · К); B — вспомогательный коэффициент.

Входящий в уравнение (3) показатель адиабаты χ_3 смеси газов имеет вид:

$$\chi_3 = \frac{\chi_1\left(\kappa + \frac{C_{p1}'}{C_{p1}}\right)}{\kappa + \frac{\chi_1}{\chi_1'}\frac{C_{p1}'}{C_{p1}}}, \qquad (5)$$

где $\kappa = \frac{G_1}{G_1'}$ — коэффициент эжекции.

Отношение $p_3^*/p_1^* = \varepsilon$ находим по формуле

$$\varepsilon = \frac{G_3\sqrt{T_3^*}q(\lambda_1)p_1^*F_1}{q(\lambda_3)p_3^*F_3G_1\sqrt{T_1^*}} =$$

$$= \frac{\chi_1}{\kappa\chi_3}\sqrt{\frac{(\chi_3^2-1)(\kappa+\vartheta)(\kappa+1)}{\chi_1^2-1}}\,\frac{\lambda_1\rho(\lambda_1)\alpha}{\lambda_3\rho(\lambda_3)\bar{F}_3} =$$

$$= A\frac{\lambda_1\rho(\lambda_1)\alpha}{\lambda_3\rho(\lambda_3)\bar{F}_3}, \qquad (6)$$

где A — вспомогательный коэффициент.

Решая уравнение (3) с учетом выражений (4)—(6) относительно λ_3 получим:

$$\lambda_3 = \frac{\lambda_1\chi_1(\chi_3+1)}{\chi_3(\chi_1+1)A} + \frac{\lambda_1'\chi_1'(\chi_3+1)B}{\chi_3(\chi_1'+1)A}. \qquad (7)$$

Отношение $\alpha/\bar{F}_3$, входящее в выражение (5), можно записать:

$$\frac{\alpha}{\bar{F}_3} = \frac{F_1F_1'}{F_1'F_3} = \frac{F_1}{F_3}. \qquad (8)$$

Запишем выражение (8), используя уравнение расхода через статические давления:

$$\frac{\alpha}{\bar{F}_3} = \frac{G_1\sqrt{T_1^*}m_3Y(\lambda_3)p_1}{G_3\sqrt{T_3^*}m_1Y(\lambda_1)p_3}.$$

По условию изобаричности эжектора $p_1 = p_2$, а при отсутствии потерь в бесскачковом течении газа $p_2 = p_3$, поэтому с учетом выражения $\frac{mY(\lambda)}{\sqrt{T^*}} = \sqrt{\frac{2\chi^2}{(\chi^2-1)i^*}}\,\frac{\lambda}{\tau(\lambda)}$ получим:

$$\frac{\alpha}{\bar{F}_3} = \frac{1}{A}\frac{\lambda_3\tau(\lambda_1)}{\lambda_1\tau(\lambda_3)}. \qquad (9)$$

Подставив уравнение (9) в выражение (5), получим формулу степени повышения полного давления:

$$\varepsilon = \frac{\Pi(\lambda_1)}{\Pi(\lambda_3)}, \qquad (10)$$

где λ_3 определяется через λ_1' и λ_1 из формулы (7).

На рис. 3—5 представлены зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при заданном λ_1'. Все зависимости имеют экстремум ε_{max}, которому соответствует $\lambda_{1оп}$. Анализ данных зависимостей показал, что при фиксированных $\vartheta = 1{,}0$ и $\lambda_1' = 2{,}1$ (см. рис. 3) увеличение коэффициента к эжекции приводит к росту $\lambda_{1оп}$. При этом кривая зависимости становится более пологой. С ростом теплофизического показателя ϑ максимальное значение ε смещается на меньшие значения $\lambda_{1оп}$ (см. рис. 4), а увеличение приведенной скорости λ_1' сопровождается смещением ε_{max} вправо (см. рис. 5).

Для определения эффективного режима работы эжектора (ε_{max}) необходимо частную производную приравнять к нулю:

$$\partial\varepsilon/\partial\lambda_1 = 0. \qquad (11)$$

Для определения режимно-геометрических параметров эжектора прежде всего найдем значения $\lambda_{1оп}$, λ_1', λ_3, α, $\bar{F}_3$, которые можно найти решением уравнений (6), (8)—(11) при заданных κ и ε. Эти уравнения путем последовательного выражения одних неизвестных через другие могут быть сведены к системе двух нелинейных уравнений (10) и (11) относительно двух неизвестных $\lambda_{1оп}$ и λ_1'.

Заметим, что во всех случаях при оптимальном режиме работы эжектора выполняется условие

$$\alpha/\bar{F}_3 = 1{,}0. \qquad (12)$$

Иначе говоря, площади F_1 и F_3 оказываются равными.

Докажем равенство (12) для оптимального режима. Прологарифмировав выражение (10), получим: $\ln\varepsilon = \ln\Pi(\lambda_1) - \ln\Pi(\lambda_3)$. Продифферен-

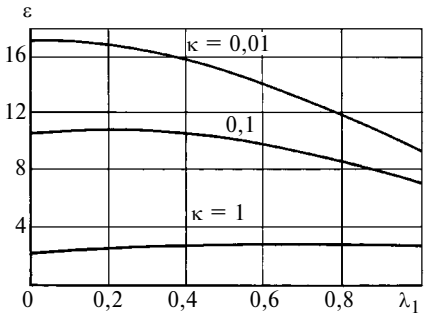


Рис. 3. Зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при $\vartheta = 1{,}0$, $\lambda_1' = 2{,}1$, $\kappa = var$ (ИКС)

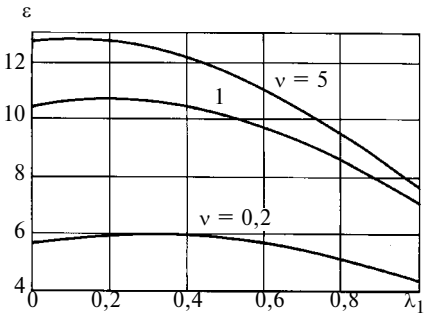


Рис. 4. Зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при $\kappa = 0{,}1$, $\lambda_1' = 2{,}1$, $\vartheta = var$ (ИКС)

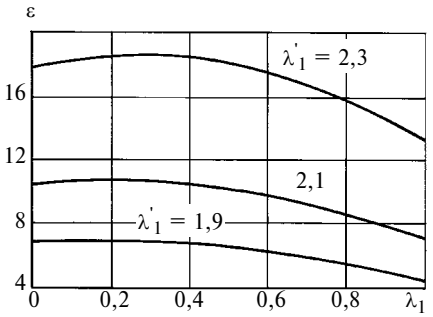


Рис. 5. Зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при $\kappa = 0{,}1$, $\vartheta = 10$, $\lambda_1' = var$ (ИКС)

цируем его и приравняем производную к нулю: $\frac{\partial \ln \varepsilon}{\partial \lambda_1} = \frac{\partial \ln \Pi(\lambda_1)}{\partial \lambda_1} - \frac{\partial \ln \Pi(\lambda_3)}{\partial \lambda_3} \frac{\partial \lambda_3}{\partial \lambda_1} = 0$; после соответствующих преобразований получим:

$$\frac{\lambda_3 \tau(\lambda_1)}{A \lambda_1 \tau(\lambda_3)} = 1. \qquad (13)$$

Сравнивая выражение (13) с выражением (9), получим доказательство: $\alpha / \overline{F}_3 = 1$ или $\alpha = \overline{F}_3$.

Порядок расчета. Исходные данные: κ, T_1^*, $T_1^{*\prime}$, χ, χ_1', $C_{p1}(T_1)$, $C_{p1}(T_1')$, $\varepsilon_п$, ξ, σ_{max}.

1. Показатель адиабаты смеси:

$$\chi_3 = \frac{\chi_1 \left(\kappa + \frac{C_{p1}'}{C_{p1}} \right)}{\kappa + \frac{\chi_1}{\chi_1'} \frac{C_{p1}'}{C_{p1}}}.$$

2. Теплофизический показатель: $\vartheta = \frac{C_{p1}'}{C_{p1}} \frac{T_1^{*\prime}}{T_1^*}$.

3. Вспомогательные коэффициенты: $A = \frac{\chi_1}{\kappa \chi_3} \times \sqrt{\frac{(\chi_3^2 - 1)(\kappa + \vartheta)(\kappa + 1)}{\chi_1^2 - 1}}$; $B = \frac{\chi_1}{\kappa \chi_1'} \sqrt{\frac{(\chi_1'^2 - 1)\vartheta}{x_1^2 - 1}}$.

4. Идеальная степень повышения давления: $\varepsilon = \varepsilon_п / \xi$.

5. Значения $\lambda_{1оп}$, λ_1', λ_3, α, $\overline{F}_3$ находим решением уравнений (6), (8)—(11).

6. Характерное отношение полных давлений: $\sigma = \frac{\Pi(\lambda_1)}{\Pi(\lambda_1')} \leqslant \sigma_{max}$. В случае несоблюдения этого условия следует изменить исходные данные и повторить расчет.

При заданных G_1 и p_1^* низконапорного газа определяем:

7. Расход высоконапорного газа: $G_1' = G_1 / \alpha$.

8. Площадь выходного сечения сопла для высоконапорного газа: $F_1' = F_1 / \kappa$.

9. Площадь сечения выходного участка: $F_3 = \overline{F}_3 F_1$.

10. Площадь критического сечения сверхзвукового сопла для высоконапорного газа: $F_{кр} = q(\lambda_1') F_1'$.

11. Длину выходного участка эжектора: $L_{в.у} = (8 \div 10) D_{к.с} = (8 \div 10) \sqrt{\frac{4 F_{к.с}}{\pi}}$.

12. Угол раскрытия диффузора эжектора: $\alpha \leqslant 8°$.

Все это относится к течению без перехода прямым скачком. Однако вследствие различных факторов в выходном участке эжектора, например за сечением *Б—Б* (см. рис. 1), может возникнуть прямой скачок уплотнения 4 (см. рис. 2). В этом случае из-за прямого скачка полное давление на выходе будет: $p_3^* = p_2^* \nu_{п.с} = p_2^* \frac{q(\lambda_2)}{q\left(\frac{1}{\lambda_2}\right)}$, где p_2^* — полное давление перед скачком; $\nu_{п.с}$ — потери полного давления в прямом скачке. При этом приведенная скорость в том же сечении $\lambda_3 = 1/\lambda_2$, где λ_2 — приведенная скорость перед скачком.

Тогда $\varepsilon_3 = \frac{\Pi(\lambda_1)}{\Pi(\lambda_2)} \frac{q(\lambda_2)}{q\left(\frac{1}{\lambda_2}\right)}$ или $\varepsilon_3 = \frac{\lambda_2^2 \Pi(\lambda_1)}{\tau(\lambda_2) \rho\left(\frac{1}{\lambda_2}\right)}$.

Отношение $\alpha / \overline{F}_3$ количественно будет таким же, как и в предыдущем случае: $\frac{\alpha}{\overline{F}_3} = \frac{\alpha}{F_2} = \frac{\lambda_2 \tau(\lambda_1)}{A \lambda_1 \tau(\lambda_2)}$, однако при $\alpha / \overline{F}_3 = 1$ оно уже не будет соответствовать ε_{max} и $\lambda_{1оп}$.

Целесообразно сравнить эффективности рассмотренного эжектора и эжектора с цилиндрической камерой смешения (ЦКС). На рис. 6—8 приведены зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ для эжектора с ЦКС, аналогичные зависимостям для эжектора с ИКС (см. рис. 3—5), полученные ранее по методике, приведенной в работе [3]. В данном случае максимальные значения ε изобарического эжектора су-

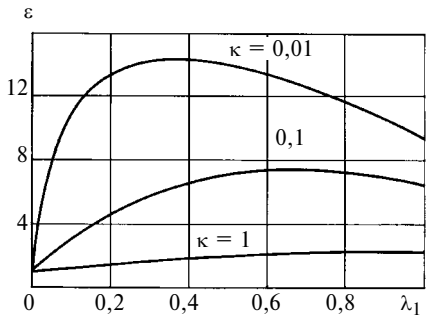


Рис. 6. Зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при $\vartheta = 1{,}0$, $\lambda_1' = 2{,}1$, $\kappa = var$ (ЦКС)

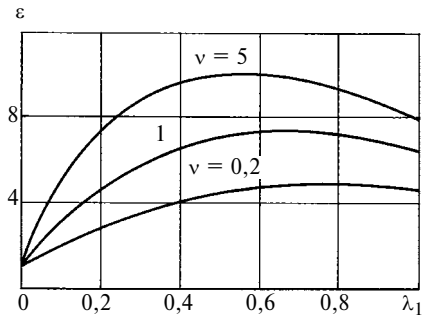


Рис. 7. Зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при $\kappa = 0{,}1$, $\lambda_1' = 2{,}1$, $\vartheta = var$ (ЦКС)

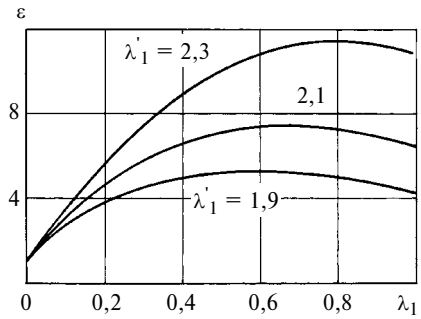


Рис. 8. Зависимости $\varepsilon(\lambda_1)$ при $\kappa = 0{,}1$, $\vartheta = 1{,}0$, $\lambda_1' = var$ (ЦКС)

щественно превышают значения показателя ε эжектора с ЦКС.

Таким образом, разработана методика расчета эжектора с оптимизацией режимно-геометрических параметров. Установлено, что выходная площадь F_1 сопла для низконапорного газа всегда равна площади F_3 сечения выходного участка при сверхзвуковом течении в эжекторе. Причем это соответствует оптимальному режиму (ε_{max}) работы эжектора. Сравнение результатов расчета изобарического эжектора и эжектора с цилиндрической камерой смешения в широком диапазоне изменений основных параметров показало, что изобарический эжектор во всех случаях оказывается более эффективным. При этом показатель σ, т. е. затраты энергии, в случае одинаковых коэффициентов эжекции и степени повышения давления у эжектора с ИКС ($\sigma_{ИКС}$) существенно меньше. Так, при $\kappa = 0{,}1$, $\vartheta = 1$ и $\varepsilon = 5{,}5$ расчет оптимального эжектора дает $\frac{\sigma_{ИКС}}{\sigma_{ЦКС}} \approx 0{,}5$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Васильев Ю. Н.** Теория сверхзвукового газового эжектора с цилиндрической камерой смешения // Сб. "Лопаточные машины и струйные аппараты". Вып. 2. М.: Машиностроение, 1967. С. 171—225.
2. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.
3. **Александров В. Ю., Климовский К. К.** К теории сверхзвуковых газовых эжекторов // Теплоэнергетика. 2009. № 8. С. 31—33.

УДК 62-82/.83

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

Анализ многодвигательного электрогидропривода как исполнительного элемента САУ

Предложена обобщенная структурная схема системы управления с многодвигательным приводом, охватывающая практически все возможные случаи использования привода как исполнительного элемента САУ. Дан анализ способов управления приводом, найдены условия силового взаимодействия объединяемых гидродвигателей. Приведен пример реализации.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, системы управления, вероятностный подход к расчету.

A generalized structural diagram of control system with the multimotor drive is proposed, which cover all possible cases of the drive use as the actuator component of automatic control system. Analysis of the control methods by the drive is given, and the conditions of force interaction of joined hydraulic actuators have been found. The example of practical realization of the drive is presented.

Keywords: electro-hydraulic drives, control systems, probabilistic approach to the calculation.

Многодвигательный электрогидропривод (МДЭГП) часто применяется в быстродействующих системах автоматического управления с большими инерционными нагрузками [1]. Существует множество разнообразных реализаций систем регулирования по углу, скорости, ускорению или усилию, в которых привод охвачен главной обратной связью полностью или частично [2]. В связи с этим все системы с МДЭГП можно условно разделить на два вида: с параллельным управлением по каналам объединяемых единичных приводов и комбинированным управлением по замкнутому и разомкнутому каналам. Оба способа управления могут использоваться в системе одновременно, а между объединяемыми двигателями (приводами) вводятся различные корректирующие местные и межконтурные обратные связи, например по расходу, давлению и т. п.

Известно (например [3]), что вследствие случайного разброса и подбора параметров объединяемых приводов между ними появляется взаимонагружение. Практически важно оценить, какой из способов управления является наиболее эффективным с точки зрения уменьшения взаимонагружения и, следовательно, улучшения динамики системы автоматического управления. С этой целью проанализируем динамическую модель многодвигательного привода как элемента системы управления.

При большом числе объединяемых приводов порядок уравнений движения системы получится высоким, что затруднит ее исследование. В этом случае желательны компактная матричная форма записи уравнений, а также наиболее полная структурная схема, позволяющая проследить характер связей между объединяемыми двигателями и выяснить наиболее характерные признаки, которые бывает трудно оценить по виду дифференциальных уравнений. Этим требованиям удовлетворяет обобщенная структурная схема системы управления (рис. 1), из которой оба способа управления при некоторых допущениях получаются как частные случаи. Рассматривается многодвигательный гидропривод с жестким соединением k гидродвигателей, каждый из которых управляется n электрогидравлическими усилителями мощности.

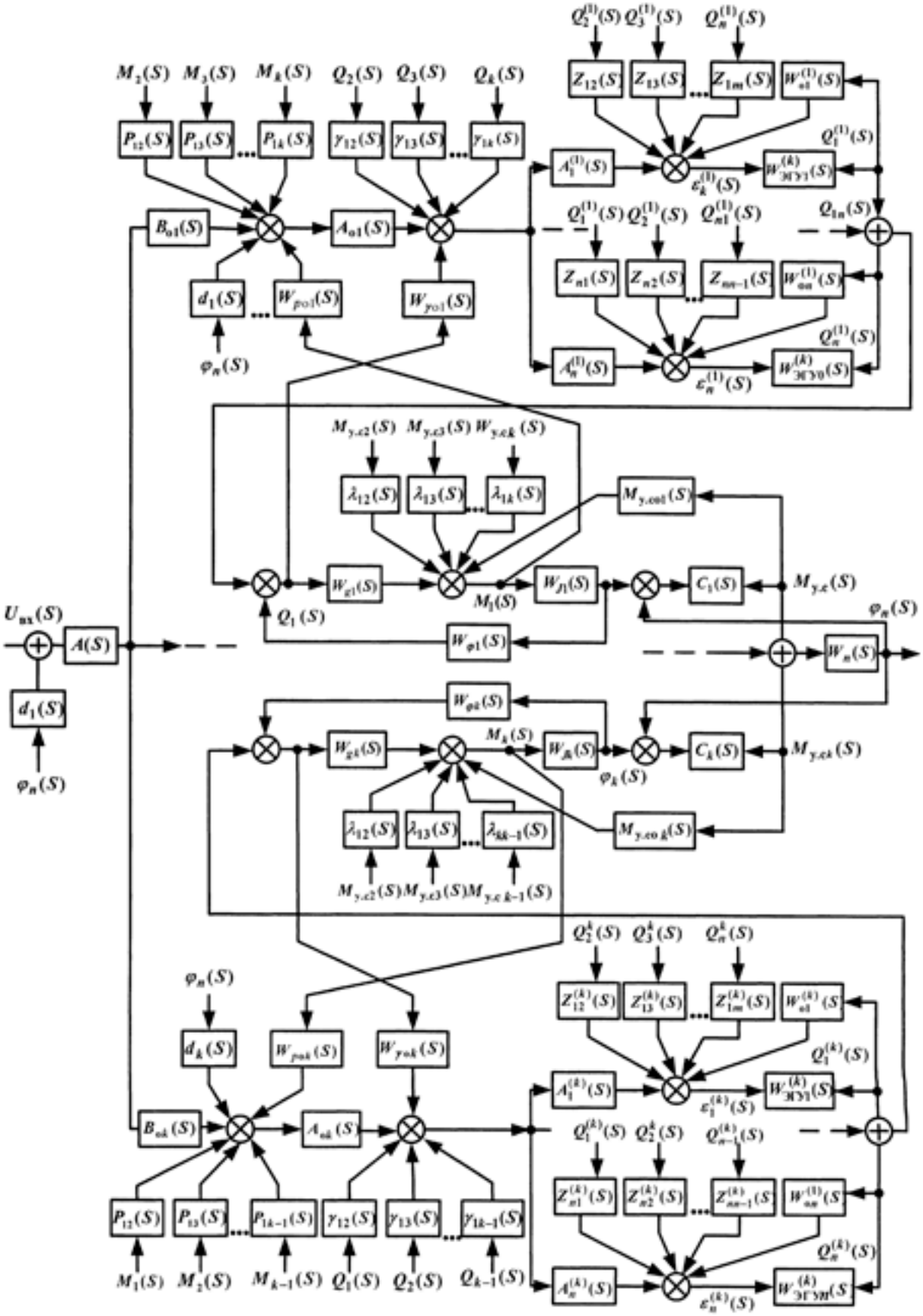


Рис. 1. Обобщенная структурная схема системы управления с многодвигательным гидроприводом

В принципе основные положения теории многосвязных комбинированных (объединенных) систем с общим выходом [4—6] могут быть применены к приведенной системе. Используя преобразование Лапласа и в соответствии со структурной схемой (рис. 2), запишем уравнения системы управления с многодвигательным приводом в операторной форме:

$$
\begin{aligned}
M_{\text{у.с}i}(S) = \Bigg\{ \Bigg\{ \Bigg\{ \Bigg[\Big[& U_{\text{вх}}(S) - d_0(S)\varphi_{\text{н}}(S)\Big] A(S)B(S) - \\
& - d_i(S)\varphi_{\text{н}}(S) - M_i(S)W_{\text{po}i}(S) - \sum_{\substack{l=1\\ l\neq i}}^{k} M_l(S)P_{il}(S)\Bigg] A_{\text{o}i}(S) - \\
& - Q_{\text{jo}i}(S)W_{\text{jo}i}(S) - \sum_{\substack{i=1\\ i\neq l}}^{k} Q_l(S)\gamma_{il}(S)\Bigg] W^{(i)}_{\text{ЭГУ}}(S) \times \\
& \times \sum_{j=1}^{k}\Big(A_j^{(i)} - Q_j^{(i)}(S)W^{(i)}_{\text{o}j}(S) - \sum_{\substack{t=1\\ t\neq j}}^{k} Q_t^{(i)}(S)Z_{jt}^{(i)}(S)\Big) - \\
& - \varphi_i(S)W_{\varphi i}(S)\Bigg\} W_{gi}(S) - M_{\text{у.с}}(S)_{\text{у.с}}(S) - \\
& - \sum_{\substack{l=1\\ l\neq i}}^{k} M_{\text{у.с}}(S)\lambda_{il}(S)\Bigg\} W_{Ji}(S) - \varphi_{\text{н}}(S)\Bigg\} C_i(S);
\end{aligned}
\tag{1}
$$

$$
W_{\text{н}}(S)\sum_{i=1}^{k} M_{\text{у.с}}(S) = \varphi_{\text{н}}(S),
$$

где k — число объединяемых гидродвигателей (ГД); n — число электрогидравлических усилителей i-го канала; $U_{\text{вх}}(S)$ — сигнал управления на входе системы; $\varphi_{\text{н}}(S)$ — выходная координата на выходе системы (координата вала нагрузки); $\varphi_i(S)$ — выходная координата выходного вала i-го ГД; $M_{\text{у.с}}(S)$ — момент упругой связи между i-м ГД и нагрузкой; $M_i(S)$ — момент на валу i-го ГД; $Q_j^{(i)}(S)$ — расход j-го гидроусилителя (ГУ) i-го канала привода; $Q_i(S)$ — суммарный расход ГУ i-го канала привода; $W^{(i)}_{\text{ЭГУ}}(S) = Q_j^{(i)}(S)/[\varepsilon_j^{(i)}(S)]$ — передаточная функция j-го электрогидравлического усилителя (ЭГУ) i-го канала привода; $\varepsilon_j^{(i)}(S)$ —сигнал управления на входе j-го ГУ i-го канала; $W_{gi}(S) = M_i(S)/Q_i(S)$ — передаточная функция по моменту i-го ГД; $W_{ji}(S) = \varphi_i(S)/M_i(S)$ —передаточная функция i-го ГД по углу поворота вала; $C_i(S)$ — оператор, учитывающий нежесткость механической передачи от i-го ГД; $W_{\varphi i}(S)$ —передаточная функция обратной связи по скорости i-го ГД; $W_{\text{н}}(S)$ —оператор нагрузки, связанный с выходной координатой системы; $W^{(i)}_{\text{o}j}(S)$ — передаточная функция цепи обратной связи по расходу j-го ЭГУ в i-м канале с учетом динамических свойств датчика расхода; $W_{\text{jo}i}(S)$ — передаточная функция цепи обратной связи по расходу i-го ГД с учетом динамических свойств датчика; $W_{\text{po}i}(S)$ — передаточная функция цепи обратной связи по давлению (моменту) i-го ГД с учетом динамических свойств датчика давления; $W_{\text{у.co}i}(S)$ — передаточная функция цепи обратной связи i-го ГД по моменту упругой связи; $B_{\text{o}i}(S)$, $A_j^{(i)}(S)$ — передаточные функции корректирующих звеньев соответствующих каналов ($i = 1, 2, ..., k$; $j = 1, 2, ..., n$); $d_0(S)$, $d_i(S)$ — передаточные функции (или коэффициенты) обратных связей по выходным координатам гидродвигателей и нагрузки; $P_{il}(S)$, $\gamma_{il}(S)$, $\lambda_{il}(S)$, $Z_{jt}(S)$ — передаточные функции межконтурных связей ($l \neq i$, $t \neq j$);

$$
\left.
\begin{aligned}
& W'_{ji}(S) = \frac{W_{Ji}(S)}{1 + W_{Ji}(S)W_{\varphi i}(S)W_{gi}(S)}; \\
& D_i(S) = A_{\text{o}i}(S)W_{gi}(S)W_{Ji}(S)C_i(S); \\
& G_i(S) = W_{gi}(S)W_{Ji}^{(i)}(S)C_i(S); \\
& F_i(S) = W^{(i)}_{\text{ЭГУ}}\sum_{i=1}^{n}\Big(A_j^{(i)}(S) - \\
& - Q_j^{(i)}W^{(i)}_{\text{o}j}(S)\sum_{\substack{t=1\\ t\neq j}}^{n} Q_t^{(i)}(S)Z_{jt}^{(i)}(S)\Big); \\
& Q_i(S) = A(S)B_{\text{o}i}(S)D_i(S)F_i(S); \\
& N_i(S) = d_0(S)Q_i(S) + d_i(S)F_i(S)D_i(S) + C_i(S).
\end{aligned}
\right\}
\tag{2}
$$

С учетом выражений (2) запишем уравнения (1) в матричной форме:

$$
\|H\|\cdot\|R\| = \|V\|\cdot\|U\| + \|L\|\cdot\|M\| + \|E\|\cdot\|Q\|, \tag{3}
$$

где $\|H\|$ — фундаментальная матрица системы; $\|R\|$ — матрица-столбец, составленная из регулируемых координат; $\|V\|$ — матрица-столбец управляющих воздействий при $U_{\text{вх}1} = U_{\text{вх}2} = ... = U_{\text{вх}k} = U_{\text{вх}}$; $\|L\|$ и $\|E\|$ — матрицы системы, в главных диагоналях которых находятся передаточные функции обратных связей по давлению и расходу; $\|M\|$ и $\|Q\|$ —

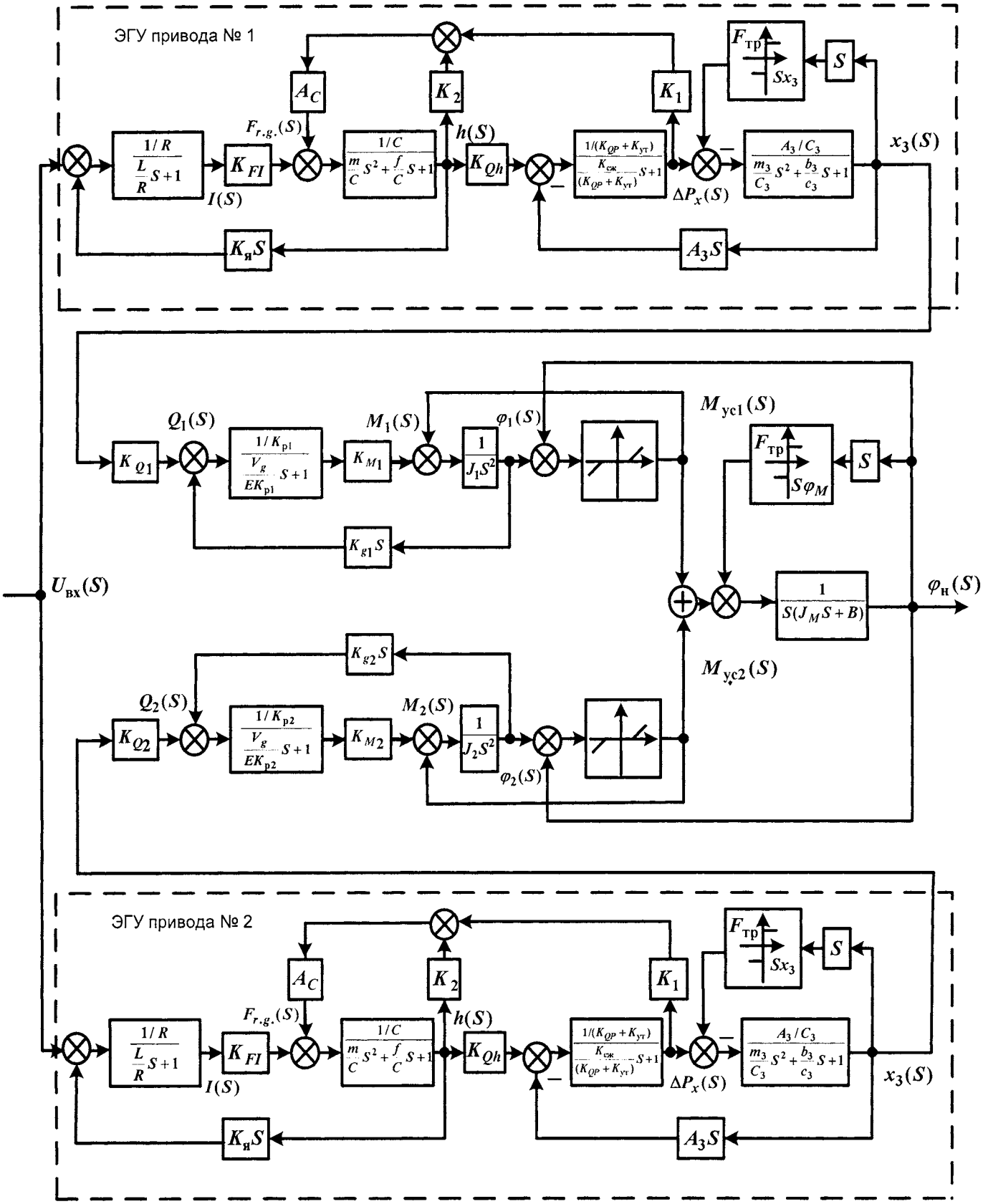


Рис. 2. Структурная схема двухдвигательного электрогидропривода

матрицы-столбцы, составленные из координат моментов и расходов объединяемых приводов.

Матрицы уравнений (3) имеют следующий вид (для простоты записи в матрицах оператор опущен):

$$\|H\| = \begin{Vmatrix} 1 + W_{\text{у.с}1}W_{J1}C_1 & \lambda_{12}W'_{J1}C_1 & \dots & \lambda_{1k}W'_{J1}C_1 & N_1 \\ \lambda_{21}W'_{J2}C_2 & 1 + W_{\text{у.с}2}W_{J2}C_2 & \dots & \lambda_{2k}W'_{J2}C_2 & N_2 \\ \lambda_{31}W'_{J3}C_3 & \lambda_{32}W'_{J3}C_3 & \dots & \lambda_{3k}W'_{J3}C_3 & N_3 \\ \vdots & & & & \\ \lambda_{k1}W'_{Jk}C_k & \lambda_{k2}W'_{Jk}C_k & \dots & 1 + W_{\text{у.с}k}W_{Jk}C_k & N_k \\ W_{\text{н}} & W_{\text{н}} & \dots & W_{\text{н}} & -1 \end{Vmatrix};$$

$$\|L\| = \begin{Vmatrix} -W_{po1}F_1D_1 & -p_{12}F_1D_1 & -p_{13}F_1D_1 & \dots & p_{1k}F_1D_1 \\ -p_{21}F_2D_2 & -W_{po2}F_2D_2 & -p_{23}F_2D_2 & \dots & p_{2k}F_2D_2 \\ -p_{31}F_3D_3 & -p_{32}F_3D_3 & -W_{po3}F_3D_3 & & p_{3k}F_3D_3 \\ \vdots & & & & \\ -p_{k1}F_kD_k & -p_{k2}F_kD_k & -p_{k3}F_kD_k & \dots & -W_{pok}F_kD_k \end{Vmatrix};$$

$$\|E\| = \begin{Vmatrix} -W_{\gamma o1}F_1G_1 & -\gamma_{12}F_1G_1 & -\gamma_{13}F_1G_1 & \dots & -\gamma_{1k}F_1G_1 \\ -\gamma_{21}F_2G_2 & -W_{\gamma o2}F_2G_2 & -\gamma_{23}F_2G_2 & \dots & -\gamma_{2k}F_2G_2 \\ -\gamma_{31}F_3G_3 & -\gamma_{32}F_3G_3 & -W_{\gamma o3}F_3G_3 & & -\gamma_{3k}F_3G_3 \\ \vdots & & & & \\ -\gamma_{k1}F_kG_k & -\gamma_{k2}F_kG_k & -\gamma_{3k}F_kG_k & \dots & -W_{\gamma ok}F_kD_k \end{Vmatrix};$$

$$\|M\| = \begin{Vmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_k \end{Vmatrix}; \quad \|Q\| = \begin{Vmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \vdots \\ Q_k \end{Vmatrix}; \quad \|R\| = \begin{Vmatrix} M_{\text{у.с}1} \\ M_{\text{у.с}2} \\ \vdots \\ M_{\text{у.с}k} \\ \varphi_{\text{н}} \end{Vmatrix};$$

$$\|V\| = \begin{Vmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_k \end{Vmatrix}; \quad \|U\| = \begin{Vmatrix} U_{\text{вх}1} \\ U_{\text{вх}2} \\ \vdots \\ U_{\text{вх}k} \end{Vmatrix}. \qquad (4)$$

Решая систему уравнений (3) относительно регулируемых координат, получаем:

$$\|R\| = \|H\|^{-1} \cdot \|V\| \cdot \|U\| - \\ - \|H\|^{-1}[\|L\| \cdot \|M\| + \|E\| \cdot \|Q\|]. \qquad (5)$$

Передаточная функция рассматриваемой системы регулирования по управляющему воздействию на основе выражения (5) может быть записана в виде

$$W(S) = \frac{\varphi_{\text{н}}(S)}{U_{\text{вх}}(S)} = \frac{\Delta\varphi_{\text{н}}(S)}{\Delta H(S)}, \qquad (6)$$

где $\Delta H(S) = \det\|H\|$ — главный определитель системы; $\Delta\varphi_{\text{н}}(S)$ —определитель, получаемый заменой последнего столбца главного определителя элементами матрицы $\|V\|$ (4).

Матричные уравнения (3) соответствуют системе управления, в которой МДЭГП имеет всевозможные местные и межконтурные обратные связи по различным координатам. Аналогично выражению (6) в общем виде можно записать передаточные функции системы по другим координатам. Для выявления лучшего (с точки зрения динамики) способа управления приводом рассмотрим частные случаи — параллельное и комбинированное управления. Для простоты выкладок принимаем $n = 1$, $A(S) = A_{\text{о}i}(S) = 1$. При параллельном управлении объединяемыми приводами передаточные функции межконтурных связей (см. рис. 1) принимаем равными нулю, т. е. $P_{il}(S) = \gamma_{il}(S) = Z_{jt}(S) = 0$, где $i, l = 1, 2, \dots, k$, $i \neq l$, $jt = 1, 2, \dots, n$, $j \neq t$.

На основании выражений (1) с учетом упругих и обратных связей по давлению (моменту) имеем:

$$\left.\begin{aligned} M_{\text{у.с}i} = \Bigg\{ \Bigg\{ \{[(U_{\text{вх}} - d_0\varphi_{\text{н}})B_{\text{о}i} - W_{poi}M_i]W_{\text{ЭГУ}} - \\ - \varphi_i W_{\varphi i}\} W_{gi} - M_{\text{у.с}i}M_{\text{у.с}i} - \sum_{\substack{l=1 \\ l\neq i}}^{k} M_{\text{у.с}l}\lambda_{il} \Bigg\} W_{Ji} - \varphi_{\text{н}} \Bigg\} C_i; \\ W_{\text{н}} \sum_{i=l}^{k} M_{\text{у.с}i} = \varphi_{\text{н}};\ i = 1, 2, \dots, k. \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

С целью анализа взаимовлияния объединяемых приводов (через моменты M_i и $M_{\text{у.с}i}$) исключим из выражений (7) координаты φ_i и $\varphi_{\text{н}}$ и получим систему уравнений:

$$M_{\text{у.с}i} = U_{\text{вх}}\frac{B_{\text{о}i}W_{\text{ЭГУ}i}W_{gi}W_{Ji}C_i}{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi}} - \\ - M_i\frac{W_{poi}W_{\text{ЭГУ}i}W_{gi}W_{Ji}C_i}{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi}} - M_{\text{у.с}i}\frac{W_{\text{у.с}i}W_{Ji}C_i}{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi}} - \\ - \frac{W_{Ji}C_i}{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi}}\sum_{\substack{l=1 \\ l\neq i}}^{k} M_{\text{у.с}l}\lambda_{il} - \\ - (C_i + d_0)W_{\text{н}}\sum_{i=1}^{k} M_{\text{у.с}i}, \quad i = 1, 2, \dots, k. \qquad (8)$$

Уравнения (8) в матричной форме запишутся в виде:

$$\begin{Vmatrix} 1 + W_{\text{у.с}1}T_1 + W^*_{\text{н}1} & W^*_{\text{н}1} + \lambda_{12}T_1 & \dots & W^*_{\text{н}1} + \lambda_{1k}T_1 \\ W^*_{\text{н}2} + \lambda_{21}T_2 & 1 + W_{\text{у.с}2}T_2 + W^*_{\text{н}2} & \dots & W^*_{\text{н}2} + \lambda_{2k}T_2 \\ \vdots & & & \\ W^*_{\text{н}k} + \lambda_{k1}T_k & W^*_{\text{н}k} + \lambda_{k2}T_k & \dots & 1 + W_{\text{у.с}k}T_k + W^*_{\text{н}k} \end{Vmatrix} \times$$

$$\times \begin{Vmatrix} M_{\text{у.с}1} \\ M_{\text{у.с}2} \\ \vdots \\ M_{\text{у.с}k} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} \theta_1' \\ \theta_2' \\ \vdots \\ \theta_k' \end{Vmatrix} \times U_{\text{вх}} +$$

$$+ \begin{Vmatrix} -W_{po1}D_1' & 0 & \dots & 0 \\ 0 & W_{po2}D_2' & \dots & 0 \\ \vdots & & & \\ 0 & 0 & \dots & -W_{pok}D_k' \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_k \end{Vmatrix}, \qquad (9)$$

где

$$\left.\begin{aligned} D_i' &= \frac{W_{\text{ЭГУ}i}W_{gi}W_{Ji}C_i}{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi}}; \; Q_i' = B_{\text{о}i}\dots D_i'; \\ T_i &= \frac{W_{Ji}C_i}{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi}}; \; W_{\text{н}i}^* = (C_i + d_0)W_{\text{н}}; \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Согласно выражениям (9) систему с параллельным управлением единичными приводами можно рассматривать как многосвязную однотипную автоматическую систему [6], в которой регулируемые координаты связаны силовыми воздействиями приводов друг на друга через нагрузку и упругие механические передачи.

Уравнение момента, развиваемого k-м приводом, запишется в виде:

$$M_i = U_{\text{вх}}\frac{B_{\text{о}i}}{W_{poi}} -$$

$$- M_{\text{у.с}i}\frac{1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi} - W_{\text{у.с}i}C_i}{W_{poi}W_{\text{ЭГУ}i}W_{gi}W_{\varphi i}C_i} - \frac{1}{W_{poi}W_{\text{ЭГУ}i}W_{gi}} \times$$

$$\times \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k} M_{\text{у.с}l}\lambda_{il}\frac{(C_i + d_0)W_{\text{н}}(1 + W_{Ji}W_{\varphi i}W_{gi})}{W_{poi}W_{\text{ЭГУ}i}W_{gi}W_{\varphi i}C_i}. \qquad (11)$$

Анализ уравнения (11) показывает, что при параллельном управлении МДЭГП момент любого из объединяемых приводов зависит от управляющего воздействия, параметров передаточных функций собственных элементов единичного привода и нагрузки, а также от силового влияния других объединяемых приводов через упругие моменты.

При комбинированном управлении главная обратная связь охватывает часть приводов, например k-й привод, а оставшиеся $(k - 1)$ приводы, имеющие местные корректирующие связи, работают вне контура главной обратной связи.

На основании рис. 2 и уравнений (1) при $d_0(S)$; $B_{\text{о}i}(S) = A_{\text{о}i}(S) = 1$; $d_i(S) = 0$, $i = 1, 2, \dots, k - 1$ и с учетом межконтурных связей, идущих от контуров с меньшими номерами к контуру с большими номерами, имеем:

$$\left.\begin{aligned} M_{\text{у.с}i} = \Bigg\{\Bigg\{\Bigg[\Bigg(U_{\text{вх}} - W_{\text{р}oi}M_i - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k} M_lP_{il}\Bigg)W_{\text{ЭГУ}i} - \\ - \varphi_iW_{\varphi i}\Bigg]W_{gi} - M_{\text{у.с}i}W_{\text{у.с}i} - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k} M_{\text{у.с}l}\lambda_{il}\Bigg\} \times \\ \times W_{Ji} - \varphi_{\text{н}}\Bigg\}C_i; \quad W_{\text{н}}\sum_{i=1}^{k} M_{\text{у.с}} = \varphi_{\text{н}}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Подставив значение φ_i из последнего уравнения системы (12) в k первых уравнений системы, с учетом формул (10) получим:

$$M_{\text{у.с}i} = U_{\text{вх}}D_i' - M_iW_{poi}D_i' - D_i'\sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k-1} M_lP_{il} -$$

$$- M_{\text{у.с}i}W_{\text{у.с}i}T_i - T_i\sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k} M_{\text{у.с}l}\lambda_{il} - C_i + W_{\text{н}}\sum_{i=1}^{k} M_{\text{у.с}i}. \qquad (13)$$

Уравнения (13) в матричной форме имеют вид:

$$\begin{Vmatrix} 1 + W_{\text{у.с}1}T_1 + C_1W_{\text{н}} & C_1W_{\text{н}} + \lambda_{12}T_1 & \dots & C_1W_{\text{н}} + \lambda_{1k}T_1 \\ C_2W_{\text{н}} + \lambda_{21}T_2 & 1 + W_{\text{у.с}2}T_2 + C_2W_{\text{н}} & \dots & C_2W_{\text{н}} + \lambda_{2k}T_2 \\ \vdots & & & \\ (C_k + d_k)W_{\text{н}} + \lambda_{k1}T_k & (C_k + d_k)W_{\text{н}} + \lambda_{k2}T_k & \dots & 1 + W_{\text{у.с}k}T_k + (C_k + d_k)W_{\text{н}} \end{Vmatrix} \times$$

$$\times \begin{Vmatrix} M_{\text{у.с}1} \\ M_{\text{у.с}2} \\ \vdots \\ M_{\text{у.с}k} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} \theta_1' \\ \theta_2' \\ \vdots \\ \theta_k' \end{Vmatrix} \times U_{\text{вх}} +$$

$$+ \begin{Vmatrix} -W_{po1}D_1' & 0 & \dots & 0 \\ -P_{21}D_2' & -W_{po2}D_2' & \dots & 0 \\ \vdots & & & \\ -P_{k1}D_k' & -P_{k2}D_k' & \dots & -W_{pok}D_k' \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_k \end{Vmatrix}. \qquad (14)$$

Анализ выражений (14) показывает, что при комбинированном управлении кроме силового влияния приводов через нагрузку и упругие механические передачи появляется структурное силовое влияние контуров с бóльшими номерами, чем номер рассматриваемого контура. Момент, развиваемый i-м приводом:

$$M_i = \frac{1}{W_{poi}}U_{\text{вх}} - M_{\text{у.с}i}\left(\frac{1}{W_{poi}D_i'} - \frac{W_{\text{у.с}i}T_i}{W_{poi}D_i'}\right) -$$

$$- \frac{1}{W_{poi}}\sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k-1} M_lP_{il} - \frac{T_i}{W_{poi}D_i'}\sum_{\substack{l=1 \\ l \neq i}}^{k} M_{\text{у.с}l}\lambda_{il} -$$

$$- \frac{C_iW_{\text{н}}}{W_{poi}D_i'}\sum_{i=1}^{k} M_{\text{у.с}i}. \qquad (15)$$

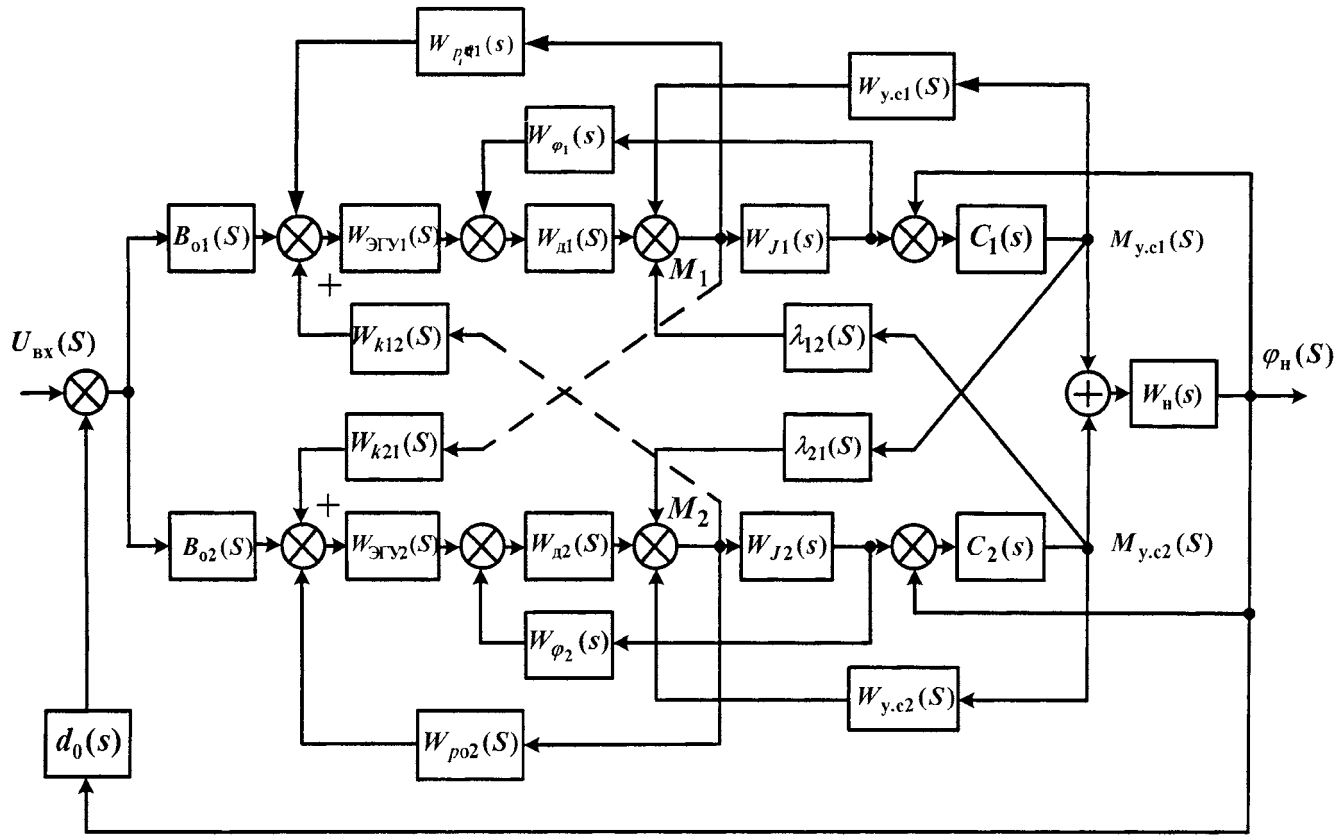


Рис. 3. Структурная схема системы с параллельным управлением приводом

Сравнение выражений (11) и (15) показывает, что при комбинированном управлении появляется составляющая момента, обусловленная влиянием межконтурных связей по давлению и приводящая к дополнительному отклонению момента *i*-го привода от задаваемого управляющим сигналом. Таким образом, параллельное управление является более эффективным вследствие меньшего взаимовлияния каналов привода и, следовательно, позволяет получить более высокую динамическую точность и быстродействие системы управления. В обоих случаях при жестком соединении ГД с нагрузкой сохраняется возможность взаимовлияния приводов как в установившихся, так и в переходных режимах.

При случайном разбросе параметров объединяемых приводов в результате взаимовлияния динамические свойства системы могут существенно ухудшиться. Для того чтобы исключить взаимовлияние единичных приводов, необходимо обеспечить синфазный режим работы привода, т. е. строгую согласованность скоростей вращения и взаимного положения выходных звеньев объединяемых приводов. Поскольку взаимовлияние приводов проявляется через их взаимонагружение, скомпенсировать это отрицательное влияние моментов единичных приводов можно с помощью внешних перекрестных положительных обратных связей по моменту (или давлению) с соответствующими параметрами, подобранными операторами.

Рассмотрим уменьшение взаимовлияния на примере системы с параллельным управлением двухдвигательным электрогидравлическим приводом, структурная схема которой представлена на рис. 3 (штриховыми линиями показаны вводимые компенсирующие обратные связи по давлению). Согласно рис. 3 уравнения рассматриваемого привода запишутся в матричном виде:

$$\begin{Vmatrix} 1 + W_{\text{у.с1}} T_1 + W^*_{\text{н1}} & W^*_{\text{н1}} + \lambda_{12} T_1 \\ W^*_{\text{н2}} + \lambda_{21} T_1 & 1 + W_{\text{у.с2}} T_2 + W^*_{\text{н2}} \end{Vmatrix} \times$$
$$\times \begin{Vmatrix} M_{\text{у.с1}} \\ M_{\text{у.с2}} \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} D_1' \; B_{\text{o1}} \\ D_2' \; B_{\text{o2}} \end{Vmatrix} \times U_{\text{вх}} +$$
$$+ \begin{Vmatrix} -W_{mM1} D_1' & W_{k12} D_1' \\ W_{k21} D_{21} & -W_{mM2} D_2' \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} M_1 \\ M_2 \end{Vmatrix}. \qquad (16)$$

Рассмотрим одно из уравнений системы (16), например первое, записав его относительно момента:

$$M_1 = U_{\text{вх}} \frac{e_{M1}}{W_{po1}} - M_{\text{у.с1}} \frac{1 - W_{\text{у.с1}} T_1 + W^*_{\text{н1}}}{W_{po1} D_1'} -$$
$$- M_{\text{у.с2}} \frac{W^*_{\text{н1}} + \lambda_{12} T_1}{W_{po1} D_1'} + \frac{W_{k12}}{W_{po1} D_1'} M_2. \qquad (17)$$

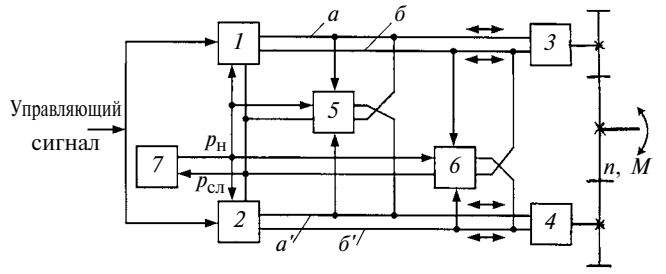


Рис. 4. Блок-схема двухдвигательного гидропривода:
1, *2* — электрогидравлические усилители; *3*, *4* —гидродвигатели; *5*, *6* — синхронизирующие золотники; *7* —гидронасос постоянного давления; *а*, *б* и *а′*, *б′* — магистрали рабочей жидкости; $p_н$, $p_{сл}$ — давления питания и слива; *n*, *M* — частота вращения и момент на выходном валу

Из формулы (17) видно, что через упругий момент $M_{у.с2}$ второй привод влияет на первый, причем количественную оценку взаимовлияния можно получить в результате исследования сомножителя при $M_{у.с2}$.

Подобным же образом можно проанализировать влияние первого привода на второй. При введении компенсирующих обратных связей условие независимости первого привода от влияния второго с учетом формулы (17) можно записать в виде: $M_{у.с2}(W^*_{н1} + \lambda_{12}T_1) = M_{k12}M_2$.

Следует заметить, что в практических случаях получить абсолютную инвариантность приводов довольно сложно.

В качестве примера практической реализации уменьшения силового взаимовлияния объединяемых приводов в статических и динамических режимах можно привести блок-схему двухдвигательного привода [7] (разработан авторами). В привод (рис. 4) вводятся два дополнительных золотника *5* и *6*, подключенных к общему источнику питания *7*, которые управляются разностью давлений в одноименных полостях (*а*, *а′*) и (*б*, *б′*) гидродвигателей *3* и *4*, причем выходные окна и торцевые камеры этих золотников сообщаются с одноименными полостями гидродвигателей и выходными окнами распределительных золотников электрогидроусилителей *1* и *2*. Привод работает следующим образом: при подаче управляющего сигнала на входы усилителей *1* и *2* в рабочих магистралях гидромоторов *3* и *4* появляются перепады давлений, пропорциональные моментам нагрузки на их валах. В случае различия моментов, а следовательно, и давлений в одноименных магистралях *а*, *а′* и *б*, *б′*, открываются выходные окна золотников *5* и *6*, при этом в магистраль с меньшим давлением поступает рабочая жидкость от источника питания *7*, а из магистрали с бóльшим давлением происходит слив рабочей жидкости, в результате моменты на валах двигателей выравниваются. В динамических режимах колебания моментов от упругих свойств механических передач и наличия зазоров будут демпфироваться золотниками *5* и *6*.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сенько Л. А., Столбовая С. С., Чуркин Н. П.** Динамика многодвигательных следящих систем. М.: Машиностроение, 1983. 392 с.
2. **Проектирование** многоканальных систем оптимального управления / Б. И. Кузнецов, Б. В. Новоселов, И. Н. Богаенко, Н. А. Рюмшин. Киев: Техніка, 1993. 386 с.
3. **Кузнецов В. П.** Статические свойства многодвигательного гидропривода при случайном подборе параметров // Изв. вузов. Машиностроение. М.: 1978. № 7. С. 77—82.
4. **Клубникин П. Ф.** Объединенные следящие системы с двумя приводами // АиТ. 1959. № 2. 394 с.
5. **Клубникин П. Ф.** Вопросы теории многомерных комбинированных систем с общим выходом // Теория и методы построения систем многосвязного регулирования. М.: Наука, 1973. С. 115—124.
6. **Морозовский В. В.** Многосвязные системы автоматического управления. М.: Энергия, 1970. 336 с.
7. **А. с. 877159 СССР:** МКИ^3 F15 B 11/22. Двухдвигательный привод.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к Государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

Предоставляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований 4 месяца (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.001.57

М. Е. ПОПОВ, д-р техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
Д. В. БУТОРИН (ОО "КЗ "Ростсельмаш", г. Ростов-на-Дону),
e-mail: pme-dgtu@mail.ru

Моделирование точности изготовления длинномерных валов в среде T-FLEX CAD 3D

Исследованы пути достижения точности изготовления длинномерных деталей с помощью математического моделирования и размерного анализа. Предложен способ наладки фрезерного станка с использованием специального комплекса.

Ключевые слова: вал, математическое моделирование, размерный анализ, отклонение, наладка.

The advance methods of the long-length details making accuracy with the help of modeling and dimensional analysis are investigated. A method of the milling machine setting-up with use of a special complex has been proposed.

Keywords: shaft, mathematical modeling, dimensional analysis, deflection, setting-up.

Трудность обработки таких деталей, как круглые стержни большой длины, связаны с недостаточной жесткостью стержня, вследствие чего при обработке возникают значительные деформации детали. Кроме того, точность обработки зависит от начальных отклонений (кривизны) заготовки.

При обработке детали имеют место как общие факторы (погрешность установки, недостаточная жесткость станка и пр.), влияющие на качество ее изготовления, так и специфические, например для длинномерных деталей такие факторы, как недостаточная жесткость детали, вызывающая прогиб, что увеличивает вибрацию системы, шероховатость обрабатываемой поверхности, влияющая на точность размеров.

При разработке технологии изготовления длинномерных деталей следует исключить или минимизировать действие этих факторов [1]. Недостаточную жесткость детали можно компенсировать подбором оптимальной установки заготовки на станке, заданием оптимальных припусков и операционных размеров.

Влияние способа установки на деформацию длинномерных валов при токарной обработке

Рассмотрим влияние установки заготовки длинномерной детали на точность обработки на примере вала битера зерноуборочного комбайна "Вектор" из стали 45 (рис. 1, см. обложку) длиной $l = 2099$ мм, диаметром $D = 80$ мм.

Существуют пять способов установки вала на токарном станке (рис. 2):

1) консольно, зажав один конец заготовки в патроне, а второй оставив свободным (рис. 2, *а*);

2) один конец заготовки зажать в патроне, второй — подпереть центром, закрепленным в задней бабке станка (рис. 2, *б*);

3) один конец заготовки зажать в патроне, второй — подпереть центром, закрепленным в задней бабке станка, с использованием неподвижного люнета (рис. 2, *в*);

4) один конец заготовки зажать в патроне, второй — подпереть центром, закрепленным в задней бабке станка, с использованием подвижного люнета (рис. 2, *г*);

5) оба конца заготовки установить в центрах, используя подвижный люнет.

Применив метод спектрального анализа и среду T-FLEX CAD 3D, проанализируем перечисленные способы установки вала, определив преимущества и недостатки каждого из них.

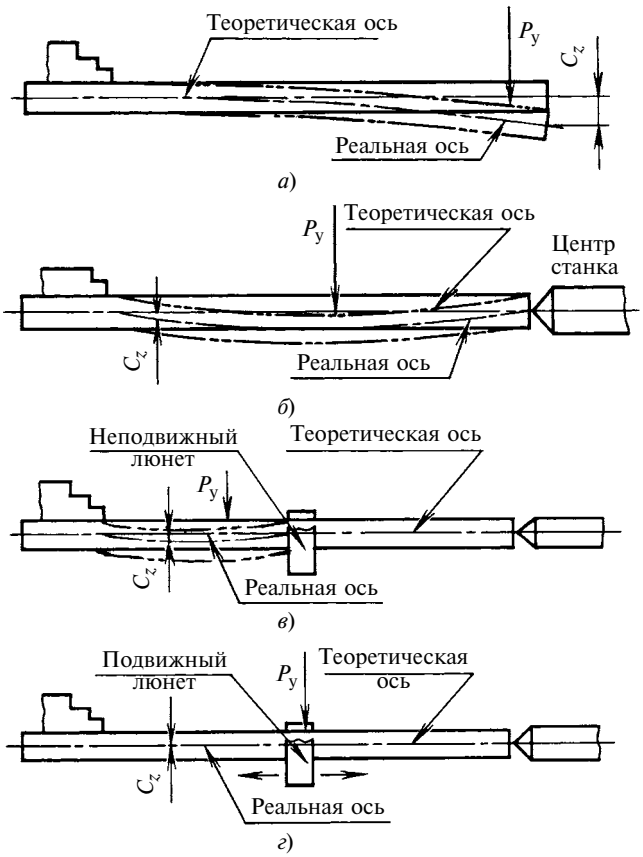


Рис. 2. Схема отклонений заготовок от силы резания при различных способах закрепления:
а — консольное; *б* — с подпирающим центром; *в* — с неподвижным люнетом; *г* — с подвижным люнетом

Первый способ закрепления (*консольное*). Преимущества: простота закрепления, нет необходимости использования задней бабки станка, дорогостоящего люнета и специальной наладки для совмещения осей патрона и пиноли задней бабки.

Точность консольного закрепления при обработке можно представить как отклонение оси детали от идеальной прямой. Отклонение C_z (см. рис. 2, *а*) является следствием воздействия на заготовку силы резания P_y.

Отклонение C_z зависит от координаты z, т. е. $C_z = f(z)$. Общее уравнение отклонения оси цилиндрической заготовки от идеальной прямой [2] имеет вид:

$$f(z) = \frac{c_0}{2} + \sum_{k=1}^{k} c_k \sin\frac{k\pi}{L} z, \qquad (1)$$

где c_0, c_k — отклонения оси заготовки соответственно в начале координат и текущей точке; L — период колебаний значений отклонения; k — порядковый номер гармоники.

Полагаем, что период L колебаний совпадает с удвоенной длиной детали: $L = 2l$, следовательно, $f(z) = f(0 \div 2l)$. При $k = 1$ получим:

$$f_1(z) = c_1 \sin\frac{\pi}{2l} z. \qquad (2)$$

Выражение (2) показывает, что $f_1(z)$ возрастает от нулевого значения на конце вала, закрепленного в патроне ($z = 0$), до c_1 — на другом конце вала ($z = l$), т. е. имеет место наклон оси.

При механической обработке, например токарной, главным фактором, влияющим на точность обработки, является радиальная составляющая P_y силы резания [3].

Для моделирования отклонений оси вала при действии силы P_y использовали расчетный параметрический модуль системы T-FLEX CAD 3D. С этой целью была создана 3D-модель вала с наложением силы P_y.

Сымитируем поведение заготовки детали, закрепленной в трехкулачковом патроне при действии силы закрепления на поверхность, контактирующую с кулачками патрона. Для этого разобьем 3D-модель заготовки вала на множество конечных элементов и приложим расчетную силу P_y, имитируя движение резца. Видно, что отклонение оси вала зависит от координаты z (рис. 3, *а*, см. обложку). Следовательно, при таком отклонении в результате обработки получим не цилиндрическую, а скорее конусообразную поверхность. Чтобы это исключить, усилим жесткость технологической системы и рассмотрим второй способ установки заготовки.

Второй способ установки заготовки вала (см. рис. 2, *б*) математически можно выразить из общего уравнения (1) отклонения оси. Отличие от предыдущего способа заключается в том, что при использовании задней бабки (подпирающий центр) изменяется распределение деформации. Отклонение оси вала имеет синусоидальный характер, достигая максимума в середине вала [9]:

$$f_2(z) = c_2 \sin\frac{\pi}{l} z. \qquad (3)$$

Это подтверждает 3D-модель заготовки (рис. 3, *б*, см. обложку). При закреплении заготовки вала жесткость технологической системы повышается, что повышает точность размеров обрабатываемой детали, однако остается кривизна вала, приводящая к бочкообразности обрабатываемой поверхности.

Преимущества данного способа установки: повышение жесткости системы, улучшение качества обработанной поверхности заготовки. Недостатки: необходимость в использовании подпирающего центра задней бабки и в более точной наладке станка, направленной на совмещение оси подпирающего центра и кулачков патрона.

Для того чтобы исключить бочкообразность формы вала, необходимо использовать люнет.

Третий способ установки заготовки (см. рис. 2, *в*). Математически отклонение оси вала описывается, так же как и при втором способе установки заготовки, выражением (3). Разница лишь в том, что, так как жесткость вала зависит от расстояния между его опорами, то C_z будет меньше, следовательно, отклонение тоже будет меньше.

Снизить до минимума бочкообразность формы, применив подвижный люнет, — *четвертый способ установки заготовки* (см. рис. 2, *г*), при котором также справедливо выражение (3), но величина C_z будет настолько мала, что ею можно пренебречь, т. е. $C_z = 0$, следовательно, $f_2(z) = 0$. Проверим это на 3D-модели заготовки вала (рис. 3, *в*). Видно, что прогиб заготовки вала практически отсутствует.

Преимущества этого способа установки заготовки очевидны, однако есть и минусы — очень сложная наладка, направленная на совмещение осей кулачков, подпирающего центра и люнета, и необходимость в переустановке заготовки при обработке, что приводит к появлению дополнительных отклонений.

Исключить переустановку можно, если установить заготовку *пятым способом*, т. е. в центрах с использованием подвижного люнета. Однако при этом возникают сложности, связанные с передачей крутящего момента на заготовку.

Все рассмотренные выше способы установки заготовки вала имеют свои преимущества и недостатки. Выбор установки определяется конкретными условиями изготовления изделия.

Еще одна важная задача, которую необходимо решать при разработке технологии изготовления длинномерных валов, — снижение себестоимости изделия, которое достигается грамотно разработанной технологией и оптимальными операционными допусками на размеры.

Моделирование размерных связей технологического процесса изготовления вала в осевом и радиальном направлениях

При моделировании точности размеров вала в осевом и радиальном направлениях и операционных размеров важен технологический процесс. Так, процесс обработки вала битера зерноуборочного комбайна включает в себя следующие операции: фрезерно-центровальную, токарную и шпоночно-фрезерную. Токарная обработка выполняется за две установки: часть детали обрабатывается при установе А, остальное — при установе Б.

Для анализа технологического процесса воспользуемся методом теории графов. Схема технологического процесса показана на рис. 4, граф размерных связей технологического процесса вдоль оси вала — на рис. 5.

По графу размерных связей установлены технологические размерные цепи и составлены их исходные уравнения:

1) $-S17 - Z23 + S19 = 0$;

2) $-S16 - Z17 + S23 + S22 + S21 = 0$;

3) $-S15 + Z14 + S13 - S14 = 0$;

4) $-S14 - Z18 + S16 = 0$;

5) $-S13 + Zx - S1 + S0 = 0$;

6) $-S12 + A15 = 0$;

7) $-S11 + S10 + A14 = 0$;

8) $-S10 + A3 - A2 = 0$;

9) $-S9 + S11 - Z7 = 0$;

10) $-S8 - S7 - S6 - S4 + S1 - S5 + Z12 = 0$;

11) $-S7 + A5 = 0$;

12) $-S6 - S4 + A3 = 0$;

13) $-S5 - A6 - S6 - S4 + S1 = 0$;

14) $-S4 + S9 - Z6 = 0$;

15) $-S3 + S4 + S6 - Z9 = 0$;

16) $-S2 + S4 + S6 + S7 - Z11 = 0$;

17) $S1$ (задается технологом);

18) $-S0 + A12 = 0$;

19) $-Sz = Z27$;

20) $-З + Z2 + Z0 + Sz = 0$.

Решение данных уравнений позволяет найти оптимальные операционные припуски и размеры в осевом направлении [4].

Для упрощения и повышения точности расчетов используем модуль комплекса T-FLEX CAD 3D, переведя полученные формулы в параметрическую таблицу и связав переменные с 3D-моделью. Таким образом, получим имитационную динамическую

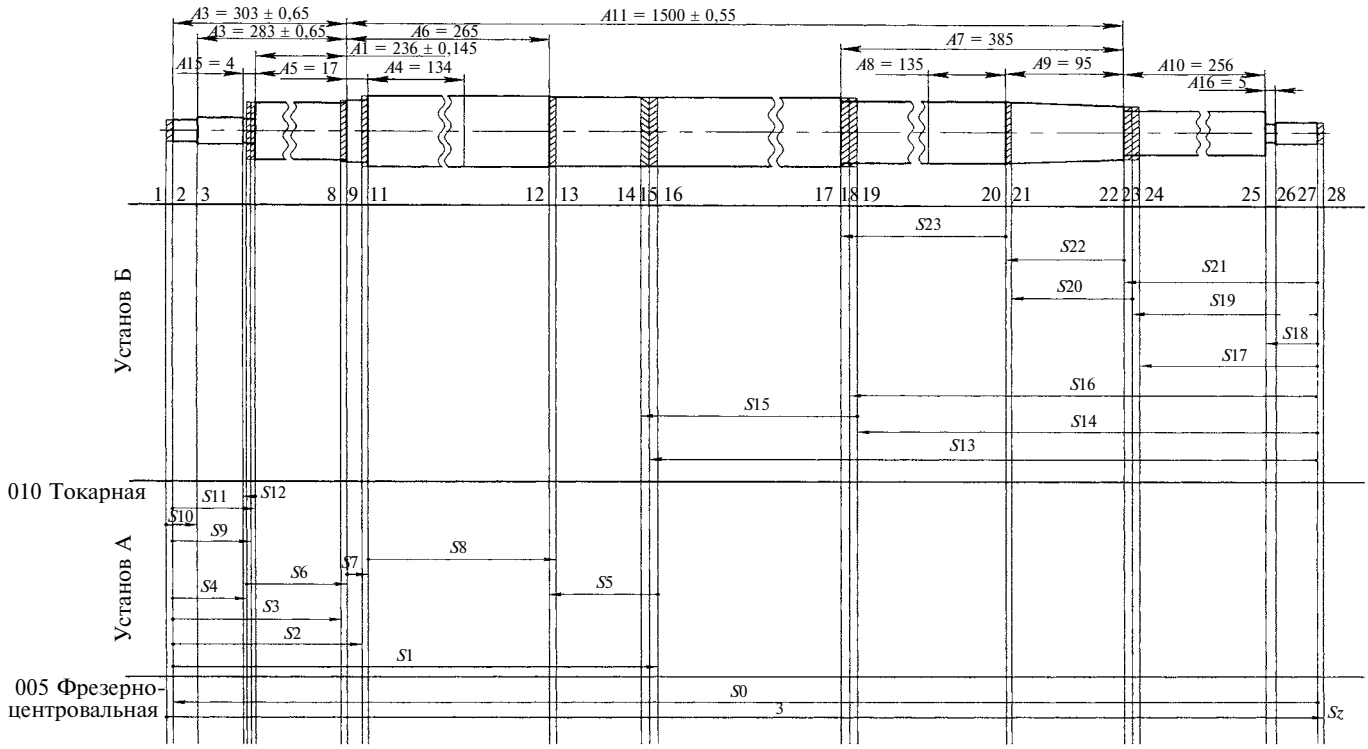


Рис. 4. Схема технологического процесса изготовления вала в осевом направлении

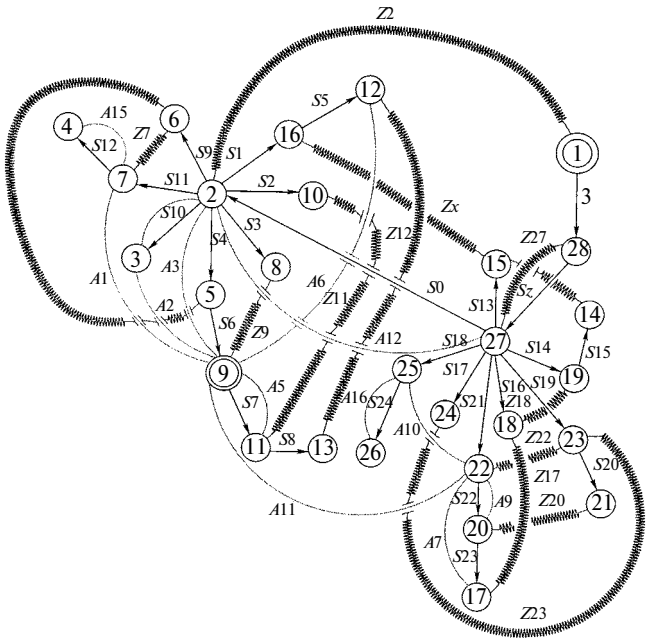


Рис. 5. Граф размерных связей технологического процесса изготовления вала в осевом направлении

модель размерных связей технологического процесса изготовления вала.

Математическая модель позволяет при изменении любой переменной, будь то конструкторский размер (A), технологический (S) или припуск (Z), быстро пересчитать все 126 уравнений. При этом пересчитывается 3D-модель детали.

Моделированием размерных связей процесса изготовления вала в радиальном направлении также определены операционные припуски и размеры.

Трехмерная модель пространственных отклонений при изготовлении длинномерных валов

Точность обработки длинномерных валов зависит не только от способа установки заготовки и размерных связей технологической системы, но и от предшествующих операций подготовки заготовки к обработке, например рихтовки, выполняемой для уменьшения кривизны заготовки, которая, в свою очередь, влияет на точность центровки торцов вала.

Как правило, длинные валы центруют на фрезерно-центровальных станках. Рассмотрим подробнее эту операцию. Установка заготовки на призмы станка осуществляется на участках поверхности, которые после обработки служат основными базами. На рис. 6 представлена схема установки вала на фрезерно-центровальном станке. Видно, что заготовку можно разбить на три участка: первый — от левого торца до первой призмы; второй — между призмами; третий — от второй призмы до правого торца.

Первый и третий участки представляют собой консольное закрепление и могут быть описаны выражением

$$f(\varphi, z) = \frac{c_0(z)}{2} + \sum_{k=1}^{k=n} c_k(z)\cos(k\varphi + \varphi_k), \qquad (4)$$

где φ — полярный угол; z — осевая координата [2].

Второй участок описывается выражением

$$r_{(0)} = r_0 + A_0\cos\Omega\varphi. \qquad (5)$$

Очевидно, что отклонение в какой-то точке вала от прямолинейности неизбежно приведет к погрешности центровки. Но выражения (4) и (5) отражают отклонения только в одной плоскости. В действительности же, как показали измерения отклонений от прямолинейности оси заготовки вала, отклонения могут быть как в продольном, так и в поперечном сечениях вала.

Для аналитического представления совокупности погрешностей заготовки вала в осевом и радиальном направлениях введем цилиндрическую систему координат, в которой отклонение оси вала — функция двух независимых переменных φ и z.

В формуле (4) амплитуды $c_0(z)$ и $c_k(z)$ не являются постоянными величинами. Они зависят от координаты z вдоль оси заготовки. Выражение (4) показывает, какие переменные параметры требуются для оценки кривизны вала в трехмерном пространстве, с помощью которых можно создать 3D-модель вала.

С помощью системы T-FLEX CAD 3D имитируем отклонения реальной оси от идеальной в пяти точках ($R_1 \div R_5$) с фиксированным расстоянием между ними и полярные углы поворота ($\varphi_1 \div \varphi_5$) максимального отклонения относительно выбранной системы координат. Результат анализа выражения (4) − расчетная таблица переменных параметров в T-FLEX CAD 3D.

Результат расчетов представлен на рис. 7 (см. обложку). В данном случае профиль поперечного сечения выбран произвольно. Для наглядности отклонение увеличено в 100 раз. На 3D-модель мож-

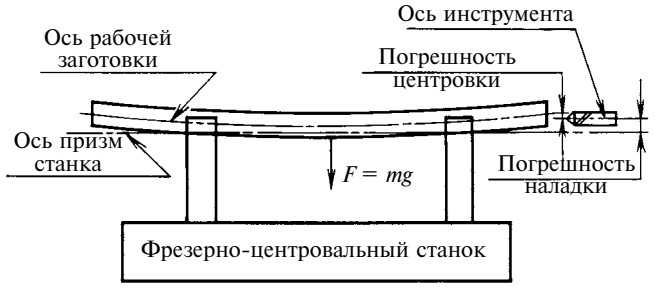


Рис. 6. Схема установки заготовки вала на фрезерно-центровальном станке

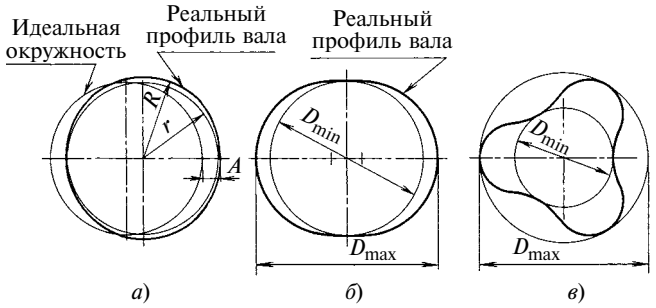


Рис. 8. Расчетный профиль вала:
а — $\lambda/n = 1$; *б* — $\lambda/n = 2$; *в* — $\lambda/n = 3$

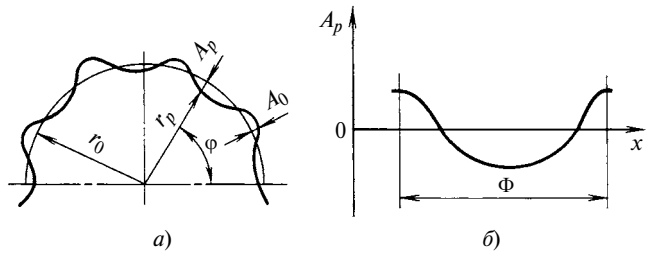


Рис. 9. Графики поперечной (*а*) и продольной (*б*) волнистости профиля вала

но осуществлять прочностной и динамический анализ детали.

Угловое положение профиля поперечного сечения вала непостоянно. Сумма угловых смещений приводит к волнистости поверхности, которая, в свою очередь, может привести к неравномерности снимаемого припуска при обработке детали и увеличению погрешности измерений, что ухудшает точность изготовляемого изделия. В работе [2] подробно рассмотрены профили, получаемые при различных условиях. Решающим фактором, влияющим на форму детали и ее размер, является отношение частоты λ гармонического относительного движения (деталь—инструмент) к частоте вращения *n* детали при обработке.

Так, при $\lambda/n = 1$ получим профиль, представленный на рис. 8, *а*. Разница параметров *R* и *r* мала, поэтому можно считать, что отклонения формы незначительны, но имеет место эксцентриситет, равный амплитуде *A* относительных колебаний.

При $\lambda/n = 2$ профиль имеет эллиптический характер (рис. 8, *б*). При $\lambda/n = 3$ представляет собой трехлучевую звезду (рис. 8, *в*). При целочисленных значениях λ/n профили напоминают звезды с числом лучей, равным кратности этого отношения; при дробных значениях λ/n имеет место сдвиг фаз.

Выведем общие уравнения для круговых и поперечных волн [2]:

для нулевой волны — формула (5);

для первой волны:

$$r_{(1)} = r_0 + A_0\cos[\Omega(\varphi + 1 \cdot 2\pi)]; \qquad (6)$$

для второй волны:

$$r_{(2)} = r_0 + A_0\cos[\Omega(\varphi + 2 \cdot 2\pi)]. \qquad (7)$$

Таким образом, для *p*-й волны:

$$r_{(p)} = r_0 + A_0\cos[\Omega(\varphi + p2\pi], \qquad (8)$$

где r_0 — радиус геометрически правильной цилиндрической детали; A_0 —максимальная амплитуда колебательного движения деталь—инструмент; φ — угол поворота; $r_{(p)}$ — радиус-вектор точки, соответствующей углу φ_n; $A_{(p)}$ —амплитуда волны с порядковым номером *p*; Ω — отношение полного угла поворота детали (2π) к углу φ поворота, соответствующему длине волны.

По выражению (8) можно определить отклонения в любой точке вала.

Составим графики поперечной и продольной волнистости (рис. 9, *а* и *б*) и перенесем их в среду T-FLEX CAD 3D.

Рассмотрим возможности трехмерного моделирования вала. Введем в таблицу переменных параметров T-FLEX CAD 3D реальные отклонения оси ($R_1 \div R_5$) и их полярные углы ($\varphi_1 \div \varphi_5$). Для $\lambda/n = 3$ получили 3D-модель (рис. 10, *а*, см. обложку).

Так как рассматривается вал на фрезерно-центровальной операции, то отклонение во второй и четвертой точках равны нулю, ввиду того, что в этих точках располагаются призмы станка, соосные с центровочным сверлом. Получим таблицу переменных параметров в среде T-FLEX CAD 3D и соответствующую ей 3D-модель (рис. 10, *б*, см. обложку). С учетом того, что при вращении заготовки профиль поперечного сечения проворачивается вокруг оси полностью через 140 мм длины вала, то при $l = 2099$ мм получим, что профиль провернется 15 раз, т. е. на 5400°. Следовательно, в каждой контролируемой точке профиль будет поворачиваться на 1350°. Модель токарной обработки представлена на рис. 10, *в*. Видно, что рихтовка заготовки вала не требуется. Преднамеренно увеличим отклонения вала от прямолинейности, модель показывает (рис. 10, *г*, см. обложку), что при токарной обработке нужна рихтовка.

Повышение точности наладки станков для изготовления длинномерных валов

Анализ методов наладки станков для изготовления длинномерных деталей показал, что основная проблема заключается в обеспечении соосности оси заготовки детали и оси установочных элементов станка. Ось длинной детали не является идеальной прямой. Поэтому при наладке, как правило, используют эталон (рис. 11), длина которого соизмерима с длиной детали. При фрезерно-центровальной операции отклонение от прямолинейности эталона приводит к тому, что ось установоч-

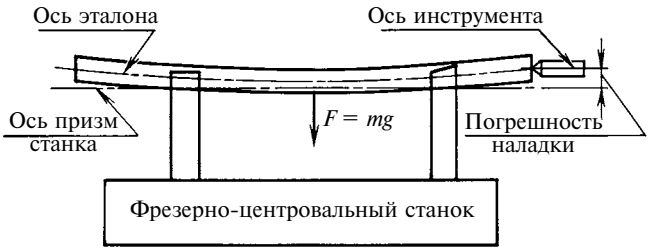


Рис. 11. Схема наладки фрезерно-центровального станка с помощью эталона

Рис. 12. Комплекс для наладки станков при изготовлении длинномерных деталей

ных призм не будет совпадать с осью инструмента (см. рис. 6). То же самое наблюдается и при наладке токарных и других станков. Более тщательная рихтовка и шлифование эталона приводят к дополнительным расходам. Кроме того, этот эталон нельзя использовать для наладки станков при обработке других деталей.

Поэтому был разработан метод наладки станка с помощью специального комплекса, который позволяет снизить влияние погрешностей наладки по эталону, ввиду использования в качестве оси луча лазера.

Комплекс для наладки станков при изготовлении длинномерных деталей (рис. 12) представляет собой две сборочные единицы: трубу-излучатель лазерного луча и трубу-приемник, в которой находится светочувствительный элемент для определения смещения луча относительно его идеального положения. Труба-излучатель является частью комплекса для наладки соосности призм приспособления станка для изготовления длинномерных деталей. Лазерный луч заменяет ось дорогостоящего эталона. Комплекс устанавливается на настроечной призме, которая необходима для первичной настройки комплекса и является имитатором идеальной технологической системы без погрешностей.

Рассмотрим технологическую систему шпоночно-фрезерного станка для обработки длинномерных деталей. На двух столах расположены пневматические тиски с призмами. На призмах устанавливают заготовку вала для фрезерования двух шпоночных пазов на его концах. Для того чтобы отклонение от несоосности шпоночных пазов не выходило за пределы установленного конструктором допуска, необходимо обеспечить совпадение осей призм, установленных в тиски.

Положив трубу-излучатель на призму и включив лазерное излучение, материализуем ось вала. На другую призму устанавливаем трубу-приемник. Положение тисков регулируется до тех пор, пока не сработает фотодатчик в трубе-приемнике.

Перед использованием комплекса его необходимо настроить. Погрешность технологической системы любого станка значительна, поэтому при переносе на другой станок соосность луча и наружных диаметров труб сбивается. Для точности настройки комплекса целесообразно использовать одну общую призму.

Таким образом, решение проблем, возникающих при изготовлении длинномерных валов, возможно путем выбора наилучшего способа установки заготовки на станке и расчета оптимальных припусков заготовки. Предложенные методы исследования универсальны и могут применяться к любым деталям данного класса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Балакшин Б. С.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1969. 560 с.
2. **Ляндон Ю. Н.** Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. М.: Машиностроение, 1967. 214 с.
3. **Справочник** технолога-машиностроителя / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1986. 656 с.
4. **Солонин И. С., Солонин С. И.** Расчет сборочных и технологических размерных цепей. М.: Машиностроение, 1980. 110 с.

УДК 629.113

М. С. ВЫСОЦКИЙ, д-р техн. наук, Д. А. ДУБОВИК, канд. техн. наук
(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси),
Ю. И. НИКОЛАЕВ (Минский завод колесных тягачей)

Оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильной машины

Представлен метод оценки рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильных машин с одним, двумя и более управляемыми мостами. Приведены результаты оценки машины МЗКТ8×8 с двумя передними управляемыми мостами.

Ключевые слова: рулевой привод, рулевая трапеция, управляемые колеса, рассогласование кинематики поворота управляемых колес.

A method of mismatch evaluation of angular rotation kinematics of controllable wheels of mobile machines with one, two, and more controllable bridges is considered. Evaluation results of machine MZKT8×8 with two controllable bridges are presented.

Keywords: steering gear, steering trapezium, controllable wheels, mismatch of angular rotation kinematics of controllable wheels.

Оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильных машин осуществляется общепринятым методом: моделирование поворота управляемых колес с фиксированием кинематических параметров; построение зависимости угла поворота наружного управляемого колеса от угла поворота внутреннего управляемого колеса из нейтрального положения в одно из крайних положений; определение оценочного показателя [1—6], т. е. отклонения Δ действительного угла $\alpha_н$ поворота наружного управляемого колеса от теоретического $\alpha_{т.н}$ в зависимости от угла $\alpha_в$ поворота внутреннего управляемого колеса. Теоретический угол поворота управляемых колес определяется, исходя из условия качения управляемых колес по концентричным окружностям без бокового скольжения:

$$\mathrm{ctg}\alpha_{т.н} - \mathrm{ctg}\alpha_{т.в} = b_0/l_0, \qquad (1)$$

где $\alpha_{т.н}$, $\alpha_{т.в}$ — теоретические углы поворота соответственно наружного и внутреннего управляемых колес; b_0 — расстояние между точками пересечения осей поворота управляемых колес с плоскостью дороги; l_0 — расстояние от управляемого моста до проекции полюса поворота на продольную ось машины.

Данный метод позволяет проводить оценку рассогласования кинематики поворота управляемых колес, которая, однако, является дифференцированной в зависимости от угла поворота внутреннего управляемого колеса и не определяет степень рассогласования кинематики поворота управляемых колес в целом. Кроме того, используемая зависимость не отражает особенности кинематики поворота управляемых колес в случае двух и более управляемых мостов.

Настоящая работа посвящена разработке метода интегральной оценки рассогласования кинематики поворота управляемых колес для общего случая мобильных машин с одним, двумя и более управляемыми мостами.

Методика исследования

Для разработки метода проведем оценку рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильной машины с несколькими управляемыми мостами на примере внедорожной машины МЗКТ-79305 с двумя передними управляемыми мостами с анализом результатов.

Для этого составим расчетную схему рулевой трапеции (рис. 1), приняв следующие обозначения: A_1N_1 — балка первого управляемого моста; A_1B_1 и M_1N_1 — поворотные рычаги, жестко связанные с цапфами управляемых колес первого моста; B_1C_1 и M_1L_1 — поперечные рычаги рулевого привода управляемых колес первого моста; $RD_1E_1C_1$ и $K_1F_1L_1$ — маятниковые рычаги рулевого привода управляемых колес первого моста; E_1F_1 — поперечная тяга рулевого привода колес первого управляемого моста; A_2N_2 — балка второго управляемого

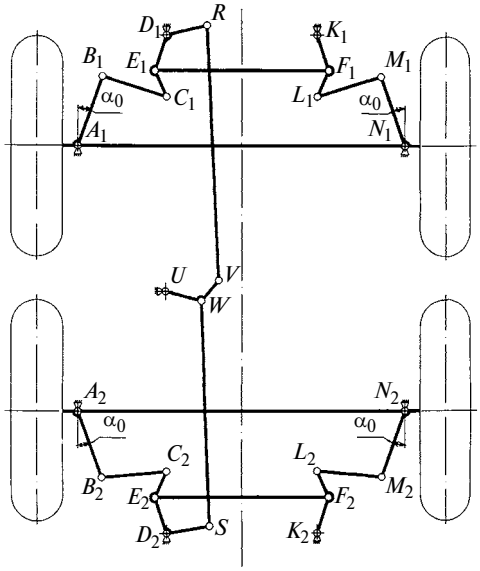


Рис. 1. Расчетная схема рулевой трапеции машины МЗКТ8×8 с двумя передними управляемыми мостами

моста; A_2B_2 и M_2N_2 — поворотные рычаги, жестко связанные с цапфами колес второго управляемого моста; B_2C_2 и M_2L_2 — поперечные рычаги рулевого привода управляемых колес второго моста; $SD_2E_2C_2$ и $K_2F_2L_2$ — маятниковые рычаги рулевого привода управляемых колес второго моста; E_2F_2 — поперечная тяга рулевого привода колес второго управляемого моста; RV и WS — передняя и задняя продольные тяги рулевого привода второго управляемого моста; UWV —промежуточный маятниковый рычаг рулевого привода управляемых колес первого и второго мостов; α_0 — угол установки поворотных рычагов A_1B_1, M_1N_1, A_2B_2 и M_2N_2, жестко связанных с цапфами управляемых колес первого и второго мостов.

Для моделирования поворота управляемых колес составим зависимости между углами их поворота. Принимаем, что внутреннее управляемое колесо первого моста повернулось на угол $\alpha_{1в}$. Тогда зависимость угла $\alpha_{D_1C_1}$ от угла $\alpha_{1в}$ поворота рычага $D_1E_1C_1$ определяется уравнением

$$\alpha_{D_1C_1} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg}\left(\frac{l_{D_1} - A_1B_1\cos(\alpha_0 - \alpha_{12})}{b_{C_1} - A_1B_1\sin(\alpha_0 - \alpha_{12})}\right) - \alpha_{B_1D_1C_1}, \quad (2)$$

где l_{D_1} — расстояние между неподвижным шарниром D_1 и первым управляемым мостом (прямая, проходящая через неподвижные шарниры A_1 и N_1); b_{C_1} — расстояние между шарниром C_1 и прямой, параллельной продольной оси колесной машины и проходящей через неподвижный шарнир A_1, при нейтральном положении управляемых колес.

Угол $\alpha_{B_1D_1C_1}$ определим, используя теоремы Пифагора и косинусов:

$$\alpha_{B_1D_1C_1} = \arccos\left(\frac{B_1D_1^2 + C_1D_1^2 - B_1C_1^2}{2B_1D_1 \cdot C_1D_1}\right). \quad (3)$$

С учетом угла $\alpha_{D_1C_1}$ по выражению (2) найдем угол $\alpha_{K_1L_1}$, на который повернется маятниковый рычаг $K_1F_1L_1$ привода управляемых колес первого моста при повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на угол $\alpha_{1в}$. Для определения угла $\alpha_{K_1L_1}$ по теореме косинусов, находим расстояние между подвижным шарниром E_1 и неподвижным шарниром K_1, а также углы $\alpha_{D_1K_1E_1}$ и $\alpha_{E_1K_1F_1}$. Тогда угол $\alpha_{K_1L_1}$ определится как разность значений угла $\alpha_{D_1K_1E_1}$ при нейтральном положении управляемых колес и при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол $\alpha_{1в}$:

$$\alpha_{K_1L_1} = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{E_1F_1 - D_1K_1}{2 \cdot K_1F_1}\right) - \alpha_{D_1K_1E_1} - \alpha_{E_1K_1F_1}. \quad (4)$$

Для определения действительного значения угла $\alpha_{1н}$ поворота наружного управляемого колеса первого моста, используя теоремы Пифагора и косинусов, определим текущее значение расстояния между неподвижным шарниром N_1 и подвижным шарниром L_1 при повороте маятникового рычага $K_1F_1L_1$ привода управляемых колес первого моста на угол $\alpha_{K_1L_1}$ и угол $\alpha_{K_1N_1M_1}$.

Тогда угол $\alpha_{1н}$ при повороте внутреннего колеса первого управляемого моста на угол $\alpha_{1в}$ имеет вид:

$$\alpha_{1н} = \frac{\pi}{2} - \alpha_0 - \operatorname{arctg}\left(\frac{l_{K_1} - K_1L_1\cos\alpha_{K_1L_1}}{b_{L_1} + K_1L_1\sin\alpha_{K_1L_1}}\right) - \alpha_{L_1N_1M_1}. \quad (5)$$

Для определения действительных значений углов $\alpha_{2в}$ и $\alpha_{2н}$ поворота внутреннего и наружного управляемых колес второго моста найдем угол α_{UV} поворота промежуточного маятникового рычага UWV привода управляемых колес первого и второго мостов и угол α_{D_2S} поворота маятникового рычага $SD_2E_2C_2$ привода управляемых колес второго моста.

Используя теорему косинусов, определяем расстояние между подвижным шарниром R и неподвижным шарниром U и углы α_{D_1UR} и α_{RUV}.

Тогда угол α_{UV} определим по формуле

$$\alpha_{UV} = \alpha_{D_1UR} + \alpha_{RUV} - \alpha_{D_1UR_0} - \alpha_{RUV_0}, \quad (6)$$

где $\alpha_{D_1UR_0}$ и α_{RUV_0} — углы α_{D_1UR} и α_{RUV} при нейтральном положении управляемых колес.

Для расчета угла α_{D_2S}, используя теорему косинусов, находим расстояние между неподвижным шарниром D_2 и подвижным шарниром W, а также углы α_{WD_2S} и α_{UD_2W}:

$$\alpha_{D_2S} = \alpha_{WD_2S} + \alpha_{UD_2W} - \alpha_{UD_2S_0}, \quad (7)$$

где $\alpha_{UD_2S_0}$ — угол α_{UD_2S} при нейтральном положении управляемых колес.

Для вычисления угла $\alpha_{2в}$ поворота внутреннего управляемого колеса второго моста определим рас-

стояние между неподвижным шарниром A_2 и подвижным шарниром C_2, а также углы $\alpha_{B_2A_2C_2}$ и $\alpha_{C_2A_2N_2}$:

$$\alpha_{2в} = \alpha_{B_2A_2N_{2\,0}} - \alpha_{B_2A_2N_2} = \\ = \alpha_{B_2A_2C_{2\,0}} + \alpha_{C_2A_2N_{2\,0}} - \alpha_{B_2A_2C_2} - \alpha_{C_2A_2N_2}, \quad (8)$$

где $\alpha_{B_2A_2N_{2\,0}}$, $\alpha_{B_2A_2C_{2\,0}}$ и $\alpha_{C_2A_2N_{2\,0}}$ — углы $\alpha_{B_2A_2N_2}$, $\alpha_{B_2A_2C_2}$ и $\alpha_{C_2A_2N_2}$ при нейтральном положении управляемых колес.

Для угла $\alpha_{2н}$ поворота наружного управляемого колеса второго моста найдем угол $\alpha_{K_2F_2}$ поворота маятникового рычага $K_2F_2L_2$, определим расстояние между подвижным шарниром E_2, неподвижным шарниром K_2 и углы $\alpha_{D_2K_2E_2}$ и $\alpha_{E_2K_2F_2}$:

$$\alpha_{K_2F_2} = \alpha_{D_2K_2E_2} + \alpha_{E_2K_2F_2} - \\ - \alpha_{D_2K_2E_{2\,0}} - \alpha_{E_2K_2F_{2\,0}}, \quad (9)$$

где $\alpha_{E_2K_2E_{2\,0}}$ и $\alpha_{E_2K_2F_{2\,0}}$ — углы $\alpha_{E_2K_2E_2}$ и $\alpha_{E_2K_2F_2}$ при нейтральном положении управляемых колес.

Находим расстояние между подвижным шарниром L_2, неподвижным шарниром N_2 и углы $\alpha_{L_2N_2M_2}$ и $\alpha_{A_2N_2L_2}$. Тогда угол $\alpha_{2н}$ определим как разность угла между прямой, проходящей через неподвижные шарниры A_2 и N_2, и поворотным рычагом N_2M_2 при нейтральном положении управляемых колес и этого угла при повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на угол $\alpha_{1в}$:

$$\alpha_{2н} = \alpha_0 - \frac{\pi}{2} + \alpha_{L_2N_2M_2} + \alpha_{A_2N_2L_2}. \quad (10)$$

Для расчета теоретических значений углов поворота управляемых колес в соответствии с условием (1) составим аналитические зависимости для машины МЗКТ-79305:

$$\alpha_{т1н} = \mathrm{arctg}\left(\frac{b_{01}}{0{,}5(l_3 + l_4)} + \frac{1}{\mathrm{tg}\alpha_{т1в}}\right)^{-1}; \quad (11)$$

$$\left.\begin{aligned} \alpha_{т2в} &= \mathrm{arctg}\left(\frac{0{,}5(l_3 + l_4) - 1_2}{\dfrac{0{,}5(l_3 + l_4)}{\mathrm{tg}\alpha_{т1в}}}\right); \\ \alpha_{т2н} &= \mathrm{arctg}\left(\frac{b_{02}}{0{,}5(l_3 + l_4) - l_2} + \frac{1}{\mathrm{tg}\alpha_{т2в}}\right)^{-1}, \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

где $\alpha_{т1н}$ и $\alpha_{т1в}$ — теоретические углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес первого управляемого моста; b_{01} — расстояние между точками пересечения осей поворота колес первого управляемого моста с плоскостью дороги; l_3 и l_4 — расстояния от первого управляемого моста соответственно до третьего и четвертого мостов; $\alpha_{т2н}$ и $\alpha_{т2в}$ — теоретические углы поворота соответственно внутреннего и наружного колес второго управляемого моста; b_{02} — расстояние между точками пересечения осей поворота колес второго управляемого моста с плоскостью дороги; l_2 —расстояние от первого управляемого моста до второго управляемого моста.

Моделированием поворота управляемых колес на основе выражений (2)—(10) определим действительные углы $\alpha_{1н}$, $\alpha_{2в}$ и $\alpha_{2н}$ от угла $\alpha_{1в}$ поворота внутреннего управляемого колеса первого моста. Теоретические значения углов $\alpha_{т1н}$, $\alpha_{т2в}$, $\alpha_{т2н}$ поворота управляемых колес находим по уравнениям (11), (12). Сопоставив углы действительные $\alpha_{1н}$, $\alpha_{2в}$, $\alpha_{2н}$ и теоретические $\alpha_{т1н}$, $\alpha_{т2в}$, $\alpha_{т2н}$, оценим рассогласование кинематики поворота управляемых колес:

$$\left.\begin{aligned} \Delta_{1н} &= \alpha_{т1н} - \alpha_{1н}; \\ \Delta_{2в} &= \alpha_{т2в} - \alpha_{2в}; \\ \Delta_{2н} &= \alpha_{т2н} - \alpha_{2н}; \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

где $\Delta_{1н}$ — рассогласование кинематики поворота наружного управляемого колеса первого моста; $\Delta_{2в}$ — рассогласование кинематики поворота внутреннего управляемого колеса второго моста; $\Delta_{2н}$ — рассогласование кинематики поворота наружного управляемого колеса второго моста.

Анализ полученных результатов

Оценка кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ-79305, а именно, зависимость углов $\alpha_{1н}$ поворота наружного колеса, внутреннего $\alpha_{2в}$ и наружного $\alpha_{2н}$ колес второго управляемого моста и их теоретических значений ($\alpha_{т1н}$, $\alpha_{т2в}$ и $\alpha_{т2н}$) от угла $\alpha_{1в}$ поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из нейтрального положения в правое крайнее положение, представлена на рис. 2.

На рис. 3, *а*, *б* приведены соответственно зависимости углов поворота внутреннего $\alpha_{2в}$ и наружного $\alpha_{2н}$ колеса второго управляемого моста от угла $\alpha_{1в}$ поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из нейтрального положения в левое и правое крайние положения.

Анализ результатов моделирования показал, что в диапазоне поворота внутреннего управляемого колеса первого моста от 0 до 0,592 рад наружное управляемое колесо первого моста поворачивается на угол, меньше теоретического, определяемого по уравнению (11) и обеспечивающий качение колес без бокового скольжения. При повороте управляемых колес из нейтрального положения рассогласо-

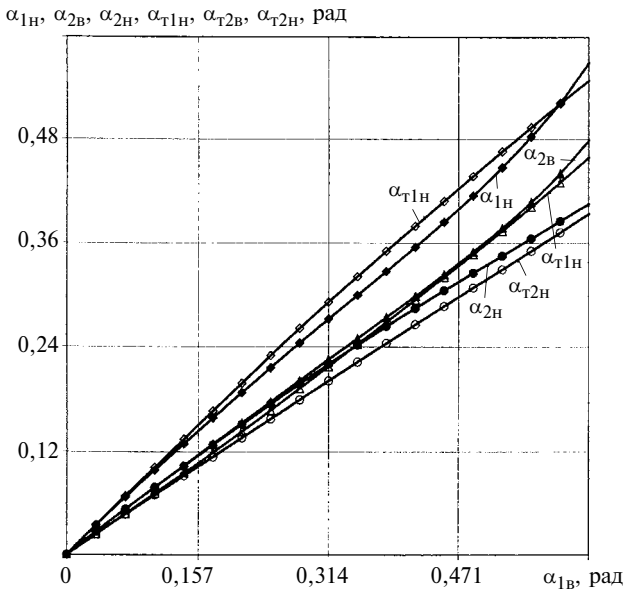


Рис. 2. Зависимости действительных и теоретических углов поворота наружного управляемого колеса первого моста, внутреннего и наружного управляемых колес второго моста

вание $\Delta_{1н}$ поворота наружного управляемого колеса первого моста увеличивается, достигая максимального значения 0,024 рад при повороте внутреннего управляемого колеса на угол 0,419 рад. С дальнейшим поворотом управляемых колес рассогласование $\Delta_{1н}$ уменьшается и в окрестностях угла поворота внутреннего управляемого колеса 0,592 рад равно нулю. При повороте внутреннего управляемого колеса на угол, превышающий 0,592 рад, наружное управляемое колесо первого моста поворачивается на угол, больший теоретического, найденного по уравнению (11). При повороте внутреннего управляемого колеса на максимальный угол 0,628 рад рассогласование $\Delta_{1н}$ составляет −0,021 рад.

Внутреннее управляемое колесо второго моста во всем рабочем диапазоне поворота внутреннего управляемого колеса первого моста поворачивается на угол, больший теоретического по уравнению (12). При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста от 0,035 до 0,593 рад рассогласование $\Delta_{2в}$ поворота внутреннего управляемого колеса второго моста находится в интервале значений $-0{,}003 \div -0{,}01$ рад. При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на максимальный угол рассогласование $\Delta_{2в}$ достигает максимального значения по абсолютной величине и составляет −0,02 рад.

Наружное управляемое колесо второго моста во всем рабочем диапазоне поворота внутреннего управляемого колеса первого моста также поворачивается на угол, больший теоретического, найденного по уравнению (12). При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста из нейтрального положения отклонение $\Delta_{2н}$ действительного угла поворота наружного управляемого колеса второго моста от теоретического увеличивается по абсолютной величине. При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на угол 0,349 рад рассогласование достигает максимального значения $\Delta_{2н} = -0{,}019$ рад. С дальнейшим увеличением угла поворота внутреннего управляемого колеса первого моста рассогласование $\Delta_{2н}$ несколько снижается и при максимальном угле повороте управляемых колес составляет −0,011 рад.

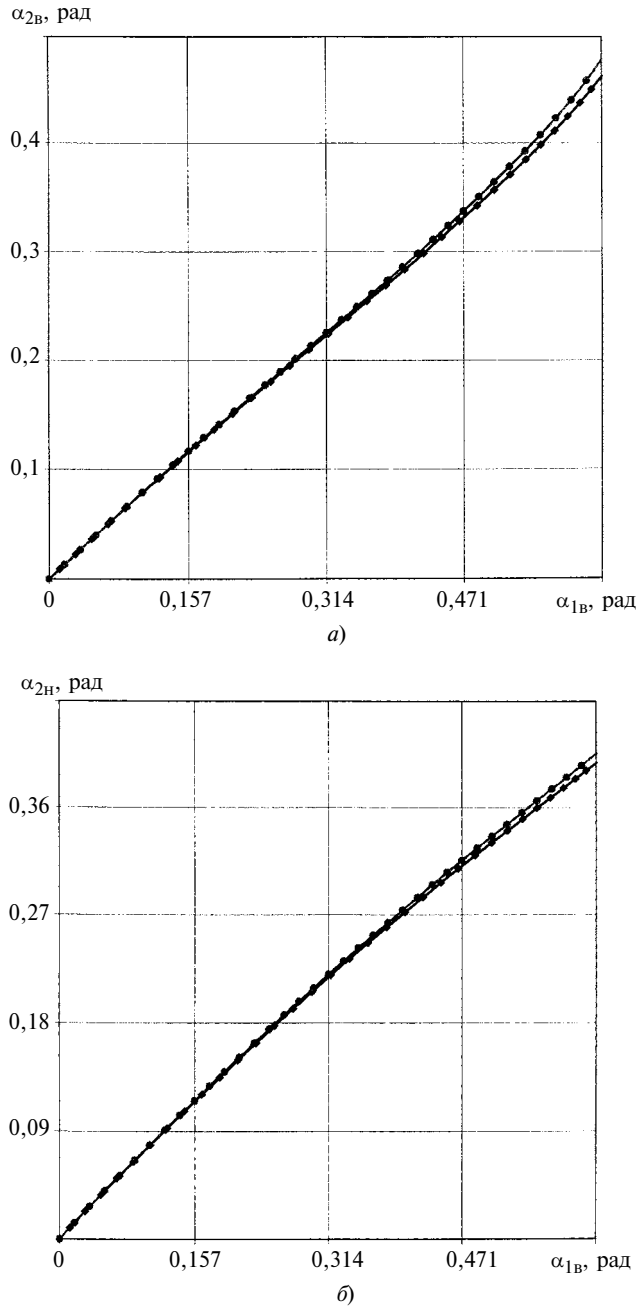


Рис. 3. Зависимости действительных углов поворота внутренних (*а*) и наружных (*б*) управляемых колес второго моста при повороте из нейтрального положения в левое и правое крайние положения (—■— поворот влево; —●— поворот вправо)

Анализ рис. 3 позволил установить особенность мобильных машин с несколькими управляемыми мостами и рулевой трапецией с жесткими звеньями, которая заключается в том, что при повороте рулевого колеса в разные стороны (в левое и правое крайние положения) управляемые колеса второго и последующих мостов поворачиваются на разные по абсолютной величине углы. Максимальный угол поворота внутреннего колеса второго управляемого моста машины МЗКТ-79305 при повороте влево составляет 0,463 рад, при повороте вправо — 0,479 рад (см. рис. 3). Разность угла $\alpha_{2в}$ поворота внутреннего колеса второго управляемого моста при повороте влево и вправо растет с увеличением угла $\alpha_{1в}$ поворота внутреннего управляемого колеса первого моста и при максимальных значениях угла $\alpha_{1в}$ при повороте внутреннего управляемого колеса первого моста в левое и правое крайние положения достигает максимального значения (0,016 рад).

Максимальные углы поворота наружных относительно центра поворота управляемых колес второго моста внедорожной машины МЗКТ-79305 при повороте влево и вправо составляют соответственно 0,398 и 0,406 рад (см. рис. 3, *б*). Отклонение угла $\alpha_{2н}$ поворота наружного управляемого колеса второго моста при повороте вправо от угла $\alpha_{2н}$ поворота наружного управляемого колеса второго моста при повороте влево растет с увеличением угла $\alpha_{1в}$ поворота внутреннего управляемого колеса первого моста и при максимальных углах $\alpha_{1в}$ поворота внутреннего колеса первого управляемого моста в разные стороны достигает максимального значения (0,008 рад).

Особенность поворота внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов в разные стороны на разные углы иллюстрирует традиционный расчет углов поворота управляемых колес для мобильных машин с двумя и более управляемыми мостами. Поскольку источником различия кинематики поворота управляемых колес является направление их поворота относительно нейтрального положения, то иллюстрацией кинематики поворота управляемых колес является зависимость углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от углов поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из левого крайнего положения в правое крайнее положение. Зависимости углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от углов поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из левого крайнего положения в правое крайнее положение называются диаграммами углов поворота управляемых колес (рис. 4). При этом интегральная оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес осуществляется посредством отношения интегралов отклонений действительных углов поворота наружного колеса первого управляемого моста,

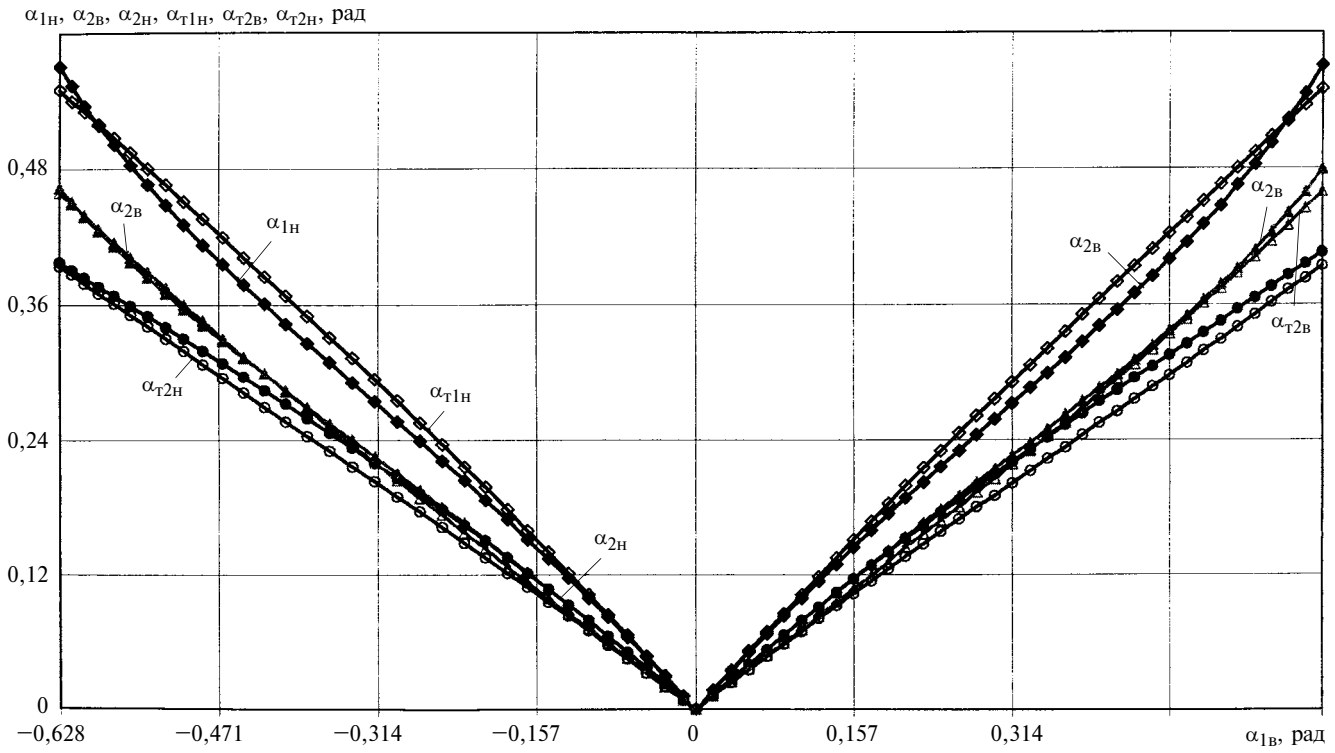


Рис. 4. Диаграмма углов поворота управляемых колес машины МЗКТ с двумя передними управляемыми мостами

внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов от их теоретических значений и теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов по углу поворота внутреннего колеса первого управляемого моста, которое назовем коэффициентом рассогласования кинематики поворота управляемых колес:

$$K_{\alpha e} = \frac{\int\limits_{-\alpha_{max}}^{\alpha_{max}} \left[|\alpha_{т1н} - \alpha_{1н}| + \sum\limits_{i=2}^{i} (|\alpha_{тi в} - \alpha_{i в}| + |\alpha_{тi н} - \alpha_{i н}|) \right] d\alpha_{1в}}{\int\limits_{-\alpha_{max}}^{\alpha_{max}} \left[\alpha_{т1н} + \sum\limits_{i=2}^{i} (\alpha_{тi в} + \alpha_{тi н}) \right] d\alpha_{1в}}, \quad (14)$$

где $\alpha_{тi в}$ и $\alpha_{тi н}$ — теоретические углы поворота внутренних и наружных колес второго и последующего i-го управляемого моста; $\alpha_{i в}$ и $\alpha_{i н}$ — действительные углы поворота внутренних и наружных колес второго и последующего i-го управляемого моста; $-\alpha_{max}$ и α_{max} — максимальные углы поворота внутреннего колеса первого управляемого моста в левое и правое крайние положения; i — порядковый номер управляемого моста мобильной машины; k —число управляемых мостов мобильной машины.

Числитель выражения (14) представляет собой сумму площадей между кривыми зависимостей действительных и теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов диаграммы углов поворота управляемых колес, знаменатель — сумму площадей между кривыми зависимостей теоретических углов поворота наружного колеса первого управляемого моста, внутренних и наружных колес второго и последующих управляемых мостов и осью абсцисс диаграммы углов поворота управляемых колес.

Анализ выражения (14) показал, что коэффициент равен единице, если все управляемые колеса находятся в нейтральном положении при повороте рулевого колеса и изменения теоретических значений углов поворота управляемых колес соответствуют условию (1). Коэффициент $K_{\alpha e}$ равен нулю, если действительные углы поворота управляемых колес соответствуют теоретическим по условию (1).

При известном коэффициенте $K_{\alpha e}$ коэффициент согласования кинематики поворота управляемых колес определяется по формуле $K_{\alpha} = 1 - K_{\alpha e}$.

Выражение для определения коэффициента рассогласования кинематики поворота управляемых колес применительно к машине МЗКТ-79305 имеет вид:

$$K_{\alpha e} = \frac{\int\limits_{-0,628}^{0,628} [|\Delta_{1н}| + |\Delta_{2в}| + |\Delta_{2н}|] d\alpha_{1в}}{\int\limits_{-0,628}^{0,628} [\alpha_{т1н} + \alpha_{т2в} + \alpha_{т2н}] d\alpha_{1в}}. \quad (15)$$

Подставив в формулу (15) значения углов и рассогласования кинематики поворота управляемых колес, получим $K_{\alpha e} = 0,0454$, т. е. 4,54 %, а согласование кинематики поворота управляемых колес составит 95,46 %.

Таким образом, конструкция серийной рулевой трапеции машины МЗКТ-79305 не обеспечивает согласования действительных углов поворота управляемых колес с их теоретическими значениями, обеспечивающими качение управляемых колес по концентричным окружностям без бокового скольжения во всем рабочем диапазоне. Отклонения действительных углов поворота управляемых колес теоретических значений находятся в диапазоне $0 \div 0,024$ рад и зависят от порядкового номера моста и борта машины, направления и величины угла поворота управляемых колес. Коэффициент рассогласования кинематики поворота управляемых колес машины МЗКТ-79305 $K_{\alpha e} = 4,54$ %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М.** Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
2. **Чайковский И. П., Соломатин П. А.** Рулевые управления автомобилей. М.: Машиностроение, 1987. 176 с.
3. **Гришкевич А. И.** Автомобили: Теория. Минск: Вышэйшая школа, 1986. 207 с.
4. **Высоцкий М. С., Гилелес Л. Х., Херсонский С. Г.** Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования. М.: Машиностроение, 1995. 256 с.
5. **Сазонов И. С., Атаманов Ю. Е., Турлай С. Н.** Кинематика четырехзвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров // Вестник Белорус.-Рос. ун-та. 2007. № 1. С. 40—46.
6. **Сазонов И. С., Атаманов Ю. Е., Турлай С. Н.** Кинематика шестизвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров // Вестник Белорус.-Рос. ун-та. 2008. № 3. С. 40—48.

УДК 621.838.1

В. П. БОНДАЛЁТОВ, В. И. МЕДВЕДЕВ, кандидаты технических наук, А. В. ПЕТРОВ
(Ковровская ГТА им. В. А. Дегтярева), e-mail: pav772007@yandex.ru

Оценка надежности механизмов свободного хода в составе импульсной механической бесступенчатой передачи

Представлен сравнительный анализ надежности механизмов свободного хода в составе импульсной бесступенчатой механической передачи. Полученные выражения позволяют оценить их надежность по заданному критерию на стадии проектирования.

Ключевые слова: бесступенчатая импульсная передача, механизмы свободного хода, надежность.

A comparative reliability analysis of free-wheel clutch mechanisms numbering of a pulse mechanical continuously rated drive has been presented. The expressions obtained allow evaluate their reliability regarding assigned criterion on the design stage.

Keywords: continuously rated pulse drive, free-wheel clutch mechanisms, reliability.

Исследования импульсных бесступенчатых механических передач позволили установить наиболее слабые узлы [1], низкая надежность которых обусловлена знакопеременными импульсами высокой частоты, возникающими при работе устройства. Механизмы свободного хода (МСХ), входящие в состав такой передачи, выполняя функции механического диода, пропускают положительный импульс и отключают отрицательный. Подобные режимы работы вызывают большие нагрузки на все элементы конструкции и, прежде всего, на стопорящие элементы МСХ.

В таких передачах в качестве механических диодов в основном применяют МСХ трех типов: роликовый, микрохраповой и храповой блочного типа (рис. 1). Стопорящие элементы МСХ, являющиеся наиболее слабыми звеньями данных конструкций, приведены на рис. 2.

Остановимся на особенностях замыкания МСХ. Роликовый МСХ замыкается вследствие трения при заклинивании роликов, микрохраповой и храповой блочного типа — в результате зацепления собачек с зубом храповика. При работе роликового и микрохрапового МСХ предполагается одновременное включение в работу нескольких стопорящих элементов, в храповом МСХ блочного типа в замыкании участвует только одна собачка. Определим надежность работы МСХ представленных конструкций.

В данном случае под надежностью подразумевается вероятность безотказной работы механизма по заданным критериям: срабатывание и неразрушение стопорящих элементов механизма при замыкании. Представленные ниже МСХ можно рассматривать как идентичные, так как они имеют одинаковые конструктивные параметры: рассчитаны на передачу одинакового по величине крутящего момента; имеют приблизительно равные массогабаритные параметры; элементы МСХ выполнены из одинаковых материалов с одинаковой погрешностью изготовления (поле допусков).

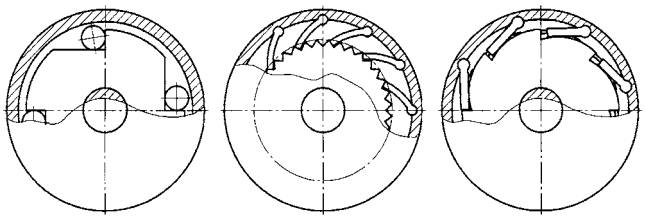
Вероятность полного включения роликового МСХ

Ранее проведенная оценка роликового МСХ на надежность включения в работе [2] позволяет использовать данную методику для оценки надежности его работы в составе импульсной бесступенчатой передачи с учетом конструктивных особенностей данного МСХ и передаваемой им нагрузки.

В исследуемой импульсной бесступенчатой передаче применялась роликовая обгонная муфта со следующими параметрами: число роликов $z = 8$, диаметр ролика 8 мм, длина ролика $L = 20$ мм, передаваемый крутящий момент $M = 100$ Н · м.

Вероятность полного включения роликового МСХ оценивается по квантили вида:

$$U_{\text{р}} = -\frac{\bar{\varphi} - \bar{\alpha}/2 - \mu(S_{\varphi\text{р}} + S_{\alpha\text{р}})}{\sqrt{S_{\varphi\text{м}}^2 + \frac{1}{4}S_{\alpha\text{м}}^2 + \varepsilon^2(S_{\varphi\text{р}}^2 + S_{\alpha\text{р}}^2)}},$$



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Механизмы свободного хода:
а — роликовый; *б* — микрохраповой; *в* — храповой блочного типа

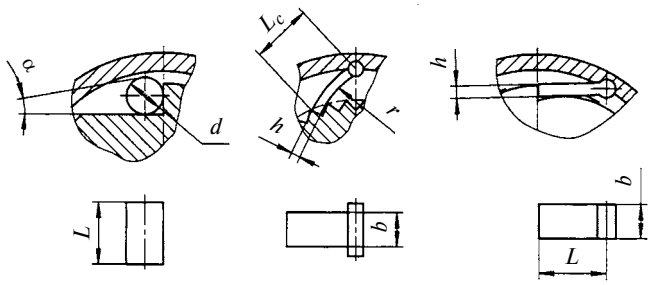


Рис. 2. Стопорящие элементы МСХ

где $S_{\varphi p}$, $S_{\alpha p}$ — средние квадратические отклонения углов соответственно трения и заклинивания по роликам внутри муфты; μ и ε — параметры положения и сдвига, зависящие от z.

В соответствии с полученным значением квантили [2] вероятность включения роликового МСХ составляет $P_1(t) = 0{,}91$.

Вероятность неразрушения контактирующих деталей можно оценить по квантили вида: $U_p = -\dfrac{\bar{\sigma}_R - \bar{\sigma}_H - \mu S_R}{\sqrt{(\varepsilon S_R)^2 + S_H^2}}$, где σ_R, σ_H и S_R, S_H — средние значения и средние квадратические отклонения соответственно разрушающих и действующих напряжений.

В соответствии с полученным значением квантили вероятность неразрушения стопорящих элементов роликового МСХ составляет $P_2(t) = 0{,}95$. Согласно теории надежности [3] вероятность безотказной работы роликового МСХ определяется как $P(t) = P_1(t)P_2(t) = 0{,}91 \cdot 0{,}95 = 0{,}86$.

Вероятность включения микрохрапового МСХ

При расчете включения микрохрапового МСХ (рис. 3) принято, что происходит одновременное замыкание всех собачек. Это возможно только при одинаковом расстоянии между соответствующими торцами собачек и зубьями храповика. С учетом точности изготовления МСХ — отклонения длин L собачек, шага β_0 зуба храповика, шага γ установки собачек и т. д., при замыкании первой сработает собачка, наиболее близко расположенная к торцу соответствующего зуба. Последующие i-е собачки будут не доходить до торца своего зуба на величину углового зазора β_i. Они будут вступать в зацепление при продолжении вращения храповика в отрицательную сторону по мере выбора соответствующих угловых зазоров, сопровождаемого деформацией уже вошедших в зацепление собачек. В момент замыкания всех собачек храповик повернется на угол β.

По рекомендациям работы [1] микрохраповой МСХ должен быть спроектирован таким образом, чтобы угол β поворота в отрицательную сторону не превышал угла β_0.

Условие зацепления всех собачек имеет вид:

$$\beta_i \leqslant \beta_0. \qquad (1)$$

Для гарантированного зацепления всех собачек принят коэффициент запаса $n > 1$ из условия $\beta_i \leqslant \beta_0/n$.

Применительно к микрохраповому МСХ коэффициент n запаса подразумевает выбор параметров (в том числе допусков) элементов МСХ таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение β_i.

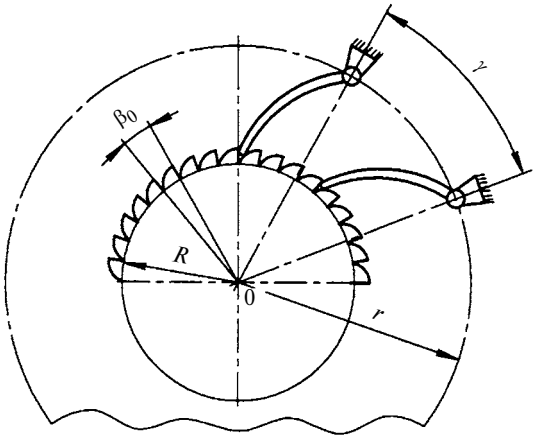


Рис. 3. Параметры микрохрапового МСХ

Однако β_i и β_0 не являются детерминированными величинами в силу множества факторов, влияющих на их рассеяние. Поэтому, рассматривая их как случайные величины, необходимо оценивать факт зацепления всех собачек вероятностными методами, т. е. рассчитывать вероятность $P\{\beta_i \leqslant \beta_0\}$ события, при котором обеспечивается выполнение условия (1).

Принято, что случайные величины β_i и β_0 и их разности имеют нормальный закон распределения [1]. Квантиль нормального распределения с учетом коэффициента запаса имеет вид:

$$U_p = -\frac{\bar{\beta}_i(n-1)}{\sqrt{S_{\beta_0}^2 + S_{\beta_i}^2}}, \qquad (2)$$

где S_i — среднеквадратическое отклонение соответствующего угла.

Исследуемый микрохраповой МСХ имеет следующие параметры: число собачек $N = 6$; угловой шаг храповика $\beta_0 = (5 \pm 0{,}1)^\circ$; угол расположения гнезд собачек $\gamma = (60 \pm 0{,}5)^\circ$; $r = 50^{+0{,}04}$ мм; $R = 30_{-0{,}03}$ мм; $L_c = 40_{-0{,}1}$ мм; собачки изготовлены из стали 45; передаваемый крутящий момент $M = 100$ Н · м. Аналитически вычисленный с учетом допусков на изготовление и отклонений всех параметров угол β_i находится в диапазоне $2 \div 4{,}1^\circ$. Среднеквадратические отклонения углов β_i и β_0 принимаем равными одной шестой диапазона рассеяния: $S_{\beta i} = 0{,}35^\circ$ и $S_{\beta 0} = 0{,}033^\circ$.

В соответствии с полученным значением квантили вероятность замыкания собачек составляет $P_1(t) = 0{,}975$.

Вероятность неразрушения собачек микрохрапового МСХ в момент замыкания

Нагружение собачек при замыкании представляет собой продольно-поперечный изгиб. Наи-

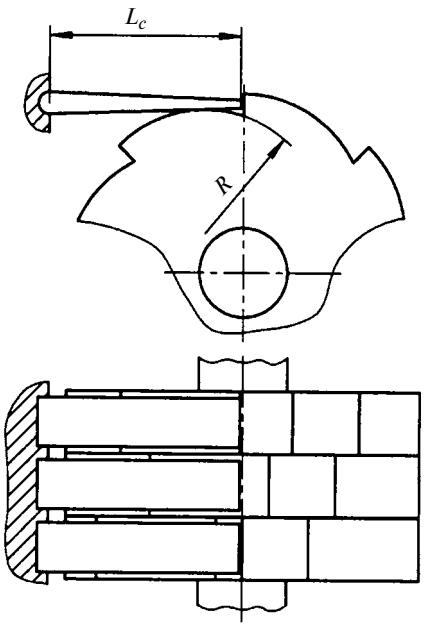


Рис. 4. МСХ блочного типа

большее напряжение при передаче вращающего момента возникает в собачке, первой замкнувшейся с храповиком в момент срабатывания последней собачки. Вероятность безотказной работы микрохрапового МСХ по прочности, т. е. вероятность неразрушения собачек, можно определить по квантили вида:

$$U_{\text{р}} = -\frac{\bar{\sigma}_R - \bar{\sigma}_a - \mu S_R}{\sqrt{(\varepsilon S_R)^2 + S_a^2}}, \qquad (3)$$

где σ_a — действующие напряжения в самой нагруженной собачке; σ_R — предел выносливости материала собачек; μ — параметр положения; ε — параметр рассеяния.

В выражении (4) параметры μ и ε определяют распределение нагрузки на стопорящие элементы. Ввиду последовательного замыкания нагружение на каждую пару "зуб—собачка" будет неравномерным. Учет параметров μ и ε дает более достоверный результат вычисления надежности микрохрапового МСХ по прочности [2].

Вероятность безотказной работы составит $P_2(t) = 0{,}92$. Аналогично роликовому МСХ для микрохрапового МСХ вероятность безотказной работы определяется как $P(t) = P_1(t)P_2(t) = 0{,}975 \cdot 0{,}92 = 0{,}897$.

Расчет надежности храпового МСХ блочного типа

Особенностью МСХ блочного типа (рис. 4) является прямолинейность оси собачки, расположенной по касательной к радиусу r окружности зубьев храповика. При замыкании собачка воспринимает только сжимающее усилие. В данном МСХ не возникают повышенные контактные напряжения, что свойственно роликовым МСХ, и надежность его работы не зависит от точности расположения собачек и зубьев храповика, поскольку при обратном вращении храповика замыкается только одна собачка.

Расчет безотказной работы ведется по критерию прочности. Вероятность неразрушения собачки в момент замыкания определяется по квантили вида:

$$U_{\text{р}} = -\frac{\bar{\sigma}_R - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S_R^2 + S_\alpha^2}},$$

где σ_a — действующие контактные напряжения; σ_R — предел выносливости материала собачек.

Параметры стопорящих элементов исследуемого блочного МСХ: длина собачек $L_{\text{с}} = 15$ мм, ширина $B = 11$ мм, материал собачек — сталь 45. При передаваемом моменте $M = 100$ Н · м действующие контактные напряжения составляют $\sigma_a = 9$ МПа.

Получим вероятность безотказной работы $P = 0{,}986$.

Выводы

Полученные результаты позволяют сравнить три варианта конструкций механизмов свободного хода с точки зрения надежности работы и показывают, что при одинаковых конструктивных параметрах наиболее надежным является механизм свободного хода блочного типа. В сочетании с другими преимуществами (устойчивость работы при высоких частотах и замыкание с помощью тангенциальных сил, малые углы обратного хода незначительные механические потери [5]) такие МСХ наиболее перспективны для использования в импульсных бесступенчатых передачах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Леонов А. И.** Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.

2. **Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З.** Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.

3. **Половко А. М., Гуров С. В.** Основы теории надежности. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 704 с.

4. **Кагаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 258 с.

5. **Бондалетов В. П., Быкова Т. Е., Шенкман Л. В.** Механические потери в храповых механизмах свободного хода блочного типа // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 32—35.

УДК 621.873

В. Ю. САПЬЯНОВ, канд. техн. наук, Д. А. БОНДАРЧУК (БИТТУ Саратовского ГТУ, г. Балаково),
e-mail: kafpsm@bittu.org.ru

Влияние перекосных нагрузок на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции крана грузоподъемностью 100 т

Проанализировано влияние перекосных нагрузок, возникающих при передвижении тяжелых козловых кранов, на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции. Определена величина предельного перекоса опоры, что позволяет дать научно обоснованные рекомендации по настройке ограничителей перекоса.

Ключевые слова: тяжелые козловые краны, предельные нагрузки, напряженно-деформированное состояние, перекос.

Effect of skew loads, arising at movement of heavy-weight gantry cranes, upon the metalware's deflected mode is analyzed. The value of ultimate skew of the support was determined, allowing give a science-based recommendations regarding the adjustment of skew limiter.

Keywords: heavy-weight gantry cranes, ultimate loads, deflected mode, skew.

В настоящее время для укрупненной блочной сборки предпочитают больше использовать козловые чем башенные краны. Одно из основных преимуществ козловых кранов — достаточно большая жесткость металлоконструкции, позволяющая обеспечить высокую точность позиционирования перемещаемого груза, что значительно облегчает монтажные работы.

Опыт эксплуатации тяжелых козловых кранов (грузоподъемностью 100 т) показал, что одним из наиболее подверженных разрушению элементов металлоконструкции является узел крепления опоры к пролетному строению. При работе механизма передвижения очень часто возникают перекосные нагрузки, которые негативно воздействуют на вышеупомянутый узел. Несмотря на то, что методика определения величины перекосных нагрузок существует [1, 2], она нуждается в уточнении, поскольку не отражает всей сложности напряженно-деформированного состояния (НДС) пространственных многократно статически неопределимых металлоконструкций тяжелых козловых кранов.

Было исследовано НДС металлоконструкции крана К-100Е, которая представляет собой сложную пространственную многократно статически неопределимую систему. При этом использовали метод конечных элементов, реализованный в модуле APM Structure 3D.

Поскольку длины элементов металлоконструкции велики по сравнению с размерами поперечного сечения (более 5/1), для моделирования была применена стержневая аппроксимация. Стойки опор соединяются с пролетным строением жестко, с нижним ригелем и подкосами — шарнирно, подкос с нижним ригелем соединяется также шарнирно. Шарниры — цилиндрические, с возможностью вращения вокруг оси, перпендикулярной крановому пути. Балансиры механизмов передвижения кранов моделировали введением упругих оснований, жесткость которых равна жесткости соответствующих балансиров [3, 4].

Рассматривали три расчетные положения, характерные для технологического процесса возведения и обслуживания атомных электростанций (рис. 1). В ходе моделирования были получены данные (рис. 2), позволяющие оценить зависимость между выбегом опор и напряжениями в элементах металлоконструкции.

Согласно действующим нормам максимальный выбег принимается равным 0,012L [1] (L — пролет крана). Данная величина соответствует выбегу в 420 мм. Однако такой выбег согласно рис. 2 соответствует достаточно малым эквивалентным напряжениям в элементах металлоконструкции. Поэтому было принято решение о моделировании выбега, при котором будет полностью исчерпана несущая способность материала металлоконструкции, которая выполнена из стали 09Г2С по ГОСТ 19281—89. Максимальный выбег составил 1200 мм.

Проведенные исследования подтвердили значительное влияние выбега опор на НДС элементов металлоконструкции тяжелых козловых кранов. Напряжения увеличились: в пролетном строении на 41 %; в стойках опор на 66 %; в подкосах на 89 %; в ригелях на 39 %; в консолях — не изменились. Безусловно, перекосные нагрузки необходимо учитывать при расчете металлоконструкции козловых кранов.

Существующие нормы настройки ограничителей перекоса приводят к неполному использованию несущей способности материала металлоконструкций и нуждаются в научно обоснованной корректировке.

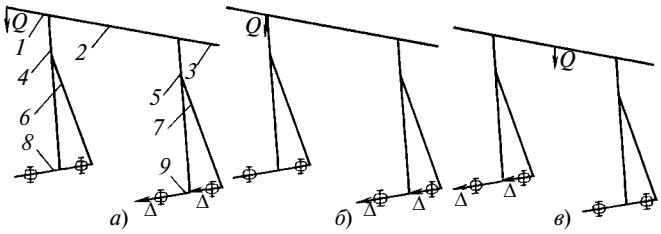


Рис. 1. Расчетные схемы для анализа НДС крана с грузом на краю консоли (*а*), над опорой (*б*) и в середине пролета (*в*): *1*, *2* — консоли; *3* — пролет; *4*, *5* — опоры; *6*, *7* — подкосы; *8*, *9* — ригели

УДК 62-82-025.13

А. Т. РЫБАК, канд. техн. наук, И. В. БОГУСЛАВСКИЙ, д-р техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: rat_ritm@aaanet.ru

Совершенствование методики расчета системы приводов технологического оборудования

Предложена методика расчета системы обобщенного привода технологического оборудования, разработанная на основе использования интегративного свойства гидравлического привода — его объемной жесткости. Приведены оригинальные формулы для расчета коэффициентов объемной жесткости гидравлических систем. Дано определение коэффициента приведенной объемной жесткости гидравлической системы, наиболее полно и всесторонне характеризующего жесткостные свойства гидравлического привода, его расчетные зависимости.

Ключевые слова: приводы технологического оборудования, неустановившийся режим, асинхронный электродвигатель, гидравлическая система, объемная жесткость гидравлической системы, коэффициент приведенной объемной жесткости гидравлического привода.

A calculation technique of a system of generalized drive of the processing equipment, based on the use of an integrative property of hydraulic drive, namely, the volume rigidity, has been proposed. Original formulas for calculation of the volume rigidity coefficients of hydraulic systems are presented. Definition of the coefficient of reduced volume rigidity of hydraulic system is given, which characterizes most fully and completely the rigid properties of the hydraulic drive and its calculated dependences.

Keywords: processing equipment drives, transient regime, induction motor, hydraulic system, volume rigidity, coefficient of reduced volume rigidity of a hydraulic drive.

Анализ технологического оборудования различных классов показал, что применяемые сегодня приводы технологических машин и оснастки по физико-энергетической сущности можно условно разделить на несколько видов [1]:

электрический — в основном двигателе электрическая энергия преобразуется в механическую энергию;

гидравлический — в основном двигателе энергия потока рабочей жидкости преобразуется в механическую энергию;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 38)

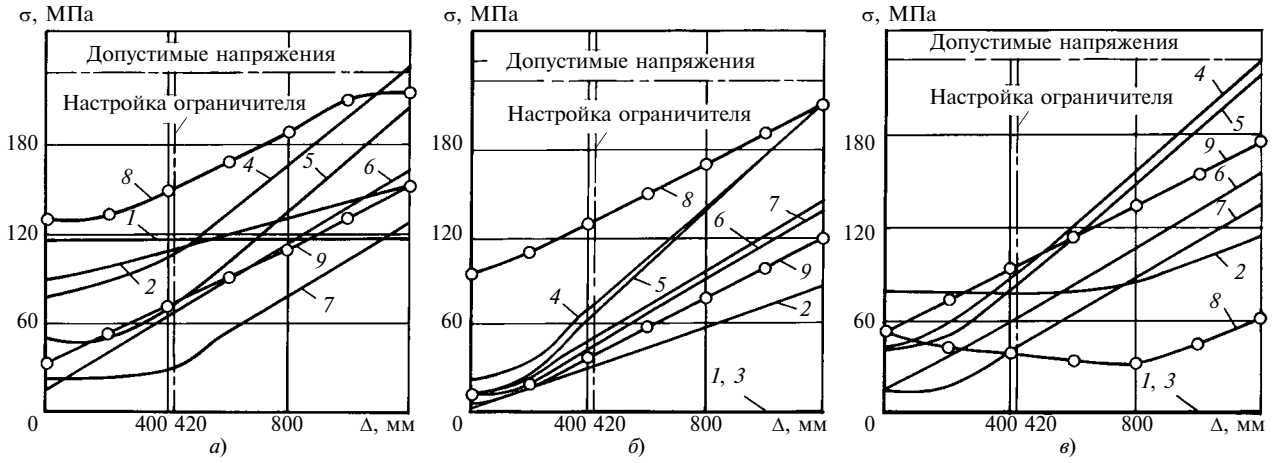


Рис. 2. Напряжения, возникающие при перекосе в элементах металлоконструкций при грузе на краю консоли (*а*), над опорой (*б*) и в середине пролета (*в*):
1, *2* — консоли; *3* — пролет; *4*, *5* — опоры; *6*, *7* — подкосы; *8*, *9* — ригели

Установлено также, что напряжения в ригелях, консолях и подкосах даже с учетом выбега опоры далеки от допустимых, а это позволяет считать перспективными работы в области их оптимизации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Строительная** механика и металлоконструкции подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: Учеб. пособие / А. В. Вершинский, А. П. Кобзев, Р. А. Кобзев, А. Н. Шубин. Саратов: Саратовский ГТУ, 2004. 219 с.

2. **Кобзев А. П., Пономарев В. П., Никитин К. Д.** Козловые краны и мостовые перегружатели. Краны кабельного типа. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. 140 с.

3. **Сапьянов В. Ю., Колокольцев В. А.** Исследование напряженно-деформированного состояния главных балансиров кранов грузоподъемностью 100 и 400 т // Проблемы прочности, надежности и эффективности: Сб. научных трудов, посвященных 50-летию БИТТУ (филиал СГТУ). Балаково: СГТУ, 2007. С. 92—95.

4. **Сапьянов В. Ю.** Исследование напряженно-деформированного состояния главного балансира крана К2×180/50+10 // Вестник ТулГУ. Подъемно-транспортные машины и оборудование. Тула: ТулГУ, 2006. С. 230—233.

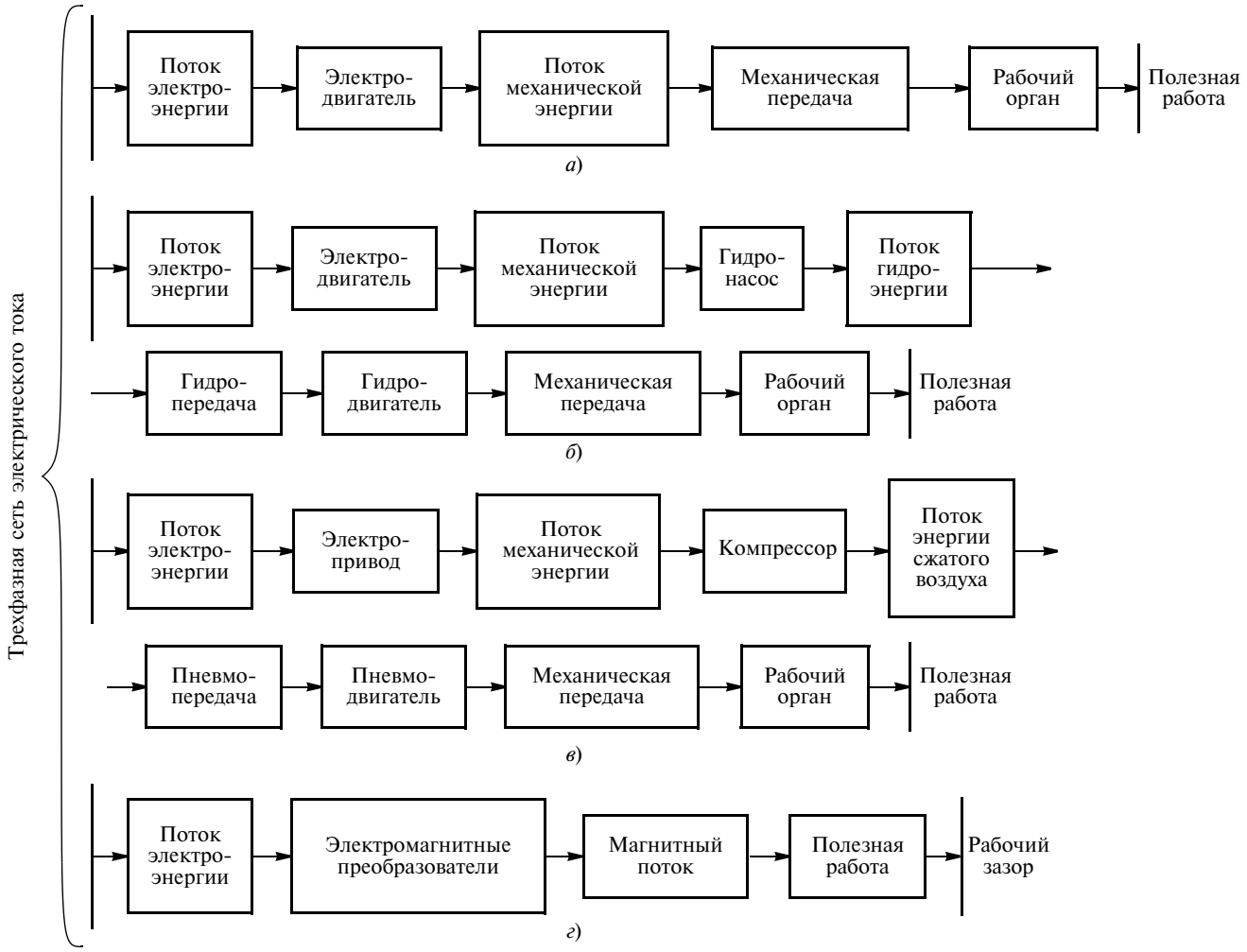


Рис. 1. Структурные схемы систем приводов:
а — электрического; *б* — гидравлического; *в* — пневматического; *г* — магнитного

пневматический — в основном двигателе энергия потока сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию;

магнитный — в основном исполнительном устройстве создается магнитный поток, подводимый к рабочему зазору и проходящий через заготовку;

вакуумный — основан на непосредственном использовании атмосферного давления воздуха окружающей среды;

электростатический — основан на взаимодействии разноименно заряженных частиц.

На рис. 1 представлены основные по физико-энергетической сущности структуры приводов технологического оборудования. Исходя из рис. 1 можно заключить, что фактически приводы всех видов являются комбинированными системами, включающими в себя в той или иной степени элементы приводов других видов.

В качестве источника первичной энергии приводов современных технологических машин используется в основном трехфазная сеть переменного тока (у мобильных технологических машин, как правило, ДВС), не считая редких случаев применения упругих механических звеньев. Функциональная схема (структура) обобщенного привода, основанная на вышеуказанных выводах, приведена на рис. 2.

Функция привода как технической системы может быть распределена между подсистемами, обеспечивающими ее реализацию. Принципиальная

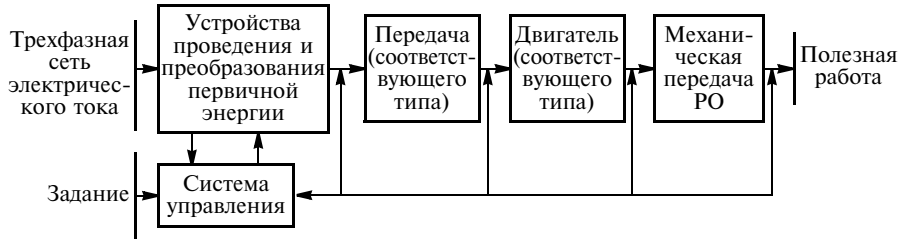


Рис. 2. Структурная схема обобщенной системы привода технологического оборудования

схема привода выступает в качестве конструктивной реализации его функционального описания.

Целью настоящей работы является построение методики расчета на участке электрогидравлического преобразования энергии. В этом случае, как видно из структуры привода, показанного на рис. 1, *б*, электрическая энергия сети преобразуется в механическую энергию вращения вала электродвигателя, связанного механической передачей с валом гидронасоса. Так как данный расчет предполагает возможность работы системы привода на неустановившихся режимах, то и расчет электропривода следует вести с использованием динамической теории работы электродвигателя, для описания которого существует ряд методик [2, 3]. Для нашего случая используем методику [2], согласно которой работу асинхронного электродвигателя можно описать совокупностью дифференциальных и алгебраических уравнений. Так, крутящий момент, создаваемый асинхронным электродвигателем, определим по уравнению

$$M_{эд} = \frac{3Z_P}{2}\frac{L_0}{L_1L_2 - L_0^2}(\Psi_{2X}\Psi_{1Y} - \Psi_{2Y}\Psi_{1X}),$$

где Z_P — число пар полюсов; L_1 и L_2 — индуктивность обмоток статора и ротора соответственно; L_0 — индуктивность рассеяния роторной обмотки.

Переменные, входящие в уравнение момента, определяются из математической модели асинхронного электродвигателя:

$$\frac{d\Psi_{1X}}{dt} = U_{1X} - \frac{r_1L_2\Psi_{1X}}{\Delta} + \frac{r_1L_0\Psi_{2X}}{\Delta} + \Omega_0\Psi_{1Y};$$

$$\frac{d\Psi_{1Y}}{dt} = U_{1Y} - \frac{r_1L_2\Psi_{1Y}}{\Delta} + \frac{r_1L_0\Psi_{2Y}}{\Delta} - \Omega_0\Psi_{1X};$$

$$\frac{d\Psi_{2X}}{dt} = -\frac{r_2L_1\Psi_{2X}}{\Delta} + \frac{r_2L_0\Psi_{1X}}{\Delta} - (\Omega_0 - \Omega)\Psi_{2Y};$$

$$\frac{d\Psi_{2Y}}{dt} = -\frac{r_2L_1\Psi_{2Y}}{\Delta} + \frac{r_2L_0\Psi_{1Y}}{\Delta} - (\Omega_0 - \Omega)\Psi_{2X};$$

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{3Z_P}{2}\frac{L_0}{J\Delta}(\Psi_{2X}\Psi_{1Y} - \Psi_{2Y}\Psi_{1X}) - \frac{M_{сопр}}{J_{сопр}};$$

$$U_{1X} = \sqrt{2}\,U_m\cos(\omega_п t);\ U_{1Y} = \sqrt{2}\,U_m\sin(\omega_п t).$$

Здесь $\Delta = L_1L_2 - L_0^2$ — промежуточная функция; Ψ_{1X}, Ψ_{1Y} и Ψ_{2X}, Ψ_{2Y} — потокосцепление статора и ротора соответственно, разложенное в ортогональной системе X—Y; U_{1X} и U_{1Y} — напряжение, приложенное к обмоткам статора, разложенное в ортогональной системе X—Y; r_1 и r_2 —сопротивление обмоток статора и ротора соответственно; Ω_0 — синхронная частота вращения поля статора; Ω — номинальная частота вращения ротора; $\omega_п$ — угловая скорость поля статора; J — центральный момент инерции ротора электродвигателя.

Гидравлическую систему привода технологического оборудования опишем на основе учета ее объемной жесткости — свойства, которое, на наш взгляд, наиболее полно определяет динамические особенности гидравлических передач [4].

Сущность понятия "объемная жесткость" можно раскрыть, обратившись к обобщенному закону Гука [5]

$$d\rho/\rho = dp/E_ж, \qquad (1)$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; $d\rho$ — приращение плотности, соответствующее приращению давления жидкости на dp; $E_ж = 1/\beta_ж$ — объемный модуль упругости жидкости ($\beta_ж$ — коэффициент объемного сжатия жидкости).

Из уравнения (1) следует, что изменение давления жидкости в различных точках гидравлической системы пропорционально изменению ее первоначального объема: $dp = -E_ж\frac{dV_ж}{V_0}$, где V_0 — начальный объем жидкости; $dV_ж$ — приращение объема жидкости, соответствующее приращению ее давления на dp.

Тогда, обозначив

$$C_ж = E_ж/V_0, \qquad (2)$$

получим $dp = -C_ж dV_ж$, откуда

$$C_ж = -dp/dV_ж. \qquad (3)$$

Здесь $C_ж$ — коэффициент "объемной жесткости" некоторого объема жидкости, который из уравнения (2) может быть определен как отношение объемного модуля упругости рабочей жидкости к занимаемому ею объему. Таким образом, "объемная жесткость" характеризует жесткость некоторого (вполне определенного) объема жидкости.

Объемная жесткость жидкости характеризуется коэффициентом объемной жесткости. Из уравнения (3) видно, что этот коэффициент представляет собой приращение давления жидкости, соответствующее единичному приращению ее первоначального объема, произошедшему под действием этого давления, или иначе *коэффициент объемной жесткости жидкости — приращение давления, необходимое для изменения первоначального объема жидкости на единицу*. Знак "минус" указывает на то, что положительному приращению dp давления соответствует отрицательное приращение $dV_ж$ объема жидкости и наоборот.

Уравнение (2) позволяет определить объемную жесткость рабочей жидкости, ограниченной абсолютно жесткой оболочкой. Однако в реальных гидравлических приводах технологического оборудования жидкая (упругая) рабочая среда перемещает-

ся по трубопроводам и другим элементам системы, подверженным объемной деформации, которую необходимо учитывать при проектировании гидравлических приводов с заданными свойствами. С этой целью расширим действие понятия "объемная жесткость" на всю гидросистему путем введения понятия "объемная жесткость гидравлической системы".

Объемная жесткость позволяет судить о податливости системы в целом и каждого ее элемента в отдельности аналогично понятию жесткости твердых тел, которое указывает на свойство твердых тел сопротивляться изменению линейных размеров этих тел при воздействии на них внешних сил. При этом объемная жесткость дает возможность оценить пространственную деформацию, что необходимо для описания податливости жидких сред и их оболочек. Согласно указанному выше запишем уравнение для расчета коэффициента объемной жесткости гидравлической системы привода технологического оборудования в виде:

$$C_V = \mathrm{d}p/\mathrm{d}V, \tag{4}$$

где C_V — объемная жесткость рассматриваемого участка гидравлического привода; $\mathrm{d}p$ — приращение давления на этом участке; $\mathrm{d}V$ — приращение внутреннего объема этого участка, соответствующее приращению давления.

Уравнение (4) позволяет дать определение объемной жесткости гидравлической системы привода технологического оборудования: *объемная жесткость гидравлической системы привода технологического оборудования — это свойство гидравлической системы сопротивляться изменению ее внутреннего объема под действием давления.*

Учитывая, что объем гидравлической системы изменяется в результате повышения давления жидкости, которая сама при этом сжимается, определение для коэффициента приведенной объемной жесткости гидравлической системы привода технологического оборудования запишем в виде: *коэффициент приведенной объемной жесткости гидравлической системы привода технологического оборудования равен увеличению давления, которое происходит за счет введения в нее дополнительно единицы объема рабочей жидкости, приведенной к состоянию рабочей жидкости в гидробаке* (*давление, температура, наличие нерастворенного воздуха и др.*).

Применение коэффициента ($C_{\text{пр}}$) приведенной объемной жесткости позволяет описывать систему как при неподвижной жидкости, так и при ее движении; в последнем случае используется уравнение [5]

$$\mathrm{d}p = C_{\text{пр}}(\Sigma Q_{\text{вх}} - \Sigma Q_{\text{вых}})\mathrm{d}t, \tag{5}$$

где $\mathrm{d}p$ — приращение давления жидкости в рассматриваемом объеме гидросистемы за время $\mathrm{d}t$; $\Sigma Q_{\text{вх}}$ и $\Sigma Q_{\text{вых}}$ — суммарные расходы входящей в рассматриваемый объем и выходящей из него жидкости соответственно; $C_{\text{пр}}$ — коэффициент приведенной объемной жесткости гидравлической системы или ее элемента.

Рассмотрим случай, когда к некоторой точке гидросистемы подсоединены n различных элементов, каждый из которых обладает собственной объемной жесткостью. Тогда, допуская, что изменение давления в данной точке мгновенно передается всем точкам рассматриваемого объема, можно записать: $\mathrm{d}V = \sum_{i=1}^{n} \mathrm{d}V_i$, где $\mathrm{d}V$ и $\mathrm{d}V_i$ — объемы жидкости, приведенные к ее состоянию в гидробаке, необходимые для изменения давления на $\mathrm{d}p$ соответственно в системе и в i-м элементе.

Коэффициент приведенной объемной жесткости системы в целом определим по уравнению

$$C_{\text{пр}} = \frac{\mathrm{d}p}{\sum_{i=1}^{n} \mathrm{d}V_i} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\mathrm{d}V_i}{\mathrm{d}p}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{C_i}},$$

после преобразования которого окончательно получим:

$$C_{\text{пр}} = \prod_{i=1}^{n} C_i / \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{1}{C_i} \prod_{i=1}^{n} C_i \right), \tag{6}$$

где $C_{\text{пр}}$ — коэффициент приведенной объемной жесткости гидравлической системы, состоящей из n совместно работающих элементов; C_i —коэффициент приведенной объемной жесткости i-го элемента системы.

Коэффициент объемной жесткости гидравлических линий (трубопроводов). Очевидно, что при изменении давления внутри трубопровода, в результате деформации будет изменяться его внутренний объем, определяемый по уравнению $V_{\text{тр}} = \pi r^2 l$, где r и l — текущие значения внутреннего радиуса и длины рассматриваемого участка трубы соответственно.

Изменение объема трубопровода при изменении давления можно оценить, зная коэффициент его объемной жесткости, определяемый по уравнению (4), в котором приращение объема находим по формуле

$$\mathrm{d}V_{\text{тр}} = 2\pi r l \mathrm{d}r + \pi r^2 \mathrm{d}l, \tag{7}$$

где $\mathrm{d}r$ и $\mathrm{d}l$ — приращения радиуса трубы и ее длины, соответствующие приращению давления на $\mathrm{d}p$.

При этом известно, что

$$\mathrm{d}r = \frac{r}{E_{\text{ст}}} \mathrm{d}\sigma, \tag{8}$$

где $E_{ст}$ — модуль упругости материала стенки трубы; $d\sigma$ — приращение напряжения, возникающего в стенке трубы, соответствующее изменению давления на dp.

Напряжение, возникающее в стенке трубы при воздействии на нее изнутри давления p жидкости, можно определить по формуле $\sigma = pr/\delta$, где δ — толщина стенки трубы.

Тогда полный дифференциал напряжения в материале стенки находим по выражению

$$d\sigma = \frac{1}{\delta}(rdp + pdr). \qquad (9)$$

Но так как для трубопроводов с модулем упругости, значительно превосходящим модуль упругости протекающей по ним жидкости ($E_{ст} \gg E_{ж}$), можно считать

$$rdp \gg pdr, \qquad (10)$$

то, пренебрегая вторым членом в скобках в формуле (9), уравнение (8) можно записать в виде:

$$dr = \frac{1}{\delta}\frac{r^2}{E_{ст}}dp. \qquad (11)$$

Одновременно отметим, что в соответствии с законом Гука приращение длины трубопровода под действием растягивающей силы определится по формуле

$$dl = \pi r^2 dp \frac{l}{E_{ст}\pi(r_н^2 - r^2)}, \qquad (12)$$

где l — текущее значение длины трубопровода; $r_н$ — текущее значение наружного радиуса трубопровода.

Подставив значения dr (11) и dl (12) в уравнение (7), после его преобразования получим:

$$dV_{тр} = \frac{\pi r^2 l}{E_{ст}}\left(\frac{2r}{\delta} + \frac{r^2}{r_н^2 - r^2}\right)dp,$$

или, перейдя к соответствующим диаметрам,

$$dV_{тр} = \frac{\pi d_{тр}^2 l}{4E_{ст}}\left(\frac{2}{\bar{d}_{тр} - 1} + \frac{1}{\bar{d}_{тр}^2 - 1}\right)dp, \qquad (13)$$

где $\bar{d}_{тр} = d_н/d_{тр}$ — отношение текущего значения наружного диаметра цилиндрического трубопровода к текущему значению его внутреннего диаметра.

Тогда из уравнения (4) с учетом формулы (13) окончательно получим выражение для определения коэффициента объемной жесткости стенки участка трубы:

$$C_{ст} = \frac{4E_{ст}}{\pi d_{тр}^2 l}\frac{1}{\frac{2}{\bar{d}_{тр} - 1} + \frac{1}{\bar{d}_{тр}^2 - 1}}. \qquad (14)$$

Очевидно, что в общем случае коэффициент объемной жесткости стенки трубопровода (14) — нелинейная величина, так как она зависит от текущих значений диаметров трубопровода и его длины, зависящих в свою очередь от давления, изменение которого определяется объемной жесткостью стенки трубопровода.

В общем случае коэффициент приведенной объемной жесткости трубопровода с рабочей жидкостью определится по уравнению (6) с учетом равенств (2) и (14):

$$C_{пр.ст} = \frac{4E_{ст}}{\pi d_{тр}^2 l}\frac{1}{1 + \frac{E_ж}{E_{ст}}\left(\frac{2}{\bar{d}_{тр} - 1} + \frac{1}{\bar{d}_{тр}^2 - 1}\right)}.$$

Если же деформацией трубопровода в осевом направлении (трубопровод с незначительными длиной и диаметром) и нелинейностью коэффициента приведенной объемной жестокости трубопровода можно пренебречь, то его можно определить по уравнению [4]

$$C_{пр.тр} = \frac{E_ж}{V_{тр}\left(1 + \frac{d_0}{\delta}\frac{E_ж}{E_{ст}}\right)}, \qquad (15)$$

где $C_{пр.тр}$ — коэффициент приведенной объемной жесткости трубопровода с рабочей жидкостью; $V_{тр}$ — внутренний объем трубопровода до его деформации; d_0 и δ — начальное значение внутреннего диаметра и толщина стенки трубопровода (принимаем постоянной) соответственно.

Определяя коэффициент приведенной объемной жесткости цилиндрической стенки по уравнениям (14) и (15), следует помнить об условии (10), из которого вытекает, что их можно применять только для расчета цилиндрических труб, изготовленных из металла либо из материала с достаточно большим модулем упругости.

В то же время в силовом гидравлическом приводе различного оборудования весьма широко применяются гибкие рукава высокого давления (РВД), представляющие собой резинокордовую оболочку, упругие свойства которой не поддаются строгому аналитическому описанию [6]. В связи с этим были проведены экспериментальные исследования ряда РВД [7].

При анализе полученных результатов обнаружено, что коэффициенты приведенной объемной жесткости всех исследованных РВД в зоне низких давлений ($p < 15$ МПа) нелинейно возрастают. Такой характер их изменения объясняется тем, что в этой зоне изменения давления оболочка расширяется за счет выборки зазоров между струнами плетеного металлического корда, а также возможным наличием в системе нерастворенного воздуха. При

дальнейшем повышении давления рабочей жидкости внутри оболочек эти коэффициенты изменяются линейно, так как в этом случае объем оболочек изменяется за счет растяжения струн, образующих корд, и изменения модуля упругости самой жидкости [8], т. е. здесь РВД с некоторым приближением можно рассматривать как металлическую оболочку с определенными жесткостными характеристиками.

Очевидно также, что для описания жесткостных характеристик РВД различной длины нет необходимости экспериментально определять коэффициент приведенной объемной жесткости каждого из них. Достаточно знать коэффициент для единицы длины оболочки каждого типа, что позволит, используя уравнение (6), рассчитать его для РВД любой длины.

Аналогичным способом были выведены формулы для определения коэффициентов приведенной объемной жесткости и некоторых основных элементов гидравлического привода. Так, этот коэффициент для поршневой полости гидравлического цилиндра (без учета изменения длины гильзы гидроцилиндра) может быть определен по формуле

$$C_{\text{пр.п}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi d_{\text{ц}}^2 x\left(1 + \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}}\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}}\right) + 4V_{\text{п.вр}}}, \qquad (16)$$

где $d_{\text{ц}}$ и $\delta_{\text{ц}}$ — текущее значение внутреннего диаметра гильзы гидроцилиндра и толщина его стенки (принимаем постоянной) соответственно; x — ход поршня гидроцилиндра; $V_{\text{п.вр}}$ — объем вредного пространства поршневой полости гидроцилиндра.

Аналогично коэффициент приведенной объемной жесткости штоковой полости гидроцилиндра можно определить по уравнению

$$C_{\text{пр.шт}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi(L-x)\left[(d_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) + \frac{d_{\text{ц}}^3}{\delta_{\text{ц}}}\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}}\right] + 4V_{\text{шт.вр}}}, \qquad (17)$$

где L — полный ход поршня гидроцилиндра; $d_{\text{шт}}$ — диаметр штока гидроцилиндра; $V_{\text{шт.вр}}$ — объем вредного пространства штоковой полости гидроцилиндра.

Пренебрегая нелинейностью уравнений (16) и (17), их можно использовать в виде [4]:

$$C_{\text{пр.п}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi d_{\text{ц}0}^2 x\left(1 + \frac{d_{\text{ц}0}}{\delta_{\text{ц}}}\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}}\right) + 4V_{\text{п.вр}}};$$

$$C_{\text{пр.шт}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi(L-x)\left[(d_{\text{ц}0}^2 - d_{\text{шт}}^2) + \frac{d_{\text{ц}0}^3}{\delta_{\text{ц}}}\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}}\right] + 4V_{\text{шт.вр}}},$$

где $d_{\text{ц}0}$ — внутренний диаметр гильзы гидроцилиндра до его деформации.

Коэффициент приведенной объемной жесткости рабочей полости плунжерного гидроцилиндра без учета изменения длины гильзы гидроцилиндра может быть определен аналогичным способом. При этом имеем в виду, что для плунжерного гидроцилиндра $V_0 = V_{\text{ц}} - V_{\text{пл}}$, где $V_{\text{ц}}$ и $V_{\text{пл}}$ — внутренний объем гильзы гидроцилиндра (с учетом объема ее вредного пространства) и объем части плунжера, находящейся в гильзе.

Тогда, после проведения соответствующих преобразований можно получить формулу для определения коэффициента $C_{\text{пр.пл}}$ рабочей полости плунжерного гидроцилиндра в виде:

$$C_{\text{пр.пл}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi d_{\text{ц}}^2 \frac{d_{\text{ц}}}{\delta_{\text{ц}}}\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} - F_{\text{пл}}(L-x) + V_{\text{пл.вр}}}, \qquad (18)$$

где $F_{\text{пл}}$ — площадь поперечного сечения плунжера гидроцилиндра; $V_{\text{пл.вр}}$ —объем вредного пространства рабочей полости плунжерного гидроцилиндра.

Пренебрегая нелинейностью, уравнение (18) можно записать в виде [4]:

$$C_{\text{пр.пл}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{ц}0}\frac{d_{\text{ц}0}}{\delta_{\text{ц}}}\frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} - F_{\text{пл}}(L-x)},$$

где $V_{\text{ц}0}$ — внутренний объем гильзы гидроцилиндра (с учетом объема ее вредного пространства) до деформации.

Для расчета коэффициента приведенной объемной жесткости поршневого гидропневмоаккумулятора без учета удлинения его корпуса получены следующие формулы:

$$C_{V_{\text{гж.ак}}} = \frac{4E_{\text{ж}}}{\pi d^2\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{\text{ак}}}\right)^{\frac{1}{k}} + \frac{E_{\text{ж}}}{kp_{\text{ак}}}\left(\frac{p_0}{p_{\text{ак}}}\right)^{\frac{1}{k}}\right]};$$

$$C_{V_{\text{ст.ак}}} = \frac{4E_{\text{ст}}}{\pi d^2\left(\frac{2}{\bar{d}-1} + \frac{1}{\bar{d}^2-1}\right)},$$

где $C_{V_{\text{гж.ак}}}$ — коэффициент приведенной объемной жесткости газожидкостной камеры; $C_{V_{\text{ст.ак}}}$ — коэффициент объемной жесткости стенки корпуса; p_0 — давление газа при зарядке гидропневмоаккумулятора; $p_{\text{ак}}$ — текущее значение давления рабочей жидкости в его рабочей полости; k — показатель адиабаты газа; $\bar{d} = d_{\text{нар}}/d$ — отношение теку-

щих значений наружного и внутреннего диаметров корпуса гидропневмоаккумулятора.

Пренебрегая нелинейностью приведенной объемной жесткости, уравнения (19) и (20) можно использовать в виде [4]:

$$C_{V_{\text{гж.ак}}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0\left[1-\left(\frac{p_0}{p_{\text{ак}}}\right)^{\frac{1}{k}}+\frac{E_{\text{ж}}}{kp_{\text{ак}}}\left(\frac{p_0}{p_{\text{ак}}}\right)^{\frac{1}{k}}\right]};$$

$$C_{V_{\text{ст.ак}}} = \frac{4E_{\text{ст}}}{V_0\left(\frac{2}{\bar{d}-1}+\frac{1}{\bar{d}^2-1}\right)},$$

где V_0 — полный объем рабочей полости гидропневмоаккумулятора (без учета объема разделителя).

Коэффициент приведенной объемной жесткости поршневого гидропневмоаккумулятора в целом, как и коэффициенты приведенной объемной жесткости участков гидравлической системы, содержащих несколько совместно работающих элементов, можно рассчитать с использованием уравнения (6).

При расчете разветвленной гидравлической системы с учетом объемных жесткостей ее составляющих элементов гидравлическую систему необходимо разделить на участки условными узловыми точками, в качестве которых выбираются точки системы, в которых установлены гидравлические элементы либо имеет место разветвление (примыкание) трубопроводов. Пример такого разделения приведен на рис. 3, на котором показана структурная схема условного гидропривода, содержащего: гидронасос (ГН), гидрораспределитель (ГР), гидродвигатель (ГД), предохранительный гидроклапан (ГКП) и гидробак (ГБ). Узловые точки на представленной схеме обозначены цифрами.

Функционирование рассматриваемой системы можно описать дифференциальными уравнениями изменения давления в узловых точках. Считаем, что давление рабочей жидкости в гидробаке равно атмосферному, а потерей давления во всасывающем трубопроводе между гидробаком и гидронасосом можно пренебречь. В этом случае изменение давления в узловых точках системы, зная коэффициенты приведенной объемной жесткости соответствующих участков системы, можно рассчитать по уравнениям:

$$\dot{p}_1 = C_1(Q_{\text{ГН}} - Q_{1-2});\ \dot{p}_2 = C_2(Q_{1-2} - Q_{2-3} - Q_{2-4});$$

$$\dot{p}_3 = C_3(Q_{2-3} - Q_{\text{ГКП}});\ \dot{p}_4 = C_4(Q_{2-4} - Q_{4-5});$$

$$\dot{p}_5 = C_5(Q_{4-5} - Q_{5-6});\ \dot{p}_6 = C_6(Q_{6-5} - Q_{\text{ГД}});$$

$$\dot{p}_7 = C_7(Q_{6-7} - Q_{7-8});\ \dot{p}_8 = C_8(Q_{7-8} - Q_{8-9});$$

$$\dot{p}_9 = C_9(Q_{8-9} - Q_{9-12});\ \dot{p}_{10} = C_{10}(Q_{7-10} - Q_{10-\text{ГБ}});$$

$$\dot{p}_{11} = C_{11}(Q_{\text{ГКП}} - Q_{11-12});\ \dot{p}_{12} = C_{12}(Q_{9-12} + Q_{11-12} - Q_{12-\text{ГБ}});$$

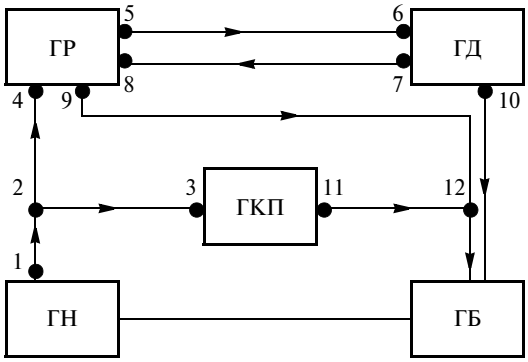


Рис. 3. Структурная схема условного гидропривода

где $\dot{p}_{1\div12}$ и $C_{1\div12}$ — производные по времени от давления в узловых точках системы и коэффициенты приведенной объемной жесткости рассматриваемых участков системы соответственно; $Q_{\text{ГН}}$, $Q_{\text{ГД}}$ и $Q_{\text{ГКП}}$ — расходы рабочей жидкости на выходе гидронасоса, через гидравлический двигатель и через предохранительный гидроклапан соответственно; Q_{1-2}, ..., $Q_{12-\text{ГБ}}$ — расходы рабочей жидкости на соответствующих участках гидравлической системы.

Очевидно, что таких уравнений будет ровно столько, сколько выбрано узловых точек. Расходы рабочей жидкости, входящие в предложенные уравнения, определяются по известным формулам с учетом свойств гидромагистралей и гидравлических аппаратов в виде алгебраических уравнений:

$$Q = \mu_{\text{сопр}}F_{\text{сопр}}\sqrt{\frac{2}{\rho}|p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}|}\,\text{sign}(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}),$$

где $\mu_{\text{сопр}}$ — коэффициент расхода соответствующего гидравлического сопротивления; $F_{\text{сопр}}$ — площадь его живого сечения; $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ —соответственно давление рабочей жидкости на входе и выходе рассчитываемого гидравлического сопротивления; ρ — плотность рабочей жидкости.

Коэффициент расхода участков гидравлических линий определяется как приведенный коэффициент расхода трубопровода по уравнению

$$\mu_{\text{сопр}} = \mu_{\text{тр.пр}} = 1/\sqrt{\lambda l_{\text{тр}}/d_{\text{тр}}};$$

где $d_{\text{тр}}$ и $l_{\text{тр}}$ — диаметр и длина рассматриваемого участка трубопровода; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент гидравлического трения трубопровода, который определяется с учетом режима течения жидкости и свойств трубопровода.

Действительную подачу гидронасоса определим по уравнению $Q_{\text{ГН}} = \frac{V_0}{2\pi}\omega\eta_{\text{об}}$, с учетом того, что $\eta_{\text{об}} = 1 - (1 - \eta_{\text{об.}n})p_{\text{ГН}}/p_{\text{ГН}n}$, где V_0 — рабочий объем ГН; ω — угловая скорость ведущего вала ГН;

$\eta_{об}$ —текущее значение объемного КПД гидронасоса; $\eta_{об.n}$ — номинальное значение объемного КПД гидронасоса, принимается равным его объемному КПД при номинальном давлении $p_{ГНn}$; $p_{ГН}$ — текущее значение давления на выходе ГН.

Расход рабочей жидкости через предохранительный гидроклапан определяется из условия:

если $p_{вх} \leqslant p_{max\ ГКП}$, то $Q_{ГКП} = 0$;

если $p_{вх} > p_{max\ ГКП}$, то $Q = Q_{ГКП\ n}\dfrac{p_{вх} - p_{max\ ГКП}}{\Delta p_{ГКП\ n}}$,

где $p_{вх}$ — давление на входе ГКП; $p_{max\ ГКП}$ — давление настройки ГКП; $Q_{ГКП\ n}$ —номинальный расход рабочей жидкости через ГКП; $\Delta p_{ГКП\ n}$ — перепад давления на ГКП при номинальном расходе рабочей жидкости через него.

Совместное решение полученных дифференциальных и алгебраических уравнений позволит рассчитать параметры гидравлической системы на переходных и установившихся режимах в реальном масштабе времени.

Следует отметить, что предложенные уравнения могут быть использованы лишь для случая, когда инерционность рабочей жидкости не оказывает существенного влияния на функционирование системы, т. е. когда емкость гидравлической системы невелика и развиваемые ускорения на переходных режимах незначительны.

Для учета инерционных свойств рабочей жидкости при расчете гидромеханических систем можно применить методику моделирования движения жидкости в напорных трубопроводах большой длины, предложенную в статье [9]. В этом случае для учета массы жидкости, движущейся по трубопроводам, разобьем отрезки труб между узловыми точками на элементарные участки, число n которых зависит от протяженности каждого отрезка. Для каждого элементарного участка запишем уравнение движения находящейся в его объеме жидкости в виде

$$\dot{v}_{i,j} = \frac{1}{m_{i,j}}(p_{i,j} - p_{i,j+1})f_{тр},$$

где $\dot{v}_{i,j}$ — производная скорости движения рабочей жидкости на выходе j-го элементарного участка i-го отрезка трубопровода; $m_{i,j}$ — элементарная масса рабочей жидкости, находящейся в объеме j-го элементарного участка i-го отрезка трубопровода; $p_{i,j}$ и $p_{i,j+1}$ — давления рабочей жидкости в начале и в конце j-го элементарного участка i-го отрезка трубопровода соответственно, которые определяются по уравнениям, аналогичным уравнениям для определения давления в узловых точках системы; $f_{тр}$ — площадь живого сечения рассматриваемого отрезка трубопровода.

Расход рабочей жидкости в соответствующих сечениях гидравлической системы можно определить по уравнению $Q_{i,j} = v_{i,j}f_{тр}$.

Очевидно, что повышение точности расчетов в этом случае возрастает в результате увеличения расчетных операций в n раз, в связи с чем использовать этот метод целесообразно для систем, работающих со значительными массами жидкости при больших ускорениях ее движения.

Выводы

1. Одним из свойств гидравлической системы приводов технологического оборудования, характеризующих жесткость системы, является ее объемная жесткость.

2. Объемная жесткость гидравлической системы характеризуется коэффициентом объемной жесткости, который равен давлению, необходимому для увеличения внутреннего объема системы или ее элемента на единицу.

3. Интегративным показателем жесткостных свойств гидравлической системы привода технологического оборудования является коэффициент ее приведенной объемной жесткости, равный увеличению давления, которое происходит вследствие введения в нее дополнительно единицы объема рабочей жидкости, приведенной к ее состоянию в гидробаке.

4. Коэффициент приведенной объемной жесткости гидравлической системы привода зависит от ее емкости, материала и геометрических размеров элементов системы (особенно гидролиний), вида рабочей жидкости, наличия в ней нерастворенного воздуха, температуры и других свойств рабочей жидкости и ограничивающих оболочек.

5. Усовершенствование методики расчета и проектирования систем приводов технологического оборудования на основе применения коэффициента приведенной объемной жесткости гидравлической системы позволяет проводить экспресс-моделирование систем приводов при одновременном повышении точности расчетов и качества (наглядности) их анализа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Богуславский И. В.** Автоматизация концептуальной стадии проектирования приводов заданного целевого назначения: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1997. 38 с. Машинопись.

2. **Мирошниченко В. Г.** Исследование динамических характеристик узлов металлорежущих станков на стадии проектирования. Учеб. пособие. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. 241 с.

3. **Карнаухов Н. Ф.** Электромеханические и мехатронные системы. Ростов н/Д: Феникс, 2006. 320 с.

4. **Рыбак А. Т.** Гидромеханические системы. Моделирование и расчет: монография. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. 145 с.

УДК 621.83: 621.83.053.7

Е. А. ЕФРЕМЕНКОВ, канд. техн. наук, Ан. И-КАН, д-р техн. наук
(Национальный исследовательский Томский политехнический университет), e-mail: ephrea@mail.ru

Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера—Савари

Решена задача определения радиуса кривизны циклоидального профиля зуба без использования уравнения профиля на основе теоремы Эйлера—Савари. Полученные зависимости применимы для определения радиусов кривизны других видов циклоидального зацепления, в которых одним из контактирующих профилей является окружность. Приведен пример расчета.

Ключевые слова: передачи с промежуточными телами качения, радиус кривизны, циклоидальная поверхность.

Using the Euler—Savari theorem the determination problem of radius of curvature of the tooth's cycloidal profile without use the profile equation has been solved. The dependences obtained allow determine radii curvature of another types of cycloidal gearings, in which one of contacting profiles is a circle. The calculation example has been presented.

Keywords: gearings with intermediate solids of revolution, radius of curvature, cycloidal surface.

Передачи с промежуточными телами качения (ПТК) имеют комплекс высоких технических характеристик, например малые габаритные размеры в сочетании с высоким выходным крутящим моментом, большим передаточным числом в одной ступени (от 2 до 50), повышенной нагрузочной способностью, низкой инерционностью, малыми зазорами в зацеплении и длительным сроком эксплуатации. Благодаря этому передачи с ПТК используются во многих отраслях промышленности (например, в нефтегазовой отрасли, подъемно-транспортной технике, медицинском и металлургическом оборудовании, авиа- и ракетостроении, космической технике) и области их применения продолжают расширяться.

Одной из передач, наиболее полно обеспечивающих описанный комплекс характеристик, является передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 1). При определенных сочетаниях геометрических параметров этой передачи трение скольжения в зацеплении близко к нулю (преобладает трение качения), следовательно, можно достичь высокого значения КПД. Кроме того, в данной передаче реализован принцип многопарности зацепления, что позволяет выдерживать кратковременные перегрузки. На базе рассматриваемой передачи целесообразно проектировать планетарные механизмы, так как колеса передачи, находящиеся в зацеплении, имеют малую разницу чисел зубьев.

Несмотря на широкое использование имеющихся передач с ПТК и появление их новых разновидностей, они остаются малоизученными. Это относится прежде всего к их прочностным харак-

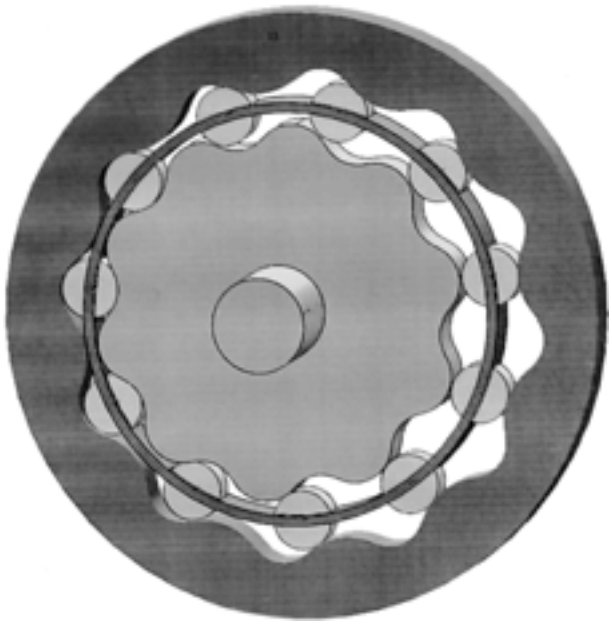


Рис. 1. Модель передачи с ПТК и свободной обоймой

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

5. **Емцев Б. Т.** Техническая гидромеханика: Учебник для вузов по спец. "Гидравлические машины и средства автоматики". 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 440 с.

6. **Гидравлический** привод / Б. М. Гавриленко, В. А. Минин, С. Н. Рождественский. М.: Машиностроение, 1968. 502 с.

7. **Приведенная** объемная жесткость как показатель динамических свойств рукавов высокого давления / А. Т. Рыбак, В. П. Жаров, В. И. Мирный, С. А. Затолокин // Динамика технологических систем: Тр. VIII междунар. науч.-техн. конф. Т. 1. Ростов н/Д: ДГТУ, 2007. С. 66—70.

8. **Прокофьев В. Н., Нейман В. Г., Лузанова И. А.** Влияние давления в рабочей жидкости на динамические свойства гидропривода // Изв. вузов. Машиностроение. 1968. № 1. С. 76—83.

9. **Водяник Г. М., Анисимов А. В., Дивулин Н. В.** Математическое моделирование потока жидкости в трубопроводе // Новые технологии управления движением технических объектов. Сб. ст. по материалам 6-й междунар. науч.-техн. конф. Новочеркасск — Ростов н/Д: Изд-во СКНЦ ВШ, 2003. Вып. 4. С. 144—148.

теристикам и, в частности, к проблеме контактных напряжений. В ряде работ [1, 2], посвященных передачам с ПТК, радиусы кривизны определяют с использованием уравнений профилей. Это приводит к сложным преобразованиям математических выражений, в результате которых велика вероятность возникновения ошибки. Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей, не прибегая к их уравнениям, позволит упростить вычисления и повысить точность расчетов, а также подобрать оптамальные исходные параметры передачи с ПТК, обеспечивающие необходимые прочностные характеристики передачи.

Постановка задачи

Определить радиусы кривизны циклоидальных профилей зубьев без использования уравнений этих профилей позволяет теорема Эйлера—Савари [3], которая устанавливает взаимосвязь между центрами центроид и центрами радиусов кривизны профилей колес, находящихся в зацеплении. При известных центроидах колес взаимосвязи между ними и координатами центров кривизны центроид [4] можно вывести зависимости радиуса кривизны циклоидальных профилей колес через исходные параметры передачи с ПТК и свободной обоймой.

Рассмотрим поперечное сечение передачи с ПТК и свободной обоймой (рис. 2). Как можно заметить, тела качения находятся между двумя циклоидальными профилями — кулачком и венцом. На рис. 2 обозначено: P — полюс зацепления; O_1, O_2, O_3 — центры кулачка, радиуса окружности центров тел качения и обоймы и венца соответственно; r_{w1}, r_{w2}, r_{w3} — радиусы центроид кулачка, обоймы и венца соответственно. Исходными параметрами для передачи с ПТК и свободной обоймой являются [4]: r_{w2} — радиус производящей окружности; Z_2 — число тел качения; χ — коэффициент смещения; $r_р$ — радиус ролика.

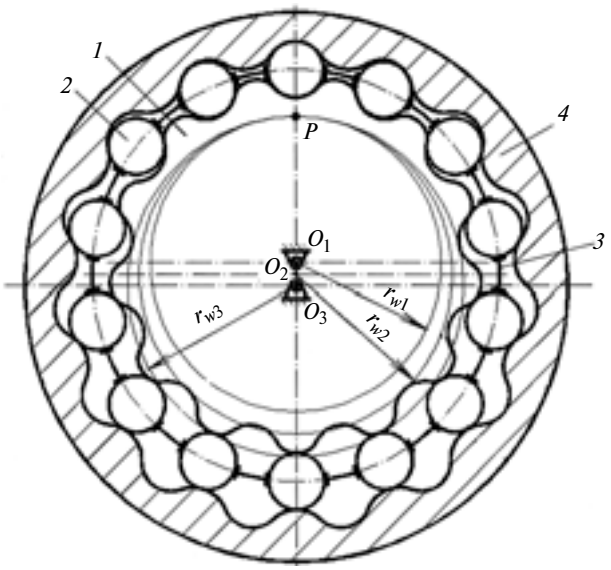


Рис. 2. Схема передачи с ПТК и свободной обоймой:
1 — кулачок; *2* — тело качения (шар или ролик); *3* — обойма-сепаратор; *4* — венец

Из рис. 2 видно, что циклоидальные поверхности кулачка и венца имеют переходный профиль: во впадине — вогнутый, на выступе — выпуклый. Так, тело качения, обкатываясь по профилю из впадины на выступ, переходит с вогнутого участка профиля на выпуклый. Тело качения выполняется в виде цилиндра или шара и имеет выпуклый профиль с постоянным радиусом кривизны. На основании структурного анализа данную передачу можно рассматривать как две совмещенные передачи [4, 5]: зацепление кулачка с телами качения обоймы и тел качения обоймы с венцом. При совмещении этих передач их полюсы и нормали обоих профилей совпадут. Таким образом, при определении радиусов кривизны профилей мы можем рассматривать каждое зацепление в отдельности.

Определение геометрических параметров

Начнем с определения радиусов кривизны циклоидального профиля кулачка, двигаясь от впадины к выступу. Для данной передачи с ПТК выполним построение Бобилье [5] (рис. 3), которое является геометрическим описанием выше оговоренной теоремы Эйлера—Савари. Соединим прямой O_rO_2 центры центроид обоймы и тела качения и прямой O_rP центр тела качения с полюсом зацепления (см. рис. 3), которая является нормалью n—n к профилю кулачка. Далее восставим перпендикуляр к нормали n—n из полюса P зацепления до пересечения с прямой O_rO_2 в точке C. Точка C есть мгновенный центр скоростей для данного положения тела качения. Далее, проведя прямую через точку C и центр O_1 центроиды кулачка, на пересечении с нормалью n—n получим точку M, которая будет центром радиуса кривизны профиля кулачка. Точка K — это точка контакта тела качения с профилем кулачка. Отрезок O_rK — это радиус кривизны тела качения. Отрезок KM — искомый радиус кривизны профиля кулачка.

Из данного построения определим радиус кривизны циклоидального профиля кулачка, выраженный через исходные параметры передачи с ПТК и свободной обоймой (r_{w2}, Z_2, χ, $r_р$). Для этого радиус-вектор точки C относительно начала неподвижной системы координат S (XOY) запишем в векторной форме:

$$\overline{O_2O_r} + \overline{O_rP} + \overline{PC} = \overline{O_2C}; \quad (1)$$

$$\overline{O_2O_r} + \overline{O_rP} = \overline{O_2P}. \quad (2)$$

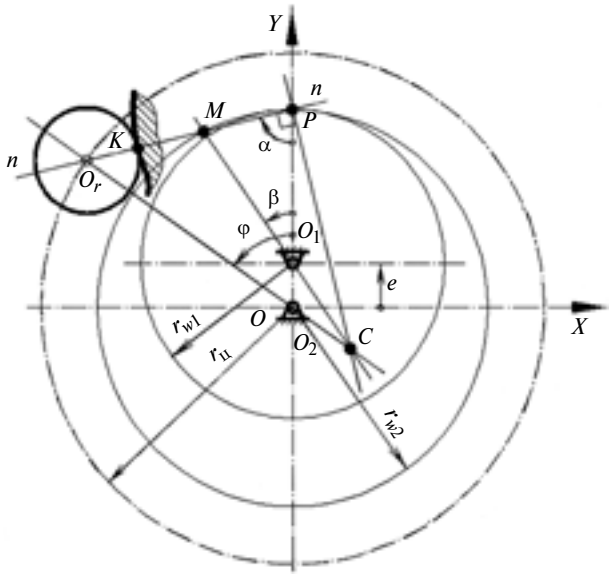


Рис. 3. Схема для определения радиуса кривизны циклоидального профиля кулачка

Обозначив модули векторов $\overline{O_2O_r}$, $\overline{O_rP}$, $\overline{PC}$, $\overline{O_2C}$ и $\overline{O_2P}$ через $r_ц$, l_{O_rP}, l_{PC}, l_{O_2C} и r_{w2} соответственно, запишем уравнения (1) и (2) в виде разложения по единичным векторам ($\bar{i}$, $\bar{j}$), направленным по осям неподвижной системы координат S (см. рис. 3):

$$-r_ц(\sin\varphi\bar{i} - \cos\varphi\bar{j}) + l_{O_rP}(\sin\alpha\bar{i} + \cos\alpha\bar{j}) + $$
$$+ l_{PC}(\cos\alpha\bar{i} - \sin\alpha\bar{j}) = l_{O_2C}(\sin\varphi\bar{i} - \cos\varphi\bar{j}); \quad (3)$$

$$-r_ц(\sin\varphi\bar{i} - \cos\varphi\bar{j}) + l_{O_rP}(\sin\alpha\bar{i} + \cos\alpha\bar{j}) = r_{w2}. \quad (4)$$

Решив совместно уравнения (3) и (4), найдем:

$$\begin{cases} l_{O_rP} = r_{w2}\sqrt{1+\chi^2-2\chi\cos\varphi}; \\ \sin\alpha = \chi r_{w2}\sin\varphi/l_{O_rP}; \\ \cos\alpha = (1-\chi\cos\varphi)r_{w2}/l_{O_rP}; \\ \mathrm{tg}\alpha = \chi\sin\varphi/(1-\chi\cos\varphi); \\ l_{O_2C} = r_{w2}/(\sin\varphi\,\mathrm{tg}\alpha - \cos\varphi). \end{cases} \quad (5)$$

Определение радиуса кривизны профиля кулачка

Далее перейдем к определению центра M радиуса кривизны циклоидального профиля и выводу уравнения самого радиуса кривизны. Для этого составим два векторных уравнения: $\overline{O_2C} + \overline{CO_1} = \overline{O_1O_2}$; $\overline{O_1M} + \overline{MP} = \overline{O_1P}$.

Обозначив модули векторов $\overline{CO_1}$, $\overline{O_2O_1}$, $\overline{O_1M}$, $\overline{MP}$, $\overline{O_1P}$ через l_{CO_1}, e, l_{O_1M}, l_{MP}, r_{w1} соответственно, запишем эти равенства в виде разложения по единичным векторам ($\bar{i}$, $\bar{j}$) в неподвижной системе координат S и получим два уравнения:

$$l_{O_2C}(\sin\varphi\bar{i} - \cos\varphi\bar{j}) - l_{CO_1}(\sin\beta\bar{i} + \cos\beta\bar{j}) = e; \quad (6)$$

$$-l_{O_1M}(\sin\beta\bar{i} - \cos\beta\bar{j}) + l_{MP}(\sin\alpha\bar{i} - \cos\alpha\bar{j}) = r_{w1}. \quad (7)$$

Решив совместно уравнения (6) и (7) и записав выражения через исходные параметры передачи, получим:

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{l_{O_2C}\sin\varphi}{l_{O_2C}\cos\varphi + (r_{w2}/Z_2)}; \quad (8)$$

$$l_{MP} = \frac{r_{w2}\left(1-\frac{1}{Z_2}\right)}{(\sin\alpha/\mathrm{tg}\beta) + \cos\alpha}. \quad (9)$$

Таким образом, радиус кривизны циклоидального профиля кулачка определяется из зависимости:

$$\rho = l_{O_rP} - r_р - l_{MP}. \quad (10)$$

Определение радиуса кривизны профиля венца

Для определения радиуса кривизны циклоидального профиля венца выполним построение (рис. 4), аналогичное предыдущему случаю, только для зацепления обоймы и венца. Рассмотрим контакт тела качения с внутренним циклоидальным профилем в точке K', но при этом радиус производящей окружности r_{w2} остается неизменным, как и радиус окружности центров $r_ц$. Таким образом, векторные уравнения (1) и (2) справедливы и для определения радиуса кривизны профиля венца, а геометрические параметры l_{O_rP}, l_{O_2C}, $\sin\alpha$, $\cos\alpha$, и $\mathrm{tg}\alpha$ остаются неизменными.

Так, для определения расстояния от центра M' радиуса кривизны профиля венца до полюса P зацепления составим два векторных уравнения: $\overline{O_2C} + \overline{CO_3} = \overline{O_2O_3}$; $\overline{O_3M'} + \overline{M'P} = \overline{O_3P}$.

Обозначив модули векторов CO_3, O_2O_3, O_3M', $M'P$, O_3P через l_{CO_3}, e, $l_{O_3M'}$, $l_{M'P}$, r_{w3} соответственно, запишем эти равенства в виде разложения по единичным векторам ($\bar{i}$, $\bar{j}$) в неподвижной системе координат S аналогично предыдущему расчету и получим:

$$l_{O_2C}(\sin\varphi\bar{i} - \cos\varphi\bar{j}) - l_{CO_3}(\sin\beta\bar{i} - \cos\beta\bar{j}) = -e;$$

$$-l_{O_3M'}(\sin\beta\bar{i} - \cos\beta\bar{j}) +$$
$$+ l_{M'P}(\sin\alpha\bar{i} + \cos\alpha\bar{j}) = r_{w3}.$$

Решив совместно эти уравнения, определим:

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{l_{O_2C}\sin\varphi}{l_{O_2C}\cos\varphi - (r_{w2}/Z_2)}; \qquad (11)$$

$$l_{M'P} = \frac{r_{w2}\left(1 + \frac{1}{Z_2}\right)}{(\sin\alpha/\mathrm{tg}\beta) + \cos\alpha}. \qquad (12)$$

Итак, радиус кривизны циклоидального профиля венца определяется по следующей формуле:

$$\rho = l_{M'P} - r_{\text{р}} - l_{O_rP}. \qquad (13)$$

Таким образом, радиус кривизны циклоидального профиля рассчитывается по формулам (5), (8)—(13) в такой последовательности:

$$\begin{cases} l_{O_rP} = r_{w2}\sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi\cos\varphi}; \\ \sin\alpha = \chi r_{w2}\sin\varphi / l_{O_rP}; \\ \cos\alpha = (1 - \chi\cos\varphi) r_{w2}/l_{O_rP}; \\ \mathrm{tg}\alpha = \chi\sin\varphi/(1 - \chi\cos\varphi); \\ l_{O_2C} = r_{w2}/(\sin\varphi\,\mathrm{tg}\alpha - \cos\varphi); \\ \mathrm{tg}\beta = \dfrac{l_{O_2C}\sin\varphi}{l_{O_2C}\cos\varphi \pm r_{w2}/Z_2}; \\ l_{MP} = \dfrac{r_{w2}(1 \mp 1/Z_2)}{(\sin\alpha/\mathrm{tg}\beta) + \cos\alpha}; \\ \rho = \pm\, l_{O_rP} - r_{\text{р}} \mp l_{MP}. \end{cases} \qquad (14)$$

В формулах (14) верхний знак — для расчета радиуса кривизны циклоидального профиля кулачка, нижний — профиля венца.

Пример расчета. По зависимостям (14) определим радиус кривизны циклоидальных профилей зубьев передачи с исходными параметрами: $r_{w2} = 31$ мм, $\chi = 1{,}4$, $Z_2 = 31$ и $r_{\text{р}} = 3$ мм при $\varphi = 43°$. После подстановки выбранных параметров в выражения (14), опуская подробности вычисления, получим: радиус кривизны профиля кулачка $\rho_{\text{к}} = 135{,}255$ мм, радиус кривизны профиля венца $\rho_{\text{в}} = -19{,}107$ мм. Как можно заметить, при этом значении угла φ профиль кулачка из вогнутого переходит в выпуклый, а профиль венца еще остается вогнутым, о чем свидетельствует знак "−" перед значением $\rho_{\text{в}}$.

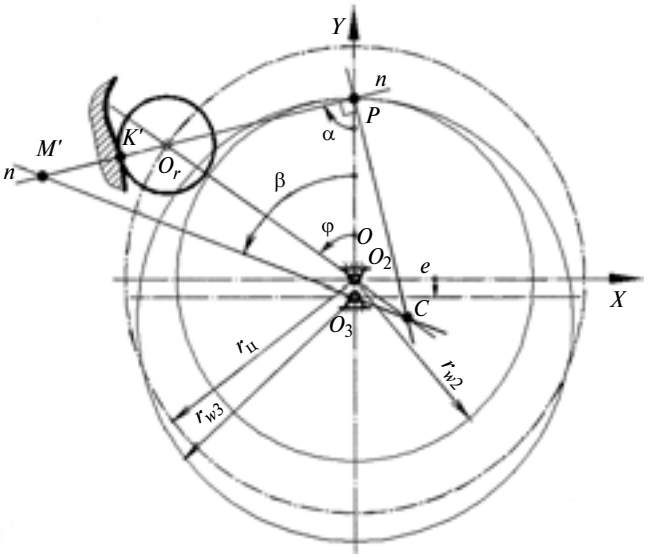


Рис. 4. Схема для определения радиуса кривизны циклоидального профиля венца

Заключение

1. Решена задача определения радиуса кривизны циклоидальных профилей зубьев без использования их уравнений на основе теоремы Эйлера—Савари.

2. Полученные зависимости применимы для определения радиусов кривизны других видов циклоидального зацепления, в которых одним из контактирующих профилей является окружность, например цевочной передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Беляев А. Е.** Механические передачи с шариковыми промежуточными телами. Томск: ТПУ, 1992. 231 с.
2. **Ершов Ю. В.** Анализ и синтез планетарных передач K—H—V с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск, 2007. 242 с.
3. **Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
4. **Ефременков Е. А.** Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. Томск, 2002. 126 с.
5. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи опубликованы на 3-й полосе обложки журнала "Вестник машиностроения" № 2 за 2010 г.

УДК 658.149

Н. К. САНАЕВ, канд. техн. наук, М. Р. ГУСЕЙНОВ (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала),
e-mail: nurik909@mail.ru

Элементарная ячейка в системном анализе конструкторско-технологических решений трибомеханических узлов дизелей

Рассмотрены вопросы системного анализа конструкторско-технологических решений (КТР) применительно к трибомеханическим узлам дизелей. Сформулировано понятие "элементарная трибомеханическая ячейка", позволяющее обосновать критерии эффективности КТР трибомеханических узлов.

Ключевые слова: системный анализ, трибомеханический узел, элементарная ячейка, эффективность.

The matters of system analysis of the engineering and design solutions (EDS) are considered as applied to the tribomechanical Diesel engine units. The concept "unit tribomechanical cell" has been formulated, enabling to ground the EDS efficiency criteria of the tribomechanical units.

Keywords: system analysis, tribomechanical unit, unit cell, efficiency.

Системный анализ — современная методология научного познания, в основе которой лежит представление объектов как целостного формирования с учетом того, что каждая сложная система является компонентой другой системы, более высокого уровня сложности, и образована из компонент, входящих в подсистему более низкого уровня сложности. Исходя из этого, проектирование сложных технических систем (СТС) на основе системного анализа в отличие от традиционного последовательного решения задачи оптимального проектирования СТС учитывает многосвязность процесса, в основе которого лежат развитие и уточнение исходной модели посредством взаимодействия ее составных частей. Причем составные части рассматриваются совместно, во взаимосвязи и диалектическом единстве, так как раскрытие сущности проблемы проектирования и синтеза СТС — поиск оптимальной структуры СТС — возможно только путем изучения динамики взаимодействия ее составных частей [1, 2]. В свою очередь это предполагает применение ряда основополагающих системных принципов, одним из которых является принцип иерархичности познаний. Согласно данному принципу необходимо трехуровневое изучение проектируемой СТС: самой СТС (собственный уровень); системы как подсистемы (элемента) более широкой системы (вышестоящий уровень), системы, как соотношения ее составляющих (нижестоящий уровень).

Принцип иерархичности познаний широко используется при моделировании СТС как рекурентный принцип построения моделей формальной структуры СТС, который состоит в принятии в качестве постулатов свойств и взаимодействий СТС нижестоящего уровня и выводе из них теорем о свойствах систем данного уровня. При каждом переходе на следующий вышестоящий иерархический уровень система предшествующего уровня становится ее подсистемой (элементом).

Вышеизложенное позволяет сформулировать следующее: при выполнении системных исследований СТС целесообразно ввести понятие "элементарная ячейка" [3], которая состоит из самой системы, совокупности нижестоящих по иерархическому уровню подсистем и надсистемы. Структурный состав "элементарной ячейки" меняется в зависимости от рассматриваемого иерархического уровня.

Понятие "элементарная ячейка" при исследовании и проектировании СТС позволяет ввести три вида взаимосвязанных критериев эффективности: обобщенные, частные и основные.

Обобщенный критерий эффективности характеризует эффективность функционирования СТС как системы в целом, исходя из условий достижения поставленных перед СТС целей.

Частный критерий эффективности свидетельствует лишь о том, насколько хорошо функционируют отдельные подсистемы, исходя из локальных (частных) целей рассматриваемых подсистем.

Поскольку любая подсистема является частью подсистемы более высокого уровня, то кроме ответа на вопрос, насколько хорошо функционируют отдельные подсистемы, важно знать, насколько эффективен вклад рассматриваемой подсистемы в повышение эффективности подсистемы более высокого уровня и даже самой системы в целом. Следовательно, можно предложить и другой критерий эффективности подсистемы, который характеризует вклад рассматриваемой подсистемы в достижение целей, поставленных перед подсистемами вышестоящего уровня и даже самой системой в целом. Назовем этот критерий эффективности подсистемы СТС основным критерием эффективности. Очевидно, что его следует определять через приращение эффективности подсистемы вышестоящего уровня или самой системы в целом как эффект от функционирования рассматриваемой подсистемы в составе данной системы.

Из этого следует, что при системном проектировании СТС и исследовании ее эффективности целесообразно исходить как из частных критериев эффективности, так и основного критерия. Причем в зависимости от иерархического уровня обобщенный критерий эффективности может высту-

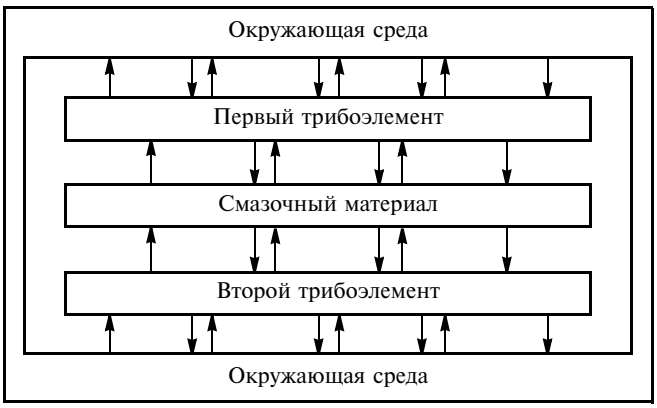


Схема конструкторско-технологического решения — трибомеханический узел

пать и в качестве частного критерия, и в качестве основного критерия эффективности.

Применим изложенные выше положения к вопросам проектирования дизелей и их подсистем. Дизели по своей структуре и занимаемому в функциональной структуре транспортных средств месту являются сложными техническими системами. При этом они одновременно являются подсистемами такой СТС, как транспортное средство. Как СТС дизель состоит из множества подсистем различных иерархических уровней. Многие конструкторско-технологические решения (КТР) на низшем уровне в технической декомпозиции представляют собой трибомеханические узлы, т. е. узлы трения, свойства которых обусловлены физико-химическими взаимодействиями движущихся относительно друг друга объектов. Они имеют важное функциональное назначение и обеспечивают эксплуатационную надежность и долговечность дизелей.

В качестве исследуемой системы рассмотрим трибомеханическую структуру, включающую в себя первый и второй трибоэлементы дизеля, а также промежуточный объем. Первый и второй трибоэлементы объединены в пару трения (рисунок) [4]. Это формализация простейшего варианта трибомеханического КТР. Более общим случаем КТР является, например, шарикоподшипник, в составе которого имеется несколько трибоэлементов: внешнее и внутреннее кольца, шарики, обойма, корпус. В предлагаемой схеме имеется принципиально новый элемент — корпус с изолирующими прокладками для защиты от воздействия внешней среды (пыль, коррозирующие вещества и т. д.). Данная схема реально существует. Так, многие движущиеся пары транспортных средств герметично отделены от внешней водной или воздушной среды.

С позиций системного анализа любое трибомеханическое КТР (узел трения) следует рассматривать как подсистему СТС, т. е. дизеля. При этом сам трибомеханический узел следует рассматривать как систему, состоящую из элементарных подсистем: первый трибоэлемент, второй трибоэлемент, смазочный материал. Таким образом, трибомеханический узел является элементарной СТС, т. е. элементарной трибомеханической ячейкой, которую необходимо исследовать с учетом следующих изменяемых факторов:

свойств элементов и их изменения;

характера взаимодействия элементов;

функций по передаче энергии, вещества, информации в процессе движения;

показателей функционирования: вида движения, нагрузки, скорости, температуры и т. п.;

изменения структуры узла и его триботехнических характеристик (изнашивание, загрязнение и т. д.).

Только комплексный подход при рассмотрении всех факторов позволяет оценить работоспособность дизеля в целом. Следовательно, для обоснования КТР относительно трибомеханических узлов дизеля целесообразно применение методологии системного анализа [2]. Для этого необходимо определить место и назначение КТР в функционировании дизелей с учетом специфики их трибомеханических свойств.

В процессе функционирования трибомеханического узла в нем происходят существенные изменения:

трущиеся поверхности изнашиваются, меняя геометрические, топографические, физические и химические свойства;

в межэлементной зоне изменяются состав и свойства наполнителя (газовый, жидкостной, пластический с изменяющимися состояниями);

происходит обмен молекулами и частицами между трущимися телами и наполнителем;

при негерметичности корпуса (частный случай) происходит обмен молекулами и частицами с окружающей средой.

В результате изнашивания ухудшаются выходные параметры узла и может произойти отказ. Значительное снижение изнашивания называется эффектом безызносности, реализация которого является важнейшей задачей конструкторов и технологов дизелей. Решить ее можно, создав особый режим трения, при котором в межэлементной зоне контакта в наполнителе (смазочном материале) самопроизвольно образуется неокисляющаяся и неспособная наклепываться с низким сопротивлением сдвигу тонкая металлическая пленка, на которой образуется полимерная пленка, создающая дополнительный антифрикционный слой. В режиме безысносного трения самопроизвольно возникают следующие автокомпенсационные процессы:

снижение давления в контакте и уменьшение силы трения;

компенсация последствий от деформации поверхностного слоя при трении и снижение сопротивления сдвигу;

компенсация износа (благодаря использованию электрических явлений для удержания диспергированных частиц металла в зоне фрикционного контакта и последующего осаждения их на поверхность трения);

предотвращение окисления металла при трении;

образование в межэлементной зоне защитной полимерной пленки.

Для реализации данных процессов на трущиеся поверхности наносят специальные покрытия, применяют металлоплакирующие присадки, осуществляют приработку поверхностей особым способом. Для этих же целей применяют ультрадисперсные материалы для формирования износостойких антифрикционных покрытий пар трения, например, новый композиционный материал повышенной твердости на основе интерматериалов цветных материалов, армированных алмазом взрывного синтеза. Эффект безызносного трения можно получить, используя покрытия рентгеноаморфным TiO, модифицированными соединениями Mo, Al, P [4]. Такие покрытия обладают гораздо большей пластичностью по сравнению с кристаллической фазой, по сути, являясь сухой смазкой, при этом коэффициент трения снижается до $0{,}06 \div 0{,}16$. В некоторых случаях, используя такие покрытия, можно отказаться от традиционных смазочных материалов, избежать контактного схватывания и возникновения задиров в крепежных узлах.

Для повышения ресурса узлов трения ответственных деталей применяют наноструктурные ионно-вакуумные покрытия на основе нитридов циркония и титана.

Реализация эффекта безызносного трения в триботехнических узлах дизеля и оценка оптимальности КТР требуют разработки соответствующей методики и решения критериальных задач. При этом следует знать, какое влияние оказывает тот или иной КТР на эффективность функционирования и надежность дизелей.

Для этих целей предлагается использовать основной критерий эффективности КТР, который можно записать следующим образом [3]:

$$Э_{ос} = 1 - \exp\left(-\frac{\bar{\Delta} W}{\bar{\Delta} C}\right). \qquad (1)$$

Здесь $\bar{\Delta} W = \dfrac{W_н - W_0}{W_0}$; $\bar{\Delta} C = \dfrac{C_н - C_0}{C_0}$, где $W_н$, W_0 — значения показателя эксплуатационной надежности дизелей соответственно при включении в его состав новых КТР трибомеханических узлов и их отсутствии; $C_н$, C_0 — затраты на создание и эксплуатацию дизелей соответственно при новом и существующем вариантах КТР.

Также можно записать:

$$Э_{ос} = 1 - \exp\left(-\frac{C_0}{W_0} \cdot \frac{W_н - W_0}{C_н - C_0}\right) = $$
$$= 1 - \exp\left(-k_{CW}\frac{\Delta W}{\Delta C}\right), \qquad (2)$$

где $k_{CW} = C_0/W_0$.

Показатели эффективности (W) и затрат (C) на создание и эксплуатацию СТС являются функциями от переменных факторов, характеризующих в данном (частном) случае эксплуатационные свойства КТР трибомеханического узла: $W = W(\bar{X})$; $C = C(\bar{X})$.

Предположим, что функции $W(\bar{X})$ и $C(\bar{X})$ обладают такими свойствами, как непрерывность, монотонность и дифференцируемость. Допустим, что при изменении вектора переменных факторов $\bar{X}$ в разложении $W(\bar{X})$ и $C(\bar{X})$ в ряд Тейлора можно пренебречь членами второго и более высокого порядка вследствие их малости; получим выражения относительных приращений:

$$\bar{\Delta} W = \frac{1}{W_0(\bar{X})} \sum_{i=1}^{n} \frac{\xi W(\bar{X})}{\xi x_i} \mathrm{d}x_i; \qquad (3)$$

$$\bar{\Delta} C = \frac{1}{C_0(\bar{X})} \sum_{i=1}^{n} \frac{\xi C(\bar{X})}{\xi x_i} \mathrm{d}x_i. \qquad (4)$$

Таким образом, при выборе оптимальных КТР трибомеханического узла следует остановиться на варианте КТР, соответствующем выражению

$$\max_{\bar{X}} Э_{ос} = \max_{\bar{X}}\left(1 - \exp\left(-k_{CW}\frac{\Delta W(\bar{X})}{\Delta C(\bar{X})}\right)\right). \qquad (5)$$

С учетом выражений (3) и (4) формулу (5) можно записать:

$$\max_{\bar{X}} Э_{ос} = \max_{\bar{X}}\left(1 - \exp\left(-\frac{\dfrac{1}{W_0(\bar{X})}\sum_{i=1}^{n}\dfrac{\xi W(\bar{X})}{\xi x_i}\mathrm{d}x}{\dfrac{1}{C_0(x)}\sum_{i=1}^{n}\dfrac{\xi C(\bar{X})}{\xi x_i}\mathrm{d}x_i}\right)\right).$$

Таким образом, понятие "элементарная трибомеханическая ячейка" позволяет обосновать оптимальный вариант КТР трибомеханических узлов, используя методологию системного анализа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Акимов А. А., Гамидов Г. С., Колосов В. Г.** Системологические основы инноватики. СПб.: Политехника, 2002. 596 с.
2. **Дружинин В., Кониторов Д.** Проблемы системологии. М.: Сов. радио, 1976. 295 с.
3. **Гамидова Г. Г.** Многокритериальное проектное управление инновациями в организационно-технических системах. Автореф. дис. ... канд. техн. наук / СПбГПУ, СПб.: 2005. 18 с.
4. **Никифоров А. Д.** Современные проблемы науки в области технологии машиностроения. М.: Высшая школа, 2006. 391 с.

УДК 621.822.01:629.113.539.538.

В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук, М. В. КОЧКИН (Волжский политехнический институт),
А. А. ЩАВЛЕВ (Саратовский ГТУ), e-mail: saninv@rambler.ru

Система допусков и посадок разъемного соединения сборных коренных подшипников скольжения ДВС

Предложена система допусков и посадок, направленная на повышение запасов точности с учетом изнашивания соосных пар трения.

Ключевые слова: дизель, коленчатый вал, подшипники, износ, поле допуска, посадка, зазор, пара трения.

A system of tolerances and fittings, directed on the precision reserve enhancement subject to the wear of coaxial friction pairs, is proposed.

Keywords: diesel engine, crankshaft, bearings, wear, tolerance band, fitting, gap, friction pair.

Подшипники скольжения, применяемые в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), могут представлять собой цельную конструкцию, разрезную или состоять из вкладышей. Тяжелый V-образный дизель 8ЧВН 15/16 имеет коренные подшипники скольжения, распределительный вал и две оси рычагов, установленные на цельные втулки-подшипники. Трибологические системы коленчатого (рис. 1) и распределительного валов образуют координированные параллельные ряды (КПР) глубоких прерывистых отверстий (ГПО) подшипниковых опор картера. Каждый из пяти сборных коренных подшипников скольжения дизеля 8ЧВН15/16 многоопорного узла поддержки коленчатого вала (МУПКВ) состоит из верхнего и нижнего вкладышей, уложенных в постели картера и закрепленных с натягом крышками подшипников.

Подшипники установлены в картере так, что внутренние поверхности коренных опор (D_0) картера, наружные поверхности верхнего вкладыша толщиной $t_в$ и нижнего вкладыша толщиной $t_н$ контактируют между собой и с коренной опорой с натягом (рис. 2). Картер и каждая крышка подшипника также контактируют по плоскостям разъема. Погрешности, например, выпуклость внутренней поверхности подшипника, могут возникать при затяжке поверхностями стыка картера и крышек вкладышей. Возможные сочетания погрешностей поверхностей контакта вкладышей и постели показаны на рис. 3. Они относятся к погрешностям формы указанных поверхностей и не превышают их полей допусков.

Расчеты конструкторских и сборочных размерных цепей выполняют по ГОСТам [1—4]. При этом используются положения системы допусков и посадок, изложенные в работе [5].

Основой общей системы допусков и посадок МУПКВ являются элементы схем, представленные на рис. 2—5, и метод стабилизации радиальных зазоров в соосных парах трения [5], который вклю-

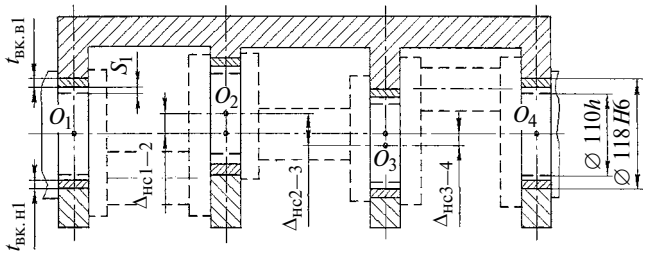


Рис. 1. Схема многоопорного узла поддержки коленчатого вала:
$t_{вк1}$ и $t_{вк2}$ — толщины верхнего и нижнего вкладышей; S_1 — верхний и нижний радиальные зазоры первой опоры; $\Delta_{нс1-2}$, $\Delta_{нс2-3}$, $\Delta_{нс3-4}$ — отклонения от соосности

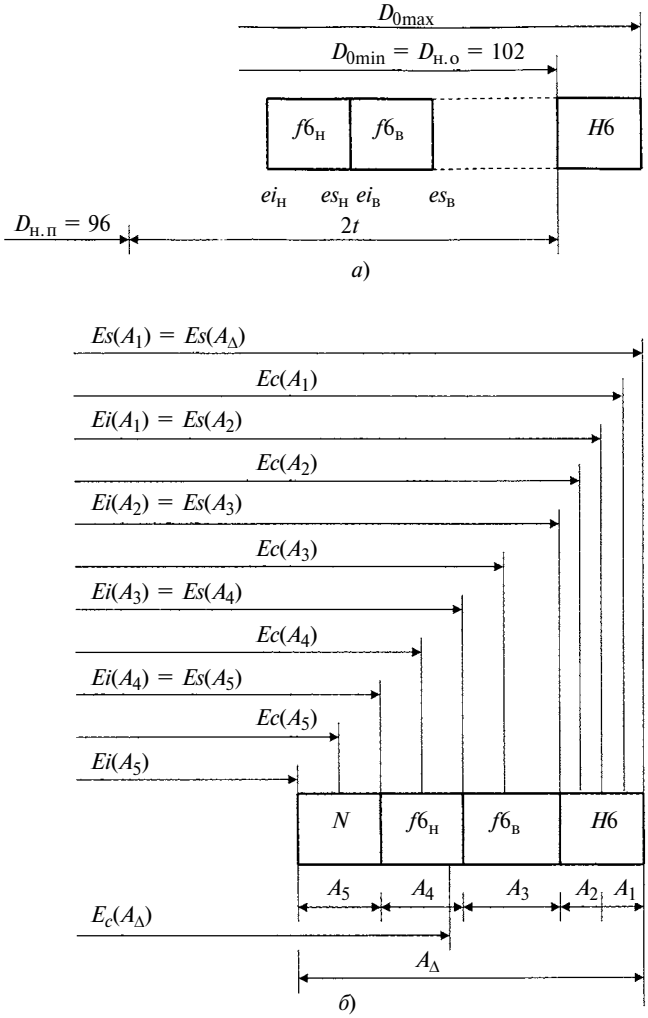


Рис. 2. Расположение полей допусков коренных опор:
а — до сборки; *б* — сборочные размерные цепи узла

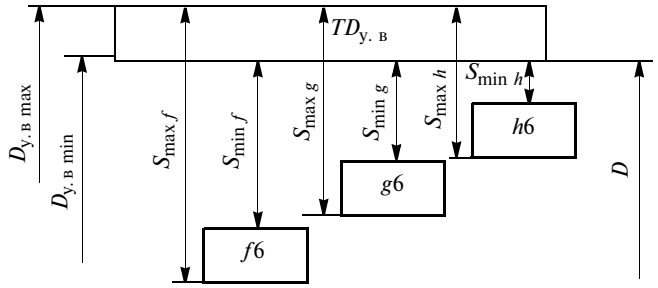


Рис. 3. Возможное расположение полей допусков шатунных шеек и подшипников с варьируемыми полями допусков толщиной *t*

чает в себя методы расчета предельных диаметров втулок-подшипников, выполненных в условиях диаметральной компенсации погрешностей размеров, формы и расположения отверстий под коренные подшипники. Критериями точности диаметральной компенсации являются коэффициенты запаса на износ ($S_и$) и точности ($K_т$), диаметральная компенсация $f_{д.к}$ погрешности диаметра и расположения промежуточного отверстия ГПО относительно общей оси крайних отверстий.

В систему связанных размерных цепей условной втулки-подшипника входят (см. рис. 2): A_1, A_2 — размеры соответственно верхнего ($t_{вк.в}$) и нижнего ($t_{вк.н}$) вкладышей (см. рис. 1); A_3, A_4 — размеры соответственно постелей картера и крышки подшипника, составляющих одну коренную опору; A_5 — погрешности формы поверхностей контакта постелей и вкладышей. В звено A_5 дополнительно могут входить: N_1, N_2 — деформации соответственно верхнего и нижнего вкладышей при их затяжке в постелях при сборке; N_3 — деформация плоскости разъема картера и крышек; A_Δ — замыкающее звено, соответствующее изменению $\Delta D_{у.в}$ диаметра условной втулки-подшипника. При сборке двух вкладышей в одну постель погрешности толщины каждого из них переходят в действительное поле допуска $TD_{у.в}$ отверстия образуемой ими условной втулки-подшипника.

Для повышения точности сборки МУПКВ предлагается ввести диаметральную компенсацию $f_{д.к}$ погрешностей отклонений радиусных поверхностей коренных опор и их несоосности относительно соседней опоры, используя разнотолщинные вкладыши (Δt_{i-j}, i и j — номера предыдущей и последующей опор, см. рис. 1) и изменяя внутренний диаметр $D_{у.в}$ условной втулки-подшипника до нужной величины (см. рис. 3—5).

На рис. 3 использованы следующие обозначения: $D_{у.в\ max}$ и $D_{у.в\ min}$ — соответственно наибольший и наименьший предельные размеры условной втулки-подшипника; $TD_{у.в}$ — основное отклонение отверстия условной втулки-подшипника, вызванное комплектом вкладышей и постелью; $f6$, $g6$, $h6$ — основные отклонения диаметров шеек коленчатого вала, выбранные по действительным отклонениям толщины вкладышей для варьирования действительными отклонениями шеек и вкладышей при обеспечении зазоров в парах трения; $S_{min\ f}$, $S_{min\ g}$, $S_{min\ h}$ и $S_{max\ f}$, $S_{max\ g}$, $S_{max\ h}$ — соответственно наименьшие и наибольшие зазоры между поверхностями шеек коленчатого вала и вкладышей для основных отклонений (f, g, h) шеек.

Данный метод позволяет вычислять приведенный внутренний диаметр условной втулки-подшипника с предельными размерами, обеспечивая нормирование точности соединения условной втулки-подшипника и шейки, и назначать допуск посадки в соединении:

$$D_{у.в.пр\ max} = D_{о\ max} - 2Td_t;$$
$$D_{у.в.пр\ min} = D_{о\ min} - 2Td_t,$$

где $D_{о\ max}$, $D_{о\ min}$ — соответственно максимальный и минимальный размеры постели по сборочному чертежу картера; Td_t — поле допуска толщины верхнего и нижнего вкладышей по чертежу.

Поле допуска условной втулки-подшипника: $TD_{у.в} = D_{у.в.пр\ max} - D_{у.в.пр\ max}$ или $TD_{у.в} = 2Td_t + TD_о$, где $Td_t = Td_{tв} + Td_{tн}$; $TD_о$ — поле допуска отверстия постели картера; $Td_{tв}$, $Td_{tн}$ — допуски толщин соответственно верхнего и нижнего вкладышей по чертежу.

Приведенный действительный внутренний диаметр внутренней поверхности условной втулки-подшипника:

$$D_{у.в.пр.д} = D_{о.из} - f_{д.к}, \quad (1)$$

где $D_{о.из}$ — действительное значение диаметра отверстия постели; $f_{д.к}$ — диаметральная компенсация погрешности диаметра и расположения отверстия постели относительно общей оси крайних отверстий ГПО: $f_{д.к} = f_D + f_{нс} = \Delta t_{в.из} + \Delta t_{н.из}$, где f_D — диаметральная компенсация разницы диаметров соседних отверстий ГПО; $f_{нс}$ — диаметральная компенсация несоосности $\Delta_{нс}$ соседних отверстий постелей относительно общей оси ГПО; $\Delta t_{в.из}$, $\Delta t_{н.из}$ — действительные погрешности толщин соответственно верхнего и нижнего вкладышей.

В соединении "поверхность трения подшипника — коренная шейка коленчатого вала" получаемые предельные зазоры определяются разностью предельных значений приведенных диаметров:

$$S_{пр\ max} = D_{у.в.пр\ max} - d_{к.ш\ min};$$
$$S_{пр\ min} = D_{у.в.пр\ min} - d_{к.ш\ max}.$$

Наглядное представление позволяет понять особенности нормирования точности методом диаметральной компенсации погрешностей коренных опор разнотолщинными вкладышами в такой сборной конструкции, как коренные подшипники ДВС (см. рис. 4 и 5, таблица). Полученное в результате сложения радиусов значение внутреннего диаметра

Значения исходных параметров и результаты расчетов

S_{max}	S_{min}	TD	Td	$\Delta_{нс.\ о}$	$\Delta_{нс.\ к.\ ш}$	$\Delta_{i\text{-}j}$	$K_{и.м1}$	$K_{и.м2}$	$K_{т.м2}/K_{т.м1}$	$K_{т.м3}/K_{т.м1}$
мкм										
405	10	22	12	30	30	25	1,81	1,86	1,93	5,14

условной втулки-подшипника, уменьшенной на величину суммарной диаметральной компенсации $f_{д.к}$ погрешностей диаметра $D_о$ отверстия, промежуточной пастели картера и расположения ($\Delta_{нс}$) ее относительно крайних и соседней назовем приведенным внутренним диаметром условной втулки-подшипника ($D_{у.в.вн.пр}$). Достигается такая компенсация подобранной разнотолщинностью верхнего ($\Delta t_{в.из}$) и нижнего ($\Delta t_{н.из}$) парных вкладышей.

Для точного определения $D_{у.в.вн.пр}$ необходимо учитывать отклонения формы внутренней поверхности условной втулки, а также другие погрешности. Приведенный расчетный внутренний диаметр коренных вкладышей можно представить как внутренний диаметр теоретической поверхности единого глубокого прерывистого отверстия подшипника скольжения, отклонение диаметра, расположение и формы которого не превышают допуск на отверстие седьмого квалитета точности и который собирается с единой прерывистой поверхностью вала с зазором $S_{min F}$. Для обеспечения собираемости такого соединения необходима диаметральная компенсация как положительных, так и отрицательных погрешностей диаметра и расположения промежуточного отверстия с валом. Поэтому в формулу (1) параметр $f_{д.к}$ может входить как со знаком плюс, так и со знаком минус.

В таком МУПКВ положение рабочих поверхностей вкладышей подшипников достигается со значительным отклонением от номинального. В результате каждый из соосных i-х подшипников ряда имеет разные по величине параметры: минимальную толщину hi_{min} масляного слоя; жесткость K_i в месте наибольшего сближения поверхностей контакта одноименных цапфы и подшипника; диаметральные зазоры S_i в подшипнике; запасы на износ $S_и$; работоспособность K_i пар трения и т. д. Согласно техническим условиям на МУПКВ коренных подшипников дизеля 8ЧВН 15/16 в каждом i-ом подшипнике из ряда соосных подшипников разность параметров обусловлена изменением геометрических параметров поверхностей контакта пар трения в пределах нормируемого допуска отклонений $\Delta_{нсi}$ от соосности (см. рис. 3), допусков диаметров $TD_о$ поверхностей постелей под вкладыши, допусками $Td_{к.ш}$ коренных шеек, толщины верхних ($\Delta Td_{tв.в}$) и нижних ($\Delta Td_{tв.н}$) вкладышей: $\Delta T_в = \Delta Td_{tв.в} = \Delta Td_{tв.н}$, векторов разнотолщинности действительных толщин верхнего и нижнего вкладышей. Кроме того, в поля допусков входят: погрешности $\Delta ф_о$ формы цилиндрических поверхностей контакта деталей МУПКВ отверстия (не показаны, так как они согласно ГОСТ 24643—81 являются частью допуска), образованного вкладышами подшипника, допуски $\Delta ф_{к.ш}$ формы коренных шеек, приводящих в результате сложения векторов перечисленных выше погрешностей к изменению параметров масляного клина каждой из соосных пар трения.

С учетом погрешностей верхнего и нижнего вкладышей ($\Delta t_{в.вк}$ и $\Delta t_{н.вк}$) на рис. 4 показаны диаметральные погрешности и влияние на зазоры в промежуточных соседних парах трения четырехопорного УПКВ, т. е. схема полей допусков четырехопорного УПКВ при неблагоприятном коллениарном расположении разнонаправленных векторов погрешностей, которая отражает влияние отклонений погрешностей обработки в поперечном сечении МУПКВ на зазоры в соосных подшипниках после их сборки.

На рис. 4 используются следующие обозначения: $TD_{у.в\ min}$, $TD_{у.в\ max}$ — соответственно минимальный и максимальный допуски условной втулки-подшипника; S_{Fmin} и S_{Fmax} — минимальный и максимальный функциональные зазоры; $TD_{к.ш}$ — допуск диаметра коренной шейки; $S_{и1}$ — запас на износ первого подшипника; $\Delta_{нс.к.ш2}$ и $\Delta_{нс.к.ш3}$ —

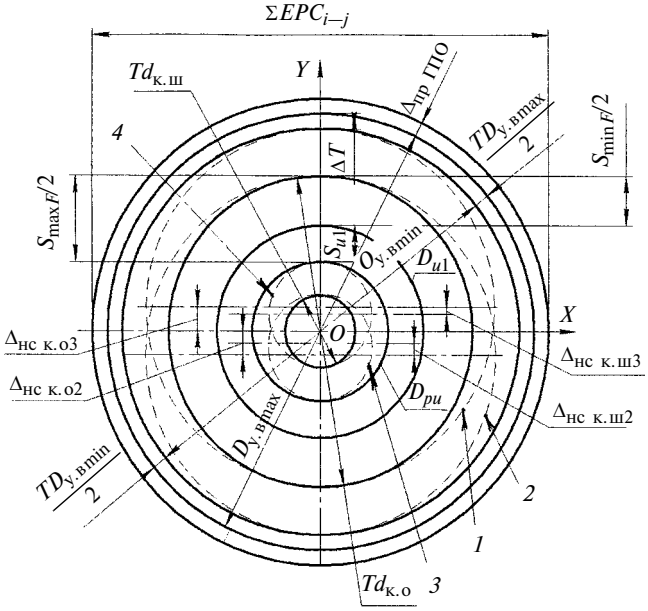


Рис. 4. Поля допусков четырехопорного УПВ (вид сбоку): ——— — погрешности диаметральных размеров и границы зазоров; - - - - - — границы погрешностей расположения коренных опор и коренных шеек

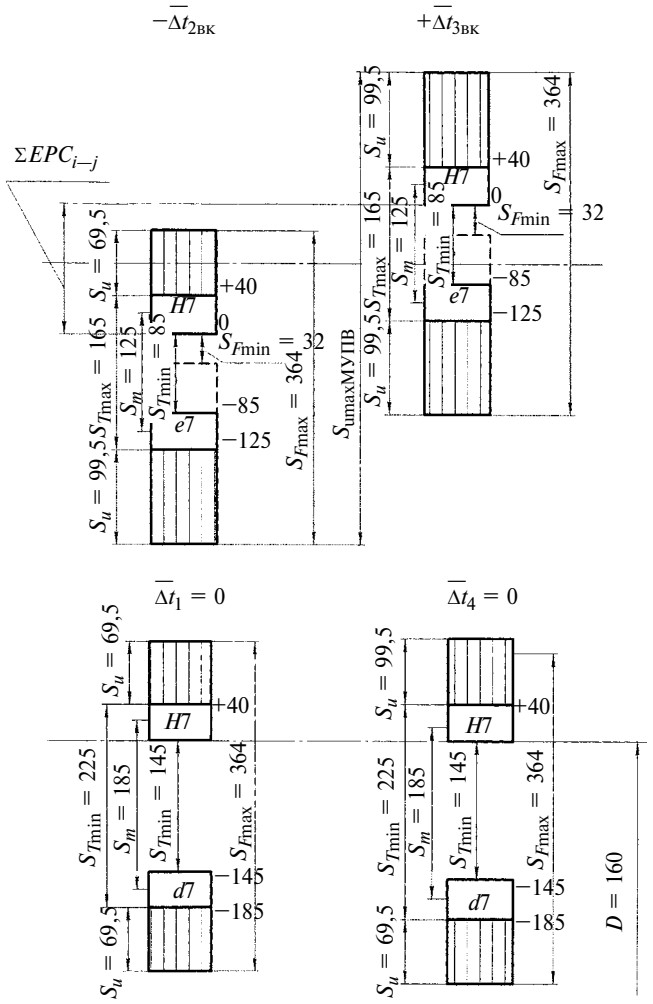


Рис. 5. Расположение полей допусков в системе допусков и посадок четырехопорного УПКВ

отклонения от соосности второй и третьей коренных шеек; $\Delta_{нс.к.о2}$, $\Delta_{нс.к.о3}$ — отклонение от соосности второй и третьей коренных опор; $\Delta_{пр\ ГПО}$ — прочие отклонения ГПО, составленного из коренных опор картера; $S_{оп}$ — оптимальный зазор; $S_т$ — технологический зазор; ΔT — отклонение толщины верхнего или нижнего вкладышей условной втулки-подшипника, $S_{оп} < S_т < S_{minF}$; Y и X — координаты общей оси ГПО, мкм; ΣEPC_{i-j} — суммарная погрешность промежуточных подшипниковых опор.

Таким образом, окружность наибольшего диаметра, соответствующая границе предельно допустимого зазора, при совмещении с границей допустимого износа $S_и$, соответствует суммарной погрешности ΣEPC_{i-j} промежуточных подшипниковых опор относительно общей оси. При идеальном изготовлении узла $\Sigma EPC_{i-j} = S_{maxF}$. Следовательно, чем меньше погрешности деталей узла, тем больше запасы на износ ($S_и$) и технологическую точность ($K_{т.мj}$) МУПКВ [5].

Правильно изготовленные коренные опоры в картере двигателя и коренные шейки коленчатого вала отличаются диаметрами в пределах полей допусков TD и Td и погрешностями форм $\Delta ф_{io}$ и $\Delta ф_{iк.ш}$ и расположения $\Delta н_{с.о}$ и $\Delta н_{с.к.ш}$ (биение). При установке в постели тонкостенных вкладышей они деформируются при затяжке крышек, частично наследуя погрешность формы опор, частично приобретая погрешность затяжки вследствие допуска на длину и толщину вкладышей (для дизелей 8 ДВТ-330 толщина может иметь допуск 0,026 мм, для перспективных дизелей —0,012 мм). Наследуя форму, размеры, расположение коренных опор вкладыши соседних опор образуют ступенчатую рабочую поверхность по длине многоопорного подшипникового узла. Большая ступенчатость в плоскости действия газовых сил ДВС может существенно влиять на равномерность зазора и, соответственно, на параметры масляного клина.

Из рис. 5 видно, что поля допусков могут располагаться несимметрично. В данном случае их расположение неблагоприятно с точки зрения стабилизации зазоров и равномерности изнашивания пар трения. По расчетным данным [5] для одиночной пары трения при посадке ∅ 150 $H7/d7$ оптимальным является зазор 0,18 мм. Подшипник будет работать в условиях жидкостной смазки при максимальном и минимальном значениях технологического зазора соответственно $S_{max\ т} = 225$ мкм и $S_{min\ т} = 145$ мкм.

Если считать, что i-я пара трения (подшипник — шейка) с наименьшим $S_{min\ iFi}$ приобретает критический зазор $S_и$ за больший промежуток времени, а в то же время j-я пара трения с зазором $S_{max\ Fij}$ наибольшим в ряду и более приближенным к критическому может быстрее других при эксплуатации достичь критического износа $S_и$, то для лимитирующей i-й опоры запас $S_{иi}$ на износ можно определить с учетом рекомендаций работы [4] по формуле

$$S_{иi} = 0,5[(S_{maxF} - S_{minF}) - (TD + Td)] - \Sigma EPC_{i,\,j},$$

где $\Sigma EPC_{2-3} = \Delta t_{2-3} + EPC_{2-3} + \Delta_{нс.} + \Delta D_{у.в}$.

Зная скорость изнашивания поверхностей трения, можно определить время $T_р$ надежной работы каждого из подшипников, а по наименьшему значению — лимитирующую опору. Тогда запас работоспособности $S_и$ этой лимитирующей пары можно считать запасом работоспособности всего МУПКВ.

Оценивать эффективность разработанной системы допусков и посадок можно по запасу точности МУПКВ и через относительный коэффициент $K_{им}$ запаса на износ [5]: $K_{им} = S_{и.гр}/S_{и\ max-min}$, где $S_{и.гр}$ — запас на износ при групповом методе сборки; $S_{и\ max-min}$ — запас на износ при методе "максимум — минимум":

$$S_{и\ max-min} = 0,5[(S_{maxF} - S_{minF}) - (TD + td)] - (\Delta_{нс.о} + \Delta_{нс.к.ш.} + \Delta_{i-j});$$

$$K_{им2} = S_{и.и}/S_{и\ max},$$

где $S_{и.и}$ — запас на износ, рассчитанный при индивидуальном подборе.

Следовательно, при групповой и индивидуальной сборках запасы на износ лимитирующих ко-

УДК 62-752:534.1

Б. В. ЛУШНИКОВ, канд. техн. наук
(Юго-западный государственный университет, г. Курск), e-mail: boris@kursknet.ru

Вибрационная диагностика динамических систем с сухим позиционным и вязким трением при свободных колебаниях[1]

Рассмотрен метод вибрационной диагностики динамических систем на основе раздельной идентификации диссипативных параметров сухого позиционного и вязкого трения.

Ключевые слова: вибрационная диагностика, сухое позиционное трение, рессорная подвеска.

A method of vibrating diagnostics of dynamic systems, based on the separate identification of dissipative parameters of dry positional and adhesive friction, has been considered.

Keywords: vibrating diagnostics, dry positional friction, sprung hanger.

Сила сухого позиционного трения имеет место в механических системах, где сила N нормальной реакции на контактирующих поверхностях пропорциональна деформации (прогибу) упругих элементов: $N = kx$, где k — коэффициент жесткости упругих элементов; x — деформация упругих элементов. Тогда силу позиционного трения можно представить, как $F_{поз}(x, \dot{x}) = \mu N \operatorname{sign}\dot{x} = \mu kx \operatorname{sign}\dot{x}$, где μ — коэффициент позиционного трения.

Если к колебательной системе приложено статическое усилие $P_{ст}$, например учтена сила тяжести массы m, то имеет место статическая деформация $\Delta_{ст}$ упругих элементов. При этом колебания будут совершаться относительно нового положения статического равновесия, а выражение силы позиционного сухого трения будет иметь вид:

$$F_{поз}(x, \dot{x}) = \mu k(\Delta_{ст} - x)\operatorname{sign}\dot{x}, \quad (1)$$

где $\Delta_{ст} = P_{ст}/k$ — статическая деформация упругих элементов.

Примером такой системы являются рессорные подвески транспортных экипажей (автомобильных, железнодорожных) [1—3], в которых превышение допустимых значений силы сухого трения приводит к блокировке рессор, ухудшению виброизоляции, накоплению усталостных повреждений как в силовых элементах самих транспортных средств, так и в перевозимом грузе. Большое влияние на межлистовое трение

[1] Работа выполнена в рамках Федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг. по проблеме "Исследование закономерностей движения и идентификация динамических параметров механических систем с сухим некулоновым трением" (гос. регистр. № П2243, шифр НК 422П).

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 54)

ренных подшипников превышают запасы на износ, рассчитанные традиционным методом "максимум — минимум" соответственно в 1,81 и 1,86 раза.

Для метода полной взаимозаменяемости коэффициент запаса точности находим по формуле

$$K_{т.м1} = (S_{\max F} - S_{\min F})/(TD + Td + \Sigma EPC_{i-j}).$$

Получены значения: $K_{т.м1} = 2{,}56$; для групповой сборки — $K_{т.м2} = 4{,}94$; для индивидуальной сборки — $K_{т.м3} = 13{,}17$. Очевидно, что методы групповой и индивидуальной сборок имеют резерв повышения запаса точности $K_{т.м}$ МУПКВ по сравнению с традиционным методом полной взаимозаменяемости соответственно в 1,93 и 5,14 раза.

Разработанная система допусков МУПКВ позволяет рекомендовать в сопряжении "сборный подшипник скольжения — шейка вала" посадки: ∅ 110 $C7/h6$; ∅ 110 $D7/h6$; ∅ 110 $E7/h6$; ∅ 110 $F7/h6$; ∅ 110 $G7/h6$. Это позволяет повысить эксплуатационные характеристики МУПКВ путем варьирования зазорами, рассчитанными по действительным отклонениям деталей узла.

Разработанная система допусков и посадок способствует введению автоматизированного подбора комплектующих деталей для селективной, в том числе индивидуальной, сборки МУПКВ, что создает новые возможности для технологического обеспечения равномерных, в пределах оптимальных пределов, зазоров в соосных парах трения, повышения работоспособности МУПКВ и ДВС в целом. Для автоматизированной компенсации разницы диаметров пастелей на основе стабилизации диаметров соседних подшипников при компьютерной сборке толщины вкладышей предлагается выбирать в среде КОМПАС 3D [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 7929—80.** Дизели тракторные и комбайновые. 1982. М.: Изд-во стандартов, 1981. 19 с.

2. **ГОСТ 16319—80.** Цепи размерные. 1981. М.: Изд-во стандартов, 1980. 20 с.

3. **ГОСТ 16320—80.** Цепи размерные. 1982. М.: Изд-во стандартов, 1982. 29 с.

4. **ГОСТ 24643—81** (СТ СЭВ 636-77). Допуски формы и расположения поверхностей. 1981. М.: Изд-во стандартов, 1980. 14 с.

5. **Санинский В. А.** Методология повышения запаса точности коренных подшипников скольжения дизелей размерной механической обработкой и компьютерной сборкой. Волгоград: Волгоградский ГТУ. 2008. 237 с.

рессор и виброизоляцию транспортного средства оказывает смазочный материал, используемый для поддержания сил трения в регламентированных пределах. При эксплуатации возможны неисправности в устройствах, обеспечивающих удержание смазочного материала между листами рессор и защиту от загрязнения, при возникновении которых силы сухого трения возрастают. В целях уменьшения межлистового трения, а также для его оптимизации используют различного рода прокладки и вставки, которые могут быть изготовлены из антифрикционных сплавов, пористой бронзы, полимерных материалов. Из-за высоких удельных давлений между листами рессор срок службы вставок ограничен, а визуальный контроль за их состоянием затруднен. Поэтому для данных рессорных подвесок актуален контроль позиционного сухого трения как способ их диагностирования.

Расчетная схема механической колебательной системы с одной степенью свободы при действии позиционной силы сухого трения с учетом статического смещения представлена на рис. 1. На рис. 2 в виде петли гистерезиса показана силовая характеристика системы с сухим позиционным трением со статическим смещением.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний системы с сухим позиционным и линейным вязким трением имеет вид:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx + \mu k(\Delta_{ст} - x)\operatorname{sign}\dot{x} = 0. \quad (2)$$

В качестве начальных условий принимаем:

$$\begin{cases} t_0 = 0; \\ x_0 = A_0; \\ \dot{x}_0 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Решение уравнения (2) находим методом припасовывания аналитических решений отдельных этапов. Пусть $\dot{x} < 0$, тогда уравнение (2) имеет вид:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2(1 + \mu)x = p^2\mu\Delta_{ст}, \quad (4)$$

где $n = b/(2m)$; $p^2 = k/m$.

Общее решение линейного неоднородного дифференциального уравнения (4) с постоянными коэффициентами:

$$x = e^{-nt}(C_1\cos p_1 t + C_2\sin p_1 t) + \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu), \quad (5)$$

где

$$p_1 = \sqrt{p^2(1 + \mu) - n^2}. \quad (6)$$

Дифференцируя выражение (5) по времени и учитывая начальные условия (3), определяем постоянные интегрирования: $C_1 = A_0 - \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu)$; $C_2 = C_1 n/p_1 = (A_0 - \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu))n/p_1$.

Тогда на первом этапе ($\dot{x} < 0$) имеем:

$$x = e^{-nt}[(A_0 - \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu))\cos p_1 t + (A_0 - \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu))n/p_1 \times \sin p_1 t] + \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu). \quad (7)$$

В момент окончания первого этапа движения $\dot{x} = 0$, поэтому, продифференцировав выражение (7) по времени и приравняв результат нулю, получим время смены первого этапа вторым:

$$t_1 = \pi/p_1. \quad (8)$$

Подставив выражение (8) в уравнение (7), найдем максимальные отклонения системы от положения равновесия A_1:

$$A_1 = x(t_1) = -e^{-n\pi/p_1}(A_0 - \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu)) + \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu).$$

Отклонение по абсолютной величине

$$|A_1| = A_0 e^{-n\pi/p_1} - \mu\Delta_{ст}/(1 + \mu)(1 + e^{-n\pi/p_1}). \quad (9)$$

На втором этапе движения ($\dot{x} > 0$) уравнение (2) имеет вид:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2(1 - \mu)x = -p^2\mu\Delta_{ст},$$

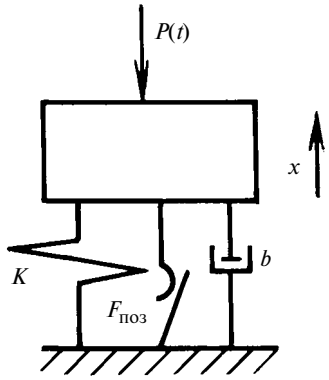


Рис. 1

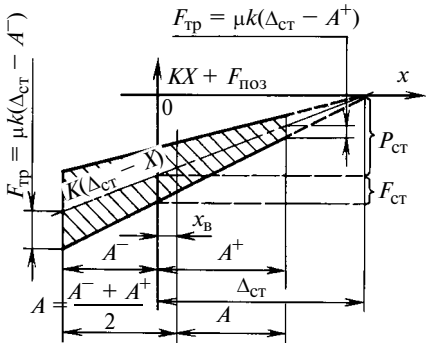


Рис. 2

тогда общее решение получим в виде:

$$x = e^{-nt}(C_1'\cos p_2 t + C_2'\sin p_2 t) - \mu\Delta_{ст}/(1 - \mu),$$

где

$$p_2 = \sqrt{p^2(1 - \mu) - n^2}. \quad (10)$$

Аналогично первому этапу определим постоянные C_1' и C_2', время смены второго этапа третьим, максимальное отклонение A_2 от положения равновесия и т. д. Однако при этом аналитические выражения получаются громоздкими. Поэтому закон убывания последовательных отклонений системы от положения статического равновесия рациональнее представлять в виде зависимости каждой амплитуды от предыдущей [см. формулу (9)]. Этот закон имеет специфический характер изменения, отличный от геометрической или арифметической прогрессий.

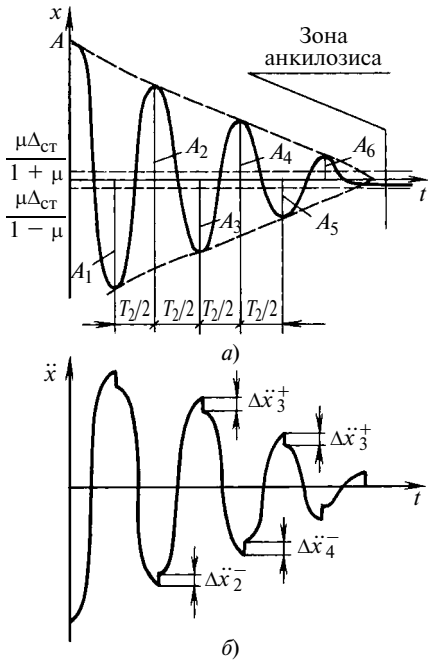


Рис. 3

На рис. 3, *а* представлена виброграмма затухающих свободных колебаний системы с сухим позиционным трением, а на рис. 3, *б* — закон изменения ускорений.

Так же как и для системы с сухим кулоновым трением, в системах с сухим позиционным трением при статическом смещении имеются зоны застоя (анкилозиса) (см. рис. 3, *а*): $[-\mu\Delta_{ст}/(1-\mu); -\mu\Delta_{ст}/(1+\mu)]$. Однако границы этой зоны несимметричны относительно статического равновесия, что вызвано асимметрией петли гистерезиса (см. рис. 2).

Для рассматриваемой системы характерно также различие частот и полупериодов свободных колебаний при движении во взаимно противоположных направлениях, т. е. при $\dot{x} > 0$ и $\dot{x} < 0$ (см. рис. 3, *а*). Это свойство следует из сопоставления выражений (6) и (10) соответственно при $\dot{x} > 0$ и $\dot{x} < 0$. Тогда соответствующие полупериоды имеют вид:

$$0{,}5T_1 = \pi/p_1 = \pi/\sqrt{p^2(1+\mu) - n^2}; \quad \dot{x} < 0; \qquad (11)$$

$$0{,}5T_2 = \pi/p_2 = \pi/\sqrt{p^2(1-\mu) - n^2}; \quad \dot{x} > 0. \qquad (12)$$

На данном нелинейном эффекте построен метод идентификации показателей силы сухого позиционного трения [4]: μ; $\Delta_{ст}$; k.

Для определения коэффициента μ в выражениях (11) и (12) исключим показатель n:

$$\mu = (2\pi^2 m/k)(1/T_1^2 - 1/T_2^2).$$

Тогда

$$b = 2mn = 2m\sqrt{k/m - 2\pi^2(1/T_1^2 - 1/T_2^2)}.$$

Статическую деформацию $\Delta_{ст}$ теперь можно определить из уравнения, связывающего две последовательные амплитуды отклонений системы от положения равновесия:

$$A_{i+1} = A_i e^{-n\pi/p_1} - \mu\Delta_{ст}/(1+\mu)(1 + e^{-n\pi/p_1}),$$

где $i = 2j - 2$, $j = 1, 2, 3, \ldots$.

Тогда

$$\Delta_{ст} = \frac{A_i e^{-n\pi/p_1} - A_{i+1}}{1 + e^{-n\pi/p_1}}(1+\mu)/\mu.$$

Достоинства данного метода: точность (100 %) алгоритма; возможность проведения идентификации при отсутствии источников вибровозбуждения и применения метода для большегрузных транспортных экипажей на рессорной подвеске.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И.** Динамика вагона. М.: Транспорт, 1978. 353 с.
2. **Гарг В. К., Дуккипати Р. В.** Динамика подвижного состава. М.: Транспорт, 1988. 391 с.
3. **Ротенберг Р. В.** Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
4. **А. с. 1562764 Рос. Федерации:** МКИ G01 19/02. Способ определения силы сухого позиционного трения и коэффициента вязкого трения в колебательной системе.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;

"Пресса России" — индекс **27841**;

"Почта России" — индекс **60264**.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии и Российской академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.822

А. В. ОРЛОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), тел. 8 (499) 135-4560

Контакт упругих тел, имеющих поверхности трения сложной формы

Изложен метод определения напряжений и деформаций для общего случая контакта тел с поверхностями переменной кривизны. Дано упрощенное решение этой задачи применительно к контакту параллельных некруговых цилиндров и сравнение его результатов с экспериментальными данными и результатами решений известными методами для круговых цилиндров.

Ключевые слова: контактные напряжения и деформации, упругие тела сложной формы.

A determination method of stresses and deformations is stated for a general case of contact of bodies with surfaces of variable curvature. A simplified solution of that problem is given as applied to the contact of parallel non-circular cylinders. Results of the solution are compared with experimental data and with results, obtained by another known methods for circular cylinders.

Keywords: contact stresses and deformations, elastic bodies of complicated form.

Рабочие поверхности многих ответственных деталей машин, таких как зубчатые передачи, кулачковые механизмы, опоры качения, в ряде случаев имеют сложную форму. Известные, проверенные многолетним опытом методы расчета, основанные на теории Герца—Беляева, разработаны для поверхностей постоянной кривизны и в данном случае не могут быть использованы.

В институте машиноведения РАН в ходе работ по улучшению эксплуатационных характеристик шарикоподшипников был разработан метод расчета контактных напряжений и деформаций применительно к телам качения с поверхностями сложного профиля. В основу метода положено решение Буссинеску, согласно которому деформация W, нормальная нагруженной поверхности в некоторой ее точке A, определяется как

$$W = \frac{1-\mu^2}{\pi E}\frac{P}{r}, \qquad (1)$$

где μ и E — коэффициент Пуассона и модуль упругости данного материала; P — сила, приложенная к этой поверхности на расстоянии r от точки A [1].

Соответственно, если два упругих тела 1 и 2 сжаты с силой Q, то их суммарная деформация в направлении общей нормали в точке начального контакта будет $U = W_1 + W_2$, т. е. $U = Qn/\pi r$, где $\eta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$. Здесь индексы 1 и 2 соответствуют телам 1 и 2.

Упомянутое решение [2, 3] представляет собой комбинацию метода полос с методом конечных элементов (МПКЭ) и учитывает эллиптический закон распределения давления поперек площадки контакта (т. е. в направлении качения), благодаря чему многократно снижается объем вычислительных работ.

Сравнение полученных этим методом расчетных данных с результатами экспериментов в случае точечного контакта показало их близкое совпадение. Однако встречается мнение, что в случае линейного контакта решение Буссинеску принципиально неприемлемо. Для решения этого вопроса были расчетным и экспериментальным путем найдены для нескольких различных случаев контакта кругового цилиндра с плоскостью размеры площадок контакта, которые, как показано в работе [2], при заданных условиях определяют величину и распределение напряжений в зоне соприкасания, а также найдены величины упругого сближения сжимаемых тел.

Опыты проводили в ИМАШе на устройстве, которое обеспечивало точное относительное расположение рабочих поверхностей до и в процессе нагружения, а также при разгружении (рис. 1). Образец *1* — цилиндр с плоским торцом высотой 30 и диаметром 50 мм, устанавливали в кассете *2*, с помощью которой он мог перемещаться для снятия очередного отпечатка. Цилиндр *3* диаметром 40 мм и с длиной рабочей части 40 мм имел хвостовики, которые служили базой для измерения величины упругого сближения тел *1* и *3* с помощью двух индикаторов *4*. Регистрировалось их среднее показание. Рабочие поверхности имели шероховатость $0{,}32 \div 0{,}16$ мкм. Плоскую поверхность образца *1* перед установкой в кассету покрывали тонким слоем копоти. С целью избежания порчи отпечатка во время разгружения цилиндр *3* и образец *5* приподнимали пружинами *6* и *7*. Размеры отпечатка измеряли на инструментальном микроскопе. Опыты

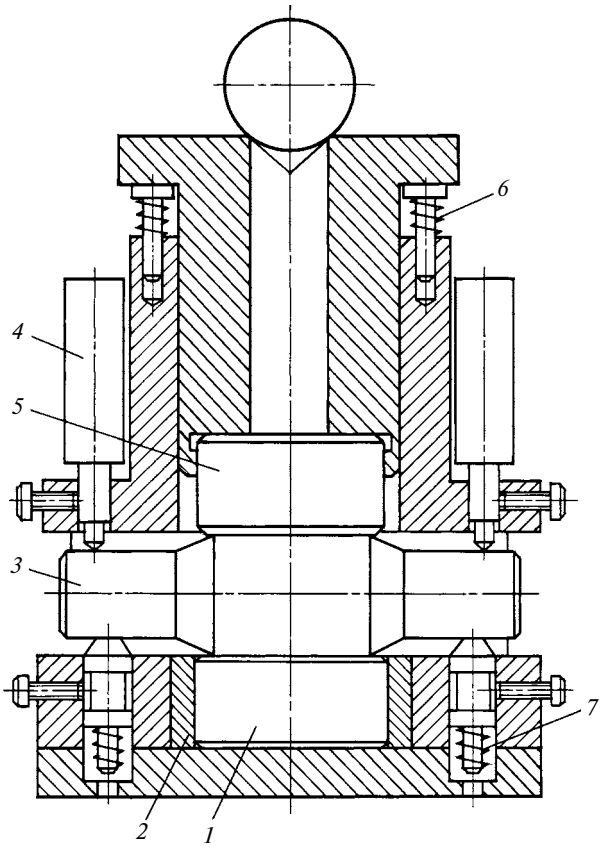


Рис. 1. Схема устройства для определения площадок контакта и упругого сближения

Таблица 1

Параметр	Метод исследования	Величина параметра при нагрузке Q, кН			
		30	60	90	200
$b_{ср}$, мм	Герца—Беляева МПКЭ Эксперимент	0,402 0,387 0,40	0,570 0,556 0,57	0,698 0,673 0,68	1,04 0,989 1,00
b_{max}, мм	Герца—Беляева МПКЭ Эксперимент	— 0,534 0,54	— 0,766 0,78	— 0,921 0,88	— 1,383 1,35
δ, мм	Герца—Беляева МПКЭ Эксперимент	0,0192 0,0212 0,024	0,0356 0,0434 0,042	0,0510 0,0620 0,064	0,105 0,116 0,126

проводили при нагрузке $30 \div 200$ кН, каждый опыт повторяли $3 \div 4$ раза и регистрировали их осредненные результаты (табл. 1). Здесь $b_{ср}$ и b_{max} — полуширина площадки контакта соответственно посредине ее длины и вблизи концов. Максимальное контактное давление тел качения в этих зонах определяли по зависимости

$$P_{x0} = 2Qb_x \Big/ \Big(\pi \sum_{i=1}^{n} b_{x_i}^2 \Delta x\Big),$$

где Q — общая нагрузка на контакте; b_x — полуширина полосы i площадки контакта; n — число полос шириной Δx, на которые разбита площадка контакта ([2], с. 82).

По программе, разработанной И. Н. Спицыной согласно методике [2], в институте подшипниковой промышленности (ВНИПП) были выполнены расчеты для условий, соответствующих упомянутым выше экспериментам. Как видно из табл. 1, результаты расчетов достаточно близки к независимо полученным экспериментальным данным, что подтверждает приемлемость зависимости (1) для расчетов применительно к линейному контакту. Учитывая постоянство законов поведения материала в пределах упругодеформированной зоны (при неизменности побочных факторов), трудно предположить, чтобы эта приемлемость относилась исключительно к контакту круговых цилиндров, а не каких-либо иных упругих тел.

Примем, что тела 1 и 2, имеющие поверхности переменной кривизны (рис. 2), сжимаются силой Q. Форму области их контакта в первом приближении наметим из условия постоянства у ее границ величины исходного (до нагружения) зазора между ними, а основные размеры примем равными размерам площадки контакта моделирующих тел, поверхности которых в обеих главных плоскостях очерчены линиями постоянной кривизны, возможно более близко воспроизводящими картину нагруженности реальных тел в этих плоскостях. Предполагаемую площадку контакта (показана штриховыми линиями) очертим некоторым простейшим контуром, например прямоугольником, который разобьем на n квадратных элементов со стороной d. Размеры площадки принимаем с достаточным запасом, имея в виду, что в результате решения давление на излишних элементах окажется равным нулю. В наиболее сложных и мало изученных случаях может оказаться целесообразным изготовление крупномасштабных моделей из материала с пониженным модулем упругости с целью свести до минимума погрешности, вызываемые деформациями сопряженных элементов.

Определим деформацию U_{jj}, вызываемую в точке A элемента j площадки контакта, действующим на него давлением p_j. Разобьем этот элемент на четыре равные квадратные участка. Расстояние между центром каждого из участков и точкой A, как видно из рис. 2, равно $d\sqrt{2}/4$. Полагаем, что вся нагрузка $p_j d^2/4$, действующая на этом участке, приложена к его центру. Тогда на основании зависимости (1) сближение тел в точке A, вызванное давлением p_j на элементе j, будет:

$$U_j = \frac{4\eta}{\pi} \frac{p_j d^2}{4} \frac{4}{d\sqrt{2}} = \frac{2{,}8\eta p_j d}{\pi}.$$

Считаем, что вся нагрузка, действующая на каждый из $n - 1$ остальных элементов, также сосредоточена в их центрах. Если перед нагружением зазор в месте расположения точки A_{xy} равен Z_{xy}, то

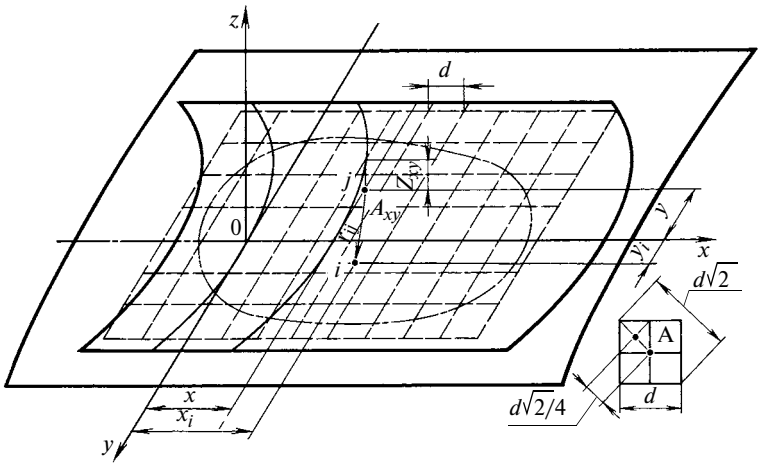


Рис. 2. Общий случай контакта

сближение тел 1 и 2 под общей нагрузкой Q выразится формулой

$$\delta = \frac{\eta}{\pi}\left\{\sum_{i=1}^{n}\frac{p_i d^2}{\left[(x-x_i)^2+(y-y_i)^2\right]^{\frac{1}{2}}} + 2{,}8p_j d\right\} + Z_{xy}. \quad (2)$$

Здесь p_j — давление в точке A_{xy}; x_i, y_i — координаты центра элемента i; p_i — давление на этот элемент.

Система из n уравнений вида (2) дополняется уравнением равновесия

$$Q = \sum_{i=1}^{n} p_i d^2. \quad (3)$$

Решение этой системы дает значения давления на всех n элементах площадки контакта и величину δ упругого сближения сжимаемых тел. Принятое допущение о том, что приложенная к каждому из элементов нагрузка сосредоточена в его центре, не приводит, как следует из совпадения расчетных и экспериментальных данных [3], к серьезным погрешностям.

Применительно к параллельным некруговым цилиндрам задача может быть значительно упрощена, если, исключив влияние краевого эффекта, считать давление постоянным вдоль линии контакта.

Принимаем ширину площадки $b = b_1 + b_2$, а длину $2a$ (рис. 3). Разобьем площадку на n полос шириной l и будем считать, что приложенная к каждой из них нагрузка сосредоточена на средней ее линии (в направлении оси y). Расстояние от точки A_j наблюдения, расположенной посередине правой границы полосы j, до осевой линии полосы i составит:

$$c_{ij} = (j - i + 0{,}5)l \text{ при } i \leqslant j;$$

$$c_{ij} = (i - j - 0{,}5)l \text{ при } i > j.$$

Расстояние r_{ij} от точки A_j до площадки шириной dx полосы i: $r_{ij} = \sqrt{x^2 + c_{ij}^2}$.

Обозначим общее сближение тел 1 и 2 под приложенной к ним нагрузкой через δ, а зазор между ними в сечении j до нагружения через z_j.

Деформация, вызванная в точке A_j нагрузкой, распределенной на полосе i:

$$\delta_{ij} = 2k\int_0^a p_i l dx/\sqrt{x^2 + c_{ij}^2},$$

где $k = \eta/\pi$.

Из работы [4, с. 8] имеем: $\int \frac{dU}{\sqrt{U^2+a}} = \ln|U + \sqrt{U^2+a}| + c$.

С использованием этой формулы получим:

$$\delta_{ij} = 2klp_i\ln(x + \sqrt{x^2 + c_{ij}^2})\Big|_0^a =$$

$$= 2klp_i[\ln(a + \sqrt{a^2 + c_{ij}^2}) - \ln c_{ij}].$$

Деформация в точке A_j, вызванная всей действующей на контакте нагрузкой:

$$\delta_j = 2kl\sum_{i=1}^{n} p_i[\ln(a + \sqrt{a^2 + c_{ij}^2}) - \ln c_{ij}];$$

$$\delta = \delta_j + z_j. \quad (4)$$

Аналогично приведенному выше решению составляем уравнения вида (4) для каждой из n полос и дополняем их уравнением равновесия

$$Q = 2al\sum_{i=1}^{n} p_i. \quad (5)$$

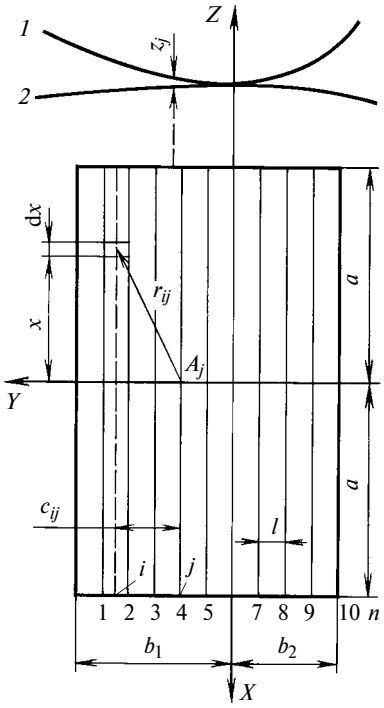


Рис. 3. Контакт параллельных некруговых цилиндров

Решив систему уравнений (4), (5) относительно p_i и δ, получаем распределение давления по площадке контакта и величину упругого сближения сжимаемых цилиндров.

Для оценки погрешности, вызываемой принятым выше приближением при переходе от зависимости (2) к зависимости (4), сравним применительно к нескольким конкретным случаям контакта круговых цилиндров результаты определения величины δ по приведенной методике с расчетами по теории Герца—Беляева [5] и экспериментальными данными [6]. Рассмотрим контакт кругового цилиндра диаметром $D_w = 20$ мм с длиной рабочей части $L_w = 50$ мм с плоскостью при нормальной нагрузке 75 кН. Экспериментально определенная величина их сближения при указанных условиях равна 0,0387 мм. Согласно работе [6, с. 119) при $E = 1{,}15 \cdot 10^4$ кГ/мм^2 и $\mu = 0{,}3$ получили $\delta = 0{,}0385$ мм, максимальное давление $p_0 = 2{,}37$ ГПа и полуширину площадки контакта $b = 0{,}402$ мм.

Разобьем эпюру давлений на рис. 3 на 10 полос шириной l и, принимая во внимание ее симметричность относительно оси Z и эллиптический закон распределения давления, определим его величину на средней линии каждой из i полос:

i	1	2	3	4	5
y_i, мм	0,3618	0,2814	0,2010	0,1206	0,0402
p_i, ГПа	1,03	1,69	2,05	2,26	2,36

Подставив найденные значения p_i в уравнения (4), (5), получим $\delta = 0{,}0482$ мм.

В табл. 2 приведены результаты аналогичных расчетов для нескольких других случаев контакта при различных соотношениях L_w/D_w (величина δ_3). В качестве точки отсчета для определения относительной погрешности найденной величины сближения δ_3 по приведенному методу здесь принята величина δ_1, рассчитанная по теории Герца—Беляева, близко совпадающая с экспериментальными данными (табл. 1, [6]). Расхождение δ_3 с δ_1 уменьшается с ростом L_w/D_w, поскольку падает влияние краевого эффекта. Однако, судя по большой разнице (25 %) при $L_w/D_w = 2{,}5$, это соотношение не является единственной характеристикой, определяющей величину погрешности, вызываемую принятым выше допущением.

Как показывает расчет, разделение площадки контакта на большее число полос не дает существенного увеличения точности. Так, для контакта с плоскостью цилиндра $D_w = 20$ мм, $L_w = 50$ мм при $Q = 75$ кН точное значение δ_3 равно 48,190 мкм при $i = 5$ и 48,356 мкм при $i = 20$, т. е. наблюдаем расхождение только в третьем знаке на 2 единицы.

Среднее значение абсолютной величины относительной ошибки $\Delta_{ср} = \sum_1^6 |\Delta_i|/6$ при расчете по изложенной методике составляет 11 %. Для сравнения найдем отклонения Δ_4 и Δ_5 для случаев 4 и 5 (см. табл. 2) при расчете сближения по нескольким известным методикам, рекомендуемым для практического использования, и определим их среднее значение. Случаи 4 и 5 выбраны как имеющие максимальное и минимальное отклонения.

Согласно работе [7, с. 42], $\delta = 0{,}65 M \dfrac{P}{l_р} \lg \dfrac{67 l_р}{MP}$, мм.

Здесь $M = \left(\dfrac{1}{E_1} + \dfrac{1}{E_2}\right)$, мм^2/кГ; нагрузка P, кГ; длина рабочей части ролика $l_р$, мм; радиус ролика r, мм. Как и ранее, принимаем $E_1 = E_2 = 2{,}15 \cdot 10^{-4}$ кГ/мм^2.

Получаем расчетом:

$$\delta_4 = 0{,}65 \cdot 0{,}933 \cdot 10^{-4} \frac{7500}{50} \times$$

$$\times \lg \frac{67 \cdot 50 \cdot 10}{0{,}933 \cdot 10^{-4} \cdot 7500} = 0{,}0426 \text{ мм};$$

$$\delta_5 = 0{,}65 \cdot 0{,}933 \cdot 10^{-4} \frac{4500}{50} \times$$

$$\times \lg \frac{67 \cdot 50 \cdot 6}{0{,}933 \cdot 10^{-4} \cdot 4500} = 0{,}0225 \text{ мм};$$

$$\Delta_4 = \frac{42{,}6 - 38{,}5}{38{,}5} 100 = 10{,}5\ \%.$$

$$\Delta_5 = 0.$$

Таблица 2

Номер п/п	D_w	L_w	L_w/D_w	Q, кН	Расчетные характеристики контакта [5]			δ_2, мкм (эксперимент	δ_3, мкм [расчет по формулам (4), (5)]	$\Delta\ \% = \dfrac{\delta_3 - \delta_1}{\delta_1} 100$
	мм				p_0, ГПа	l, мм	δ_1, мкм			
1	40	40	1,00	60	1,68	0,570	44,5	42,0	35,2	−20,9
2	40	50	1,25	40	1,23	0,415	20,4	20,8	18,5	−9,3
3	30	50	1,67	35	1,33	0,336	19,0	18,6	20,0	5,3
4	20	50	2,50	75	2,37	0,402	38,5	38,7	48,2	25,2
5	12	50	4,17	45	2,37	0,240	25,5	23,5	26,4	3,5
6	6	50	8,33	20	2,24	0,114	12,97	—	13,46	3,8

Согласно работе [8, с. 75] $\delta = 3 \cdot 10^{-4} \frac{P^{0,9}}{l^{0,8}}$, где P, кГ; l, мм.

Получаем расчетом:

$$\delta_4 = 3 \cdot 10^{-4} \frac{7500^{0,9}}{50^{0,8}} = 0,0442 \text{ мм};$$

$$\delta_5 = 3 \cdot 10^{-4} \frac{4500^{0,9}}{50^{0,8}} = 0,0255 \text{ мм};$$

$$\Delta_4 = \frac{44,2 - 38,5}{38,5} 100 = 14,8 \ \%;$$

$$\Delta_5 = 0.$$

Согласно работе [9, с. 325] $\delta = 4,05 \cdot 10^{-5} \frac{P^{0,925}}{l^{0,85}}$. Здесь нагрузка P, Н; длина ролика l, мм.

Получаем расчетом:

$$\delta_4 = 4,05 \cdot 10^{-5} \frac{75\ 000^{0,925}}{50^{0,85}} = 0,04707 \text{ мм};$$

$$\Delta_4 = \frac{47,07 - 38,5}{38,5} 100 = 22,2 \ \%;$$

$$\delta_5 = 4,05 \cdot 10^{-5} \frac{45\ 000^{0,925}}{50^{0,85}} = 0,00293 \text{ мм};$$

$$\Delta_5 = \frac{29,3 - 25,5}{29,3} 100 = 12,9 \ \%.$$

В справочнике [10] дана практически такая же формула:

$$\delta = \frac{4,05 P^{0,925}}{10^5 l_{эф}^{0,85}}.$$

Как и ранее, за точку отсчета здесь приняты результаты, полученные в соответствии с теорией Герца—Беляева [5]. Осредненное отклонение рассчитанных по методикам [7—10] значений δ от принятых за действительные:

$$\Delta_{ср} = (10,5 + 0 + 14,8 + 0 + 22,2 + 12,9)/6 = 10 \ \%,$$

т. е. практически то же, что и полученное расчетом по изложенному приближенному методу.

Число уравнений вида (2) и (4) в системах (2), (3) и (4), (5) должно быть достаточным для того, чтобы входящие в них значения зазоров правильно воспроизводили профили сопряженных поверхностей и их относительное расположение. В случае гладких, симметричных относительно оси OZ поверхностей достаточной, как показано ранее, является система из шести уравнений, что значительно уменьшает сложность и трудоемкость решения.

Вместе с тем в ряде случаев сравнительные простые площадки контакта даже при небольшом износе сопряженных тел либо при изменении их относительного расположения приобретают неожиданно сложные формы, что указывает на значительное перераспределение контактных напряжений. Особенно опасным является выход зоны контакта на кромки детали, где поддерживающее влияние соседних объемов материала уменьшается практически вдвое. В какой-то мере это уменьшение смягчается усиленным износом и даже обминанием кромок (в случае малой их твердости), но, с другой стороны, в результате полного или хотя бы частичного ухода кромок из-под нагрузки возникают перегрузка и последовательное разрушение рядом расположенных участков. Кроме того, ухудшаются динамические характеристики узла вследствие нарушения геометрии сопряженных поверхностей.

Таким образом, перегруженные зоны являются, по-существу, инициаторами разрушения и преждевременного выхода узла из строя. Этого можно избежать путем внимательного анализа напряженного состояния и модификации на его основе формы рабочих поверхностей. В ряде случаев расчет напряжений может быть значительно облегчен экспериментальным определением формы и размеров площадок контакта при соответствующем относительном положении сопряженных деталей [11].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Макушин В. М.** Упругие перемещения и напряженное состояние в местах силового контакта деталей // Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1958. Т. 2. С. 386—486.
2. **Орлов А. В.** Опоры качения с поверхностями сложной формы. М.: Наука, 1983. 125 с.
3. **Справочник** по триботехнике / Под ред. А. В. Чичинадзе и М. Хебды. М.: Машиностроение, 1990. С. 374—381.
4. **Рыжик И. М.** Таблицы интегралов сумм, рядов и произведений. М.: Гостехиздат, 1943.
5. **Беляев Н. М.** Труды по теории упругости и пластичности. М.: Гостеориздат, 1957.
6. **Орлов А. В.** Упругие деформации и напряжения на линейном контакте // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 6. С. 31—36.
7. **Перель Л. Я.** Опоры на подшипниках качения в механизмах прокатных станов. М.: Машиностроение, 1972. 157 с.
8. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1975. 575 с.
9. **Перель Л. Я.** Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1985. 543 с.
10. **Подшипники** качения. Справочник / Под ред. Л. В. Черневского и Р. В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1997. 896 с.
11. **Орлов А. В.** Влияние неточностей положения валов на условия работы зубчатых передач. М.: Наука, 1966. 99 с.

УДК 621.923:661.882

В. А. НОСЕНКО, д-р техн. наук, С. В. НОСЕНКО
(Волжский политехнический институт — филиал ВолгГТУ),
e-mall: nosenko@volpi.ru

Попутное и встречное глубинное шлифование титанового сплава с периодической правкой круга

Исследовано шлифование пазов разной длины в заготовках из титанового сплава ВТ8 высокопористым кругом из карбида кремния. Показаны особенности формирования составляющих силы глубинного шлифования в зависимости от направления подачи стола и длины заготовки на всех этапах процесса. Приведены данные по кромкостойкости высокопористого круга. Рассмотрена работа круга в режимах затупления, самозатачивания или комбинированного.

Ключевые слова: глубинное шлифование, титановый сплав, высокопористые круги, периодическая правка.

In the paper the grinding of grooves of different length in the blanks from titanium alloy VT8 by a highly porous silicon carbide wheel is considered. The forming peculiarities of deep grinding components are shown in the dependence of the cutting direction of table and the blank's length at overall stages of the grinding process. Data regarding the edge-resistance of highly porous wheel are presented. The work of wheel in the bluntness, self-sharpening, and combined regimes has been considered.

Keywords: deep grinding, titanium alloy, highly porous wheels, periodical dressing.

Глубинное шлифование является наиболее производительным методом формообразования деталей машин, обеспечивающим высокое качество обработанной поверхности. Поэтому исследованию, разработке и внедрению процессов глубинного шлифования уделяется большое внимание. Одним из достоинств глубинного шлифования считается возможность удаления за один проход слоя толщиной до 10 мм и более.

Большая глубина шлифования предполагает наличие большой дуги контакта инструмента с заготовкой. Например, для глубины шлифования 3 мм кругом ∅ 500 мм длина дуги контакта превышает 38 мм, что соизмеримо с размерами обрабатываемой поверхности. Если при обычном шлифовании нет необходимости учета особенностей шлифования на этапах врезания и выхода из-за их несопоставимо малых размеров по сравнению с обрабатываемой поверхностью, то при глубинном шлифовании, когда сопоставляемые размеры близки, учет особенностей формообразования на различных этапах шлифования становится актуальным.

Серьезные проблемы возникают при глубинном шлифовании титановых сплавов как наиболее труднообрабатываемых. Титан обладает высокой адгезионной активностью к абразивному материалу и налипает на вершины зерен, что существенно снижает период стойкости, увеличивает износ инструмента, ухудшает качество обработанной поверхности. Поскольку при глубинном шлифовании длительность контакта абразивного материала с обрабатываемым металлом увеличивается на порядок, существенно возрастает и вероятность налипания металла на вершины зерен.

Заметное влияние на эксплуатационные показатели и, в частности, на силу глубинного шлифования оказывает направление подачи детали. В большинстве случав при глубинном шлифовании используют встречную подачу [1, 2], иногда рекомендуют попутную [3]. Некоторые исследователи рекомендуют выбирать направление подачи для каждого конкретного случая [4].

Цель работы заключается в исследовании особенностей встречного и попутного глубинного шлифования заготовок различной длины из титанового сплава с учетом многоэтапности процесса.

Методика исследований. Эксперименты выполнены на станке мод. ЛШ-220 высокопористым кругом из карбида кремния зеленого 1500 × 20 × 127 64CF120H12V производства ОАО "Волжский абразивный завод" при шлифовании пазов в заготовках из титанового сплава ВТ8. Режимы обработки: скорость шлифования 25 м/с, скорость подачи стола v_s = 50 мм/мин, глубина шлифования t = 2, 3 мм. Необходимую длину l обрабатываемой поверхности получали состыковкой нескольких плоских образцов. В качестве СОЖ применяли водный раствор на основе натрия фосфорнокислого трехзамещенного с добавлением пер-

фторэнантовой кислоты [5]. На станке ЛШ-232 СОЖ подается под давлением 0,6 МПа непосредственно в зону шлифования и на гидроочистку шлифовального круга. Суммарный расход СОЖ составляет 200 ± 15 л/мин.

Исследовали закономерности изменения мгновенной режущей способности q_b, горизонтальной P_{bz} и вертикальной P_{by} составляющих силы шлифования, приведенных к единице высоты круга, и кромкостойкость абразивного инструмента.

Износ круга и глубину шлифования определяли с помощью устройств цифровой индикации, установленных на пульте управления станком. Составляющие силы плоского глубинного шлифования измеряли с помощью динамометра УДМ-600 и регистрирующей аппаратуры с выводом показаний на персональный компьютер. Кромкостойкость кругов оценивали по радиусу r перехода от дна обрабатываемого паза к стенке. Радиус измеряли на участках состыковки плоских образцов с помощью микроскопа МБУ-4.

В серии экспериментов по исследованию встречного и попутного шлифования диаметр D круга за время опытов изменился от 490 до 445 мм. Соответственно максимальная номинальная длина дуги контакта круга с образцом L_{max} в результате износа уменьшилась с 38,22 до 36,41 мм или на 4 %. Скорость шлифования во всех опытах была постоянной, что обеспечивалось бесступенчатым регулированием частоты вращения круга в соответствии с изменением диаметра.

Результаты исследований и их обсуждение. Производительность шлифования характеризуется режущей способностью, представляющей собой отношение наработки, например объемной V, к времени τ резания. Обычно режущую способность определяют за весь период шлифования. При глубинном шлифовании на этапах врезания, выхода и набора глубины длина дуги контакта, площадь и толщина сечения среза являются величинами переменными. Для таких процессов наиболее информативным критерием является мгновенная режущая способность: $q = \mathrm{d}V/\mathrm{d}\tau$. Установлено, что при глубинном шлифовании жаропрочных сплавов в режиме постоянной правки шлифовального круга, когда за период обработки рельеф рабочей поверхности круга можно считать стабильным, закономерность изменения силы шлифования хорошо согласуется с мгновенной режущей способностью [6].

На рис. 1 показана закономерность изменения q_b при глубинном шлифовании образцов длиной l_1 = 17,2 мм, l_2 = 32,1 мм и l_3 = 48,8 мм. Расчеты сделаны для среднего диаметра круга 467,5 мм.

На этапе врезания при шлифовании длинного образца рост q_b постепенно замедляется и стабилизируется к моменту выхода на этап постоянной длины дуги контакта. Этап выхода характеризуется существенным уменьшением q_b, что на графике отмечается резким изломом кривых в точке перехода к новому этапу.

При шлифовании поверхности неполного цикла (образцы l_1 и l_2) дуга контакта не достигает максимального значения и, когда путь шлифования становится равным длине шлифуемой поверхности, наступает этап набора глубины. Начало этого этапа, так же как и этапа выхода, характеризуется резким изменением положения кривых. Завершение этапа набора глубины на графике плавно сопрягается с началом этапа выхода.

Положения ветвей графика на этапах врезания и выхода свидетельствуют о том, что на этапе врезания снимается заметно больше материала, чем на этапе выхода. На этапе набора глубины q_b снижается почти без изменения длины дуги контакта. В этом случае значительно уменьшается ширина номинального сечения. Например, при шлифовании образца l_1 уменьшение L на этапе набора глубины составляет около 1 %, а средняя толщина номинального сечения среза в начале и в конце этапа снижается более чем в 3 раза. В результате q_b в начале и в конце этапа набора глубины уменьшается в таких же пределах.

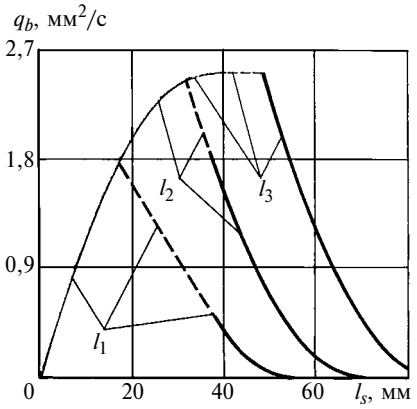


Рис. 1. Изменение мгновенной режущей способности q_b по длине l_s пути шлифования образцов разной длины на этапах:
врезания (———); выхода (▬▬▬); постоянной длины дуги контакта (- – – -) и набора глубину (▪ ▬ ▬ ▪)

Особенности формирования составляющих силы глубинного шлифования при обработке поверхности l_1 = 17,2 мм подробно изложены в работе [7]. С увеличением l до 32,1 мм этапы врезания и выхода возрастают на 14,9 мм, а этап набора глубины, соответственно, уменьшается на ту же величину. Этап набора глубины с учетом фактического размера круга составил около 5 мм. Обрабатываемая поверхность, как и для l_1 = 17,2 мм, относится к поверхностям неполного цикла. При l_3 = 45,2 мм этапы врезания и выхода достигают максимального размера $l_{max} = \sqrt{t(2R-t)}$, что для среднего размера круга составляет почти 37 мм, и появляется этап постоянной длины дуги контакта протяженностью около 8 мм.

При шлифовании титановых сплавов необходимо обратить внимание на одну из особенностей процесса, связанную с затуплением круга, основной причи-

ной которого, как известно, является образование на вершинах зерен площадок износа. При шлифовании титановых сплавов затупление круга происходит в основном не в результате образования площадок износа, а в результате налипания металла на вершины зерен. Это отмечается во многих работах, посвященных проблеме абразивной обработки титановых сплавов [8, 9].

Налипание металла увеличивает коэффициент трения за счет адгезионной составляющей. По сравнению с трением карбида кремния по титану коэффициент трения титана по титану возрастает в несколько раз [10]. Поэтому при шлифовании в режиме затупления титанового сплава, относящегося к числу наиболее адгезионно активных металлов, в большей степени должна расти сила P_{bz}. Об этом свидетельствуют и результаты расчетов составляющих силы резания отдельным зерном [11]. Например, с увеличением только коэффициента трения в 3 раза отношение сил P_z/P_y возрастает в 1,5 раза. Скорость стола и глубина шлифования мало влияют на отношение сил.

Длина обрабатываемой поверхности отражается на силах шлифования следующим образом. При попутном движении стола (рис. 2, *а*) в пределах длины шлифования l_s = 17,2 мм, что соответствует этапу врезания на короткой заготовке, составляющие силы шлифования для всех заготовок практически совпадают. Изменение P_{by} на пути шлифования до l_s = 10 мм в общем соответствует росту q_b. Но последующие колебания сил связаны с изменением механизма изнашивания абразивного инструмента. Аналогичные закономерности наблюдаются и для силы P_{bz}.

На этапе врезания с увеличением длины дуги контакта с каждым оборотом круга возрастает время взаимодействия зерна с металлом. В результате увеличиваются налипание металла на вершины зерен и засаливание

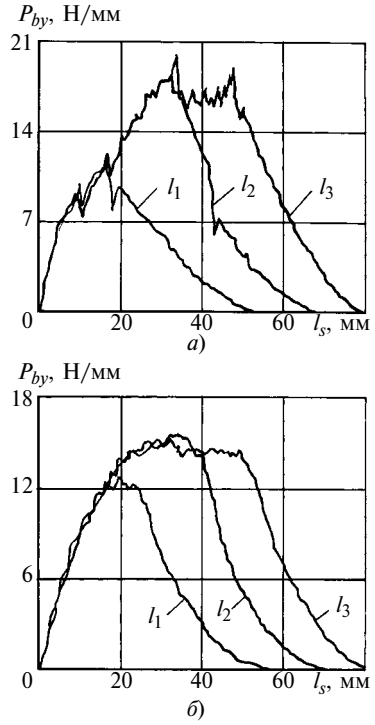


Рис. 2. Изменение силы P_{by} по длине пути l_s при попутном (*а*) и встречном (*б*) шлифовании образцов разной длины (t = 3 мм)

круга. Поэтому рост составляющих P_{by} и P_{bz} связан не только с увеличением длины дуги контакта и объема удаляемого материала, но и с затуплением круга. Об этом свидетельствует и увеличение отношения сил P_{bz}/P_{by}. Когда сила на одном зерне превышает предельно допустимую нагрузку, определяющую прочность удержания зерна связкой или прочность зерна, происходит вырывание или разрушение затупленных зерен, т. е. активизируется процесс самозатачивания.

Для круга твердости М1 сила удержания зерен невысока, увеличение нагрузки приводит скорее к вырыванию зерна из связки, чем к его объемному разрушению. С этим, в первую очередь, следует связывать самозатачивание инструмента очень низкой твердости. Когда переход от одного режима работы круга к другому происходит плавно, на диаграмме сил не будет значительных колебаний. Ярко выраженные отклонения кривых от плавного хода на диаграмме сил свидетельствуют об изменении характера изнашивания круга. Причиной существенного изменения силы шлифования является резкий переход от смешанного режима к интенсивному самозатачиванию, результат которого — мгновенное обновление рабочей поверхности круга. Поэтому при достижении длины дуги контакта ≈ 10 мм происходит резкое падение силы шлифования. Например, сила P_{by} в этот момент снижается почти на 25 %, снижение силы P_{bz} не превышает 10 %.

После обновления рабочей поверхности круга в связи с дальнейшим ростом q_b силы продолжают возрастать и превосходят значения составляющих силы шлифования, соответствующих первому мгновенному самозатачиванию инструмента. В конце этапа врезания (l_s = 17,2 мм) силы резания вновь достигают предельных значений, при которых наступает второе обновление рабочей поверхности круга, что также отмечается на графике резким изменением значений составляющих P_{by} и P_{bz}.

При шлифовании короткого образца второе обновление рабочей поверхности круга происходит на границе перехода от этапа врезания к этапу набора глубины. На новом этапе q_b резко снижается (см. рис. 1), что должно сопровождаться таким же снижением силы. Так как самозатачивание совпадает с общей тенденцией снижения силы на этапе набора глубины, величина падения силы оказалась больше, чем в первом случае: P_{by} изменяется с 12,5 до 8,5 Н/мм, т. е. почти в 1,5 раза; P_{bz} также превышает порог первого мгновенного самозатачивания и достигает 8 Н/мм, а затем снижается на 25 %.

При шлифовании более длинных образцов уровень перепада сил для второго интенсивного самозатачивания приблизительно такой же, как и для первого. Причина в том, что второе обновление рабочей поверхности круга

при шлифовании короткого образца завершается на этапе набора глубины, когда идет снижение q_b. Для остальных образцов начало и завершение второго интенсивного самозатачивания происходят на этапе врезания, т. е. на фоне общего увеличения силы шлифования. Поэтому изменение составляющих силы шлифования для короткого образца в 2 раза больше. В пределах $l_s = l_2$ на этапе врезания силы шлифования для среднего и длинного образцов совпадают.

При шлифовании образца средней длины в конце этапа врезания силы резания отдельными зернами достигают критического значения, предшествующего процессу массового вырывания их из связки. Но к этому моменту завершается этап врезания и начинается этап набора глубины, сопровождающийся снижением q_b и силовой напряженности процесса. Самозатачивание хотя и усиливается, но не получает такого развития, как при шлифовании длинного образца, когда P_{by} и P_{bz} в начале этапа постоянной длины дуги контакта достигают соответственно 19,5 и 14,5 Н/мм. Для длинного образца далее происходит интенсивное самозатачивание круга, сопровождающееся уменьшением составляющих силы шлифования более чем на 20 %.

В начале этапа набора глубины при шлифовании образца средней длины в связи с уменьшением сил резания снижаются вероятность вырывания зерен из связки и интенсивность самозатачивания. Инструмент переходит в режим работы с преимущественным затуплением, о чем свидетельствует и увеличивающееся отношение сил.

Для длинного образца после обновления рабочей поверхности круга в начале этапа постоянной длины дуги контакта, несмотря на постоянную величину q_b, силы шлифования не стабилизируются. Средняя амплитуда колебания силы, например P_{by}, на этапе составляет около 12 %. Тем не менее при колебании сил их отношение на протяжении почти всего этапа изменяется незначительно, что свидетельствует о продолжении работы круга в режиме преимущественного самозатачивания. В конце этапа происходит интенсивный рост составляющих силы шлифования, при котором возрастает и отношение сил, что говорит о переходе круга в режим затупления. Причем рост сил продолжается и в начале этапа выхода, несмотря на снижение q_b, т. е. рост сил в результате затупления круга превосходит их снижение в связи с уменьшением объема удаляемого металла. Затем наблюдается скачкообразное падение сил, что можно считать очередным мгновенным самозатачиванием.

Как и при обработке заготовок средней длины, сила шлифования реагирует на изменение мгновенной режущей способности с некоторым запаздыванием. Затем в результате продолжающегося снижения q_b составляющие силы шлифования также снижаются.

На этапе выхода силы шлифования снижаются для всех образов, отношение сил при этом возрастает, что свидетельствует о работе в режиме затупления. Исключением является образец средней длины, при шлифовании которого в двух случаях из трех на этапе выхода на длине шлифования $\approx 42 \div 44$ мм при общем снижении составляющих силы шлифования произошло мгновенное самозатачивание, хорошо регистрируемое по силе P_{by}. При всей тщательности подготовки опытов абсолютной повторяемости результатов при шлифовании заготовок средней длины на этапе выхода добиться не удалось, что свидетельствует о неустойчивости процесса.

При шлифовании длинной заготовки переход к режиму затупления на этапе выхода начинался с обновленной поверхности круга после мгновенного самозатачивания. Очевидно, сформированный рельеф обновленной рабочей поверхности отвечал условиям шлифования на этапе выхода, по крайней мере, его первой половины, когда мгновенная режущая способность еще относительно высока. Шлифование заготовки средней длины на этапе набора глубины и далее на этапе выхода начиналось кругом, до этого уже работавшим в режиме преимущественного затупления. Логично предположить, что на рабочей поверхности круга уже имелись затупленные зерна. С переходом в режим преимущественного затупления число таких зерен продолжало возрастать. Существующего объема удаляемого материала оказалось достаточно для формирования силы резания, необходимой для перехода в режим мгновенного самозатачивания. Одним из факторов, инициирующих обновление рабочей поверхности круга, является высокая ударная нагрузка на вершины зерен при шлифовании с попутной подачей [7].

Характер изменения сил при встречном шлифовании образцов различной длины показан на рис. 2, *б*. На этапе врезания значения составляющих силы шлифования, например. P_{by} разных образцов для соответствующих длин практически совпадают. Работа круга в смешанном режиме затупления — самозатачивание с преобладанием затупления происходит до $l_s \approx 23 \div 25$ мм. Далее с увеличением l_s сила P_{bz} растет быстрее P_{by}, о чем свидетельствует увеличение темпов роста отношения сил. Преимущественный рост силы P_{bz} говорит об активизации затупления рабочей поверхности круга. Процесс затупления оказывается настолько прогрессирующим, что при переходе на этап набора глубины составляющие силы шлифования образца средней длины не снижаются в соответствии с уменьшением мгновенной режущей способности (см. рис. 1). Это означает, что влияние фактора затупления на силу шлифования в начале этапа набора глубины сопоставимо с

влиянием фактора объема удаляемого материала. Ощутимое снижение сил P_{by} и P_{bz} начинается после прохождения половины пути шлифования на этапе. Абразивный инструмент продолжает работать в режиме затупления.

При шлифовании длинного образца на этапе врезания, начиная с $l_s \approx 32$ мм, происходит значительный рост отношения P_{bz}/P_{by}, что также свидетельствует о дальнейшем увеличении затупления круга. Затем инструмент переходит в режим работы с преимущественным самозатачиванием, так как отношение сил до завершения этапа врезания остается на одном уровне. С переходом на этап постоянной длины дуги контакта режим работы круга остается прежним. Об этом свидетельствуют достаточно стабильные значения составляющих силы шлифования и их отношений. На этапе выхода нагрузка на зерно уменьшается, снижается вероятность его вырывания, что способствует переходу в режим работы с затуплением и согласуется с ростом отношения составляющих силы на фоне общего их снижения.

Сравнительный анализ характера формирования сил P_{by} и P_{bz} показывает, что встречное шлифование является более стабильным процессом. Особенно большое колебание сил наблюдается при попутном шлифовании длинных образцов. Периодическое чередование затупления и интенсивного самозатачивания на этапе постоянной длины дуги контакта существенно снижает воспроизводимость результатов на этапе выхода. В начале этапа врезания сила P_{by} при попутном шлифовании больше, чем при встречном, а P_{bz} — меньше, что в определенной степени связано с направлением действия сил резания на отдельных зернах и точками их приложения в зависимости от направления движения стола [7].

Одно из существенных отличий попутного шлифования от встречного заключается в характере формирования толщины сечения среза.

Рассмотрим закономерность изменения номинального продольного сечения слоя материала, срезаемого за один оборот круга (далее номинальное сечение) исходя из кинематики процесса. При попутной подаче начальная толщина номинального сечения среза (далее толщина) на этапе врезания максимальна и постоянна, конечная толщина изменяется от значения, близкого к максимальному, до нуля. При встречном шлифовании наоборот начальная толщина изменяется от максимума до нуля, а конечная — максимальна и постоянна на протяжении всего этапа.

В первый момент этапа врезания толщины среза при попутном и встречном шлифовании существенно не отличаются. С увеличением L при встречном шлифовании начальная толщина уменьшается, при попутном — остается постоянной. Толщина сечения среза во многом определяет начальную силу резания зерна: чем больше толщина сечения среза, тем больше сила. Учитывая высокую скорость резания, первоначальный контакт зерна с обрабатываемым материалом можно рассматривать как удар. Очевидно, что чем больше первоначальная толщина сечения среза, тем больше ударная нагрузка. При встречном шлифовании в целом ударная нагрузка в момент касания зерна с обрабатываемым материалом ниже. Чем больше длина дуги контакта, тем больше различие в силе удара между направлениями подачи.

С увеличением длины дуги контакта происходит затупление вершин зерен. Сила удара, так же как и сила резания, зависит от степени затупления абразивного зерна: чем больше затуплено зерно, тем выше сила удара. В результате ударная нагрузка возрастает и в определенный момент времени может достигнуть силы удержания зерна связкой. Происходит вырывание зерна. Конечно, ударная нагрузка — это не единственная причина вырывания зерна из связки. Тем не менее дополнительное наложение ударной нагрузки будет способствовать переходу круга в режим самозатачивания. Об этом свидетельствуют и результаты данной работы: при попутном шлифовании число случаев мгновенного самозатачивания рабочей поверхности круга намного больше, чем при встречном.

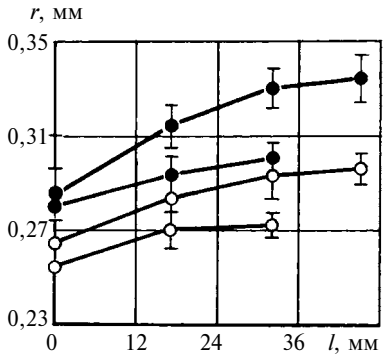


Рис. 3. Изменение радиуса *r* паза по длине *l* образца при попутном (●) и встречном (○) шлифовании образцов разной длины

Убедительным доказательством большей вероятности скалывания и вырывания зерен при попутном шлифовании по сравнению со встречным являются данные по размеру радиуса r паза шлифованных образцов (рис. 3). Во всех рассмотренных случаях большее значение r получено при попутном шлифовании. Радиус паза образован кромкой шлифовального круга. Поэтому размер радиуса паза характеризует износ кромки круга. Как известно, износ круга при работе в режиме самозатачивания выше, чем в режиме затупления. Поэтому даже при отсутствии ярко выраженного процесса самозатачивания износ круга при попутном шлифовании выше, чем при встречном, подтверждает предположение о влиянии ударной нагрузки на изнашивание круга при попутном шлифовании.

С уменьшением глубины шлифования основные закономерности формирования сил при по-

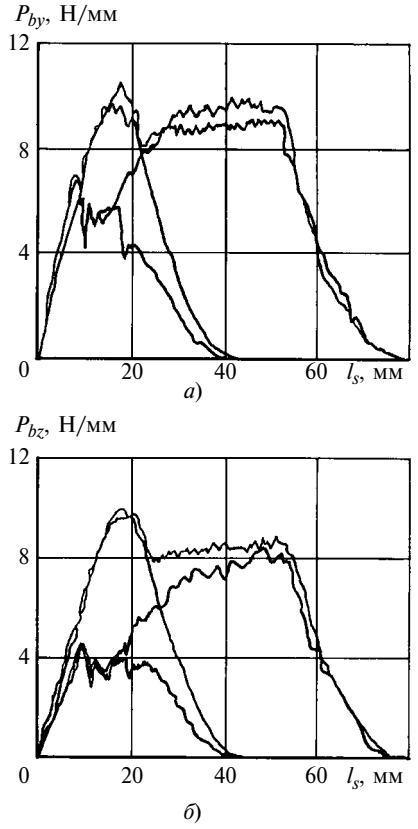


Рис. 4. Изменение сил P_{by} (*а*) и P_{bz} (*б*) по длине l_s пути шлифования образцов разной длины (t = 2 мм):
при попутном (——) и встречном (——) шлифовании

путном и встречном шлифовании сохраняются (рис. 4). В начале этапа врезания сила P_{by} при попутном шлифовании короткого образца больше, а сила P_{bz} меньше, чем при встречном. На длине шлифования ≈ 7 мм составляющие силы попутного шлифования по сравнению с достигнутым уровнем снижаются более чем в 1,5 раза, что свидетельствует о переходе в режим мгновенного самозатачивания. Далее обработка протекает весьма нестабильно, о чем свидетельствуют сильные колебания составляющих силы шлифования. Максимальные значения сил P_{by} и P_{bz} при попутном шлифовании соответственно в 1,9 и 2,2 раза меньше, чем при встречном. На этапах набора глубины и выхода составляющие силы попутного шлифования остаются меньше встречного.

При шлифовании длинного образца на этапе врезания до l_s = 17 мм силы на попутной и встречной подачах изменяются приблизительно в такой же закономерности, как и короткого образца. К концу этапа врезания составляющие силы шлифования сближаются: при попутном шлифовании сила P_{by} на 8 % выше, а сила P_{bz} на 14 % ниже, чем при встречном. На этапе постоянной длины дуги контакта (это ≈ 21 мм) составляющие силы попутного шлифования возрастают: P_{by} — на 5÷7 %, а P_{bz} — на 10÷15 %. Опережающий рост силы P_{bz} свидетельствует о работе круга в режиме преобладающего затупления. При встречном шлифовании силы находятся в полном соответствии с мгновенной режущей способностью и практически постоянны на всем этапе. Из этого следует, что при встречном шлифовании с глубиной 2 мм на этапе постоянной длины дуги контакта условия эксперимента обеспечивают работу круга в режиме самозатачивания. На этапе выхода силы встречного и попутного шлифования близки. В общем можно говорить о некотором превосходстве силы P_{by} при попутном шлифовании и силы P_{bz} — при встречном. В результате отношение сил при встречном шлифовании больше, чем при попутном.

Выводы

1. В общем случае изменение силы глубинного шлифования на всех этапах процесса связано с изменением мгновенной режущей способности. Отклонение силы от нормального положения связано с изменением режима работы инструмента: с переходом от режима работы с затуплением к самозатачиванию силы снижаются, а наоборот — возрастают.

2. При попутном глубинном шлифовании по сравнению с встречным одним из факторов, инициирующих переход в режим работы с преимущественным самозатачиванием, является более высокая ударная нагрузка в момент контакта вершины зерна с обрабатываемым материалом, что увеличивает износ круга и нестабильность силы шлифования.

3. Переход абразивного инструмента в режим работы с затуплением в связи с высокой адгезионной активностью титана и налипанием металла на вершины зерен сопровождается более интенсивным ростом силы P_z по сравнению с силой P_y. Поэтому с переходом инструмента в режим работы с преимущественным затуплением отношение сил P_z/P_y возрастает.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Носенко В. А.** Шлифование адгезионно активных металлов. М.: Машиностроение, 2000. 262 с.

2. **Старков В. К**. Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 2007. 688 с.

3. **Вопросы** глубинного шлифования // Экспресс информация: Режущие инструменты, 1981. № 35. С. 11—24.

4. **Balger J.** Deciding whether up or down grinding is right for an application // Cutting Tool Engineering. N 8, V. 56, 2004. P. 66—70.

5. **А. с. 810780 СССР:** МКИ С 10 М 3/02. Смазочно-охлаждающая жидкость для шлифования титановых сплавов.

6. **Носенко В. А., Авилов А. В., Носенко С. В.** Закономерности изменения силы плоского глубинного шлифования // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 7. С. 10—19.

7. **Попутное** и встречное глубинное шлифование поверхности полного цикла с периодической правкой круга / В. А. Носенко, В. К. Жуков, А. А. Васильев, С. В. Носенко // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 44—50.

8. **Сильверстов В. Д., Кубрак В. А.** Особенности шлифования титановых сплавов. М.: ВИНИТИ, 1957. 23 с.

9. **Саютин Г. И., Носенко В. А.** Шлифование деталей из сплавов на основе титана. М.: Машиностроение, 1987. 80 с.

10. **Богомолов Н. И., Новикова Л. Н.** К вопросу о влиянии свойств металла на износ абразива при трении // Тр. ВНИИАШ. Л.: Машиностроение, 1968. № 7. С. 88—96.

11. **Корчак С. Н.** Производительность процесса шлифования стальных деталей. М.: Машиностроение, 1976. 280 с.

УДК 621.9.06-114-529-229.2

К. А. УКРАЖЕНКО, д-р техн. наук (Ярославский ГТУ), тел.: 8-915-985-50-67

Совершенствование методов построения модульных инструментальных систем

Представлены два способа, позволяющие усовершенствовать модульные инструментальные системы для многоцелевых станков. Первый основан на морфологическом анализе и позволяет разработать вначале схему, а затем инструментальную систему с набором тех элементов, которые определяют ее технологические и функциональные возможности. Второй основан на использовании единого базового модуля и установленных на нем дополнительных модулей, каждый из которых может при необходимости подключаться автоматически для конкретного вида обработки.

Ключевые слова: модуль, инструментальная система, морфологический анализ, гибкость, эффективность.

Two methods are presented for improvement of modular tooling systems for multi-universal machines. The first method is based on a morphological analysis. It allows at first to design a scheme, and then a tooling system with tool kit, which determines its technological and functional capabilities. The second one is based on the use of unified basic module and installed on it additional modules, either of which may connect up automatically for every specific treatment type, as may be required.

Keywords: module, tooling system, morphological analysis, pliability, efficiency.

Создание многоцелевых станков с автоматической сменой инструмента, а также повышение гибкости, улучшение динамических характеристик, унификация типоразмеров, снижение металлоемкости, а, следовательно, и стоимости инструмента привело к появлению модульных инструментальных систем (МИС), т. е. разделению цельного вспомогательного инструмента на взаимозаменяемые модули. Это позволило сократить количество вспомогательного инструмента, время на подготовку производства и дало возможность регулирования длины инструмента.

Внедрение в начале 1980-х годов многоцелевых токарных станков дало новый импульс к созданию модульного инструмента и соответствующих сопряжений. Все это потребовало поиска новых, наиболее универсальных решений для использования МИС в станках с ЧПУ различных групп одновременно.

При создании новых МИС был использован морфологический анализ, согласно которому вначале необходимо построить "морфологическое дерево" (рис. 1), вершиной (0) которого является разрабатываемое изделие (в нашем случае — устройство соединения модулей для МИС) с его основными технико-экономическими показателями.

На следующей (более низкой) ступени перечисляются критерии (1, 2, 3, ...), благодаря которым достигаются необходимые показатели изделия. Из всего спектра технико-экономических показателей данного устройства для МИС этими критериями могут быть:

1) точность и повторяемость соединения (обеспечиваются жесткостью, виброустойчивостью, геометрической точностью и точностью изготовления);

2) нагрузочная способность и прочность (достигаются большими силами затяжки, применяемым материалом, конструкцией хвостовика и др.);

3) универсальность применения (предусматривает использование крепления МИС на станках токарной группы, СФРГ, а также соединение модулей между собой и взаимозаменяемость с различными системами);

4) быстросменность и быстропереналаживаемость (обеспечиваются удобным расположением и доступностью зажимных элементов, возможностью одним реверсным движением производить зажим—разжим присоединяемых модулей);

5) долговечность (обеспечивается износостойкостью, равномерным давлением по всей сопрягаемой поверхности, не вызывающим перенаклепа в начале соединения, стабильной допустимой нагрузкой);

6) надежность (обеспечивается простотой конструкции, наличием стопорных устройств для элементов затяжки качеством изготовления соединений);

7) низкая себестоимость (достигается заменой сложных прецизионных сопрягаемых поверхностей более простыми, а также возможностью введения компенсаторов для повышения точности выходного звена без повышения точности изготовления составных звеньев системы).

Ступенькой ниже критериев располагаются функциональные признаки (А, Б, В, Г, Д и т. д.), определяющие данные критерии. Например, критерий точности определяют жесткость, виброустойчивость и т. д. Функциональные признаки определяются функциональными элементами. На-

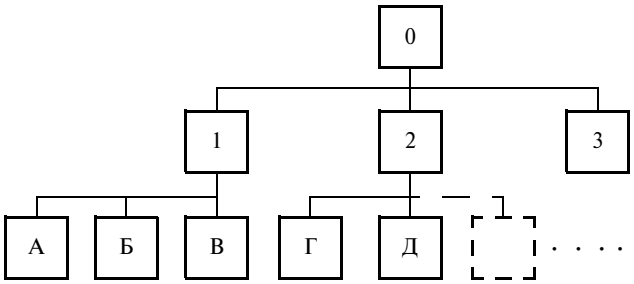
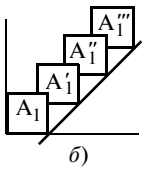


Рис. 1. Морфологическое дерево

Признак	Функциональные элементы				
А	$А_1$	$А_2$	$А_3$	$А_4$	
Б	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$		
В	$В_1$	$В_2$	$В_3$	$В_4$	$В_5$
Г	$Г_1$	$Г_2$	$Г_3$	$Г_4$	
Д	$Д_1$	$Д_2$			

а)



б)

Рис. 2. Морфологические матрицы:
а — плоская; *б* — объемная

пример, признак "жесткость соединения" определяется базирующими поверхностями, зажимными элементами и др. Если записать столбиком основные функциональные признаки объекта и напротив каждого признака (А, Б, В, ...) указать элементы ($А_1$, $А_2$, $А_3$ и т. д.), по которым они будут реализовываться, то получим плоскую морфологическую матрицу (рис. 2, *а*).

В связи с тем, что каждый функциональный элемент может иметь множество вариантов исполнений и разновидностей, то, в свою очередь, эти элементы и определяются ими. Например, элементы "базирующие поверхности" определяются разновидностью формы, которая может быть цилиндрической, конической и др. Следовательно, функциональные элементы — это конструктивные наработки, которые на данный момент представлены в различных источниках информации: патентах, статьях, научно-технической литературе и т. д.

Если в плоской морфологической матрице записать за каждым функциональным элементом, например $А_1$, его варианты с учетом третьего измерения — $А_1'$, $А_1''$, $А_1'''$ и т. д., то получим объемную морфологическую матрицу (рис. 2, *б*).

Для формирования матриц делается наиболее полная классификация (в данном случае — устройств соединения модулей) по различным конструктивным признакам, определяющим функциональные признаки, например: по форме базирующих поверхностей (цилиндрическая, коническая, плоская фасонная и др.); по числу одновременно базирующих поверхностей (одна, две и более); по наличию элементов снижения жесткости одной из базирующих поверхностей перед сборкой (с элементами, без элементов); по виду затяжного элемента (резьбовой, конусный или клиновой, комбинированный, специальный); по расположению затяжных элементов (осевое, радиальное, наклонное); по виду перемещения затяжного элемента (поступательное, вращательное, винтовое); по очередности создания натяга в базовых поверхностях (последовательно, параллельно или одновременно, неопределенно); по времени сборки (смены) модулей (быстросменные, долгосменные или стационарные); по наличию механизма стопорения затяжного элемента (со стопорением, без стопорения); по виду элементов, передающих крутящий момент (шпонки, штифты, зубья, затяжной элемент, посадочная поверхность); по виду элементов временного (на время сборки) снижения жесткости в одной из базовых поверхностей (осевые пазы, кольцевые канавки, упругий хвостовик и др.); по взаимозаменяемости с другими системами (полная, частичная взаимозаменяемость или невзаимозаменяемость и т. д.).

Затем делается анализ по каждому признаку, элементу, варианту и выделяются те, которые наибольшим образом влияют на выбранные критерии, и так — по всей матрице. В результате получается набор конструктивных элементов, например $А_1''$—$Б_2$—$В_4'$—$Г_3''$—$Д_2'$, необходимых для построения (создания) конструкции МИС с заданными техническими параметрами.

Таким образом, представленный метод позволяет создать и оценить конструкцию МИС, не приступая к ее разработке, и тем самым значительно повысить эффективность проектирования изделий в целом.

Морфологический анализ подходит для решения задач по выбору вариантов многокомпонентных систем [1], проводят его по следующим этапам:

1. Расчленение объекта на достаточно самостоятельные части и определение их функций.

2. Поиск вариантов решений по каждому функциональному признаку и составление матрицы.

3. Рассмотрение всех возможных сочетаний частных вариантов и проверка их совместимости между собой.

4. Оценка вариантов и выбор оптимального сочетания с использованием единой системы оценок.

По этому методу были разработаны и защищены патентами [2, 3] на изобретения два устройства соединения модулей системы "Модуль Универсал": "конус—торец" и "цилиндр—конус—торец" с осевой и радиальной схемами зажима.

Конструкция устройства соединения модулей типа "конус—торец" системы "Модуль Универсал" с осевой схемой зажима представлена на рис. 3. Устройство состоит из базового модуля *1*, который с присоединяемым модулем *2* соединяется с помощью винта *3* и шпильки *4*, сопряженных между собой резьбовыми поверхностями. По резьбовым поверхностям сопряжены также винт *3* с модулем *1* и шпилька *4* с упругим хвостовиком *5* присоединяемого модуля *2*. При затягивании шпильки возникают большие осевые усилия F_1. Вначале происходит базирование модулей (пояс I контакта) по посадочной конической поверхности и торцу. После того, как произошло базирование по торцу, резко

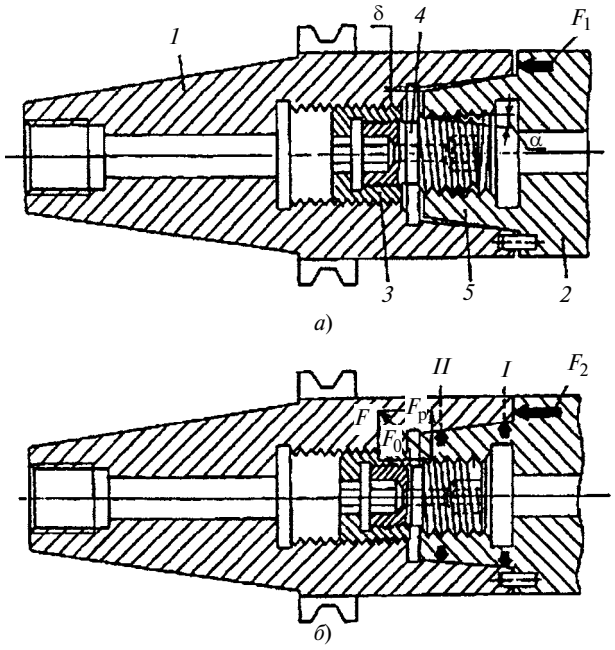


Рис. 3. Устройство соединения модулей типа "конус—торец" в исходном положении (*а*) и после сборки (*б*)

возрастают усилия в резьбе и упругий хвостовик деформируется, так как результирующая сила разлагается на осевую и радиальную.

В результате эффекта конической резьбы (угол наклона $\alpha = 10 \div 20'$) выбираются зазоры δ между конической поверхностью хвостовика и внутренней конической поверхностью базового модуля *1*, а затем создается необходимый натяг (пояс II контакта).

В этом устройстве заложены следующие функциональные признаки и элементы:

базирование модулей по конусной поверхности и торцу;

винтовой затяжной механизм со стопорением;

элементы для создания натяга по всему коническому сопряжению;

стандартные конусные базирующие поверхности;

элемент передачи крутящего момента в виде шпонки (шпонки рассчитывают по максимальному крутящему моменту; обычно их устанавливают две и оппозитно, с целью равномерного распределения нагрузок и балансировки).

Эти признаки позволяют создать жесткое соединение, повысить точность, виброустойчивость, быстросменность, взаимозаменяемость, а также надежность работы устройства.

Современные требования, предъявляемые к средствам производства, особенно к инструменту, направлены на расширение технологических возможностей для достижения конечных результатов — необходимой точности и производительности обработки при минимальных затратах.

Одним из главных резервов снижения затрат при обработке является повышение гибкости (переналаживаемости, взаимозаменяемости, быстросменности) для существенного сокращения времени на подготовку производства и вспомогательного времени в его процессе.

В данной работе предложен принцип, позволяющий предусмотреть при проектировании все возможные варианты эксплуатации изделия без значительных затрат по сравнению с затратами, которые могут возникнуть в связи с его доработками, вызванными изменением каких-либо требований к изделию на последующих стадиях.

Основной объект применения принципа — мнококомпонентные системы, в том числе инструментальные. В качестве примера рассмотрим построение расточного инструмента, на котором покажем, как простыми техническими приемами и средствами можно усовершенствовать этот инструмент, добившись возможности его многофункционального и наиболее эффективного использования в самых трудоемких и ответственных технологических операциях — при обработке точных отверстий.

Расточные операции могут производиться на универсальных и специальных станках с ЧПУ. По виду обработки они могут быть черновыми, получистовыми и чистовыми (финишными); по точности (в порядке ее снижения) — квалитета $H5 \div H8$ и ниже. В связи с этим каждый случай обработки имеет специфические особенности и для него необходим определенный инструмент, например: высокопроизводительная обработка требует значительного числа режущих элементов; черновая обработка — предварительной настройки режущих элементов; чистовая обработка — точной настройки и стабильного удержания размера при резании, для чего требуются жесткие упоры или направляющие; обработка на специальных станках — быстрого отвода (отскока) режущего элемента сразу после обработки; высокоскоростная обработка — высокой жесткости и виброустойчивости.

Построение инструмента для каждого конкретного случая обработки показано на рис. 4 в порядке возрастания его функциональных возможностей (для упрощения некоторые переходы по функциям совмещены). Основным базовым модулем инструмента является оправка *1* (рис. 4, *а*). На нее устанавливаются (базируются и крепятся) для выполнения различных функций следующие модули или механизмы; *2* — режущие элементы (рис. 4, *б*); *3* — предварительной настройки; *4* — точной настройки (рис. 4, *в*); *5* — быстрого отвода; *6* — подводимые жесткие опоры (рис. 4, *г*); *7* —направляющие; *8* — регулирования жесткости державок.

Каждый из модулей содержит определенные элементы или детали, которые реализуют его основное назначение. Для некоторых видов обработки необходимы все перечисленные модули.

Рассмотрим созданную конструкцию расточного инструмента (рис. 5). Режущие элементы, уста-

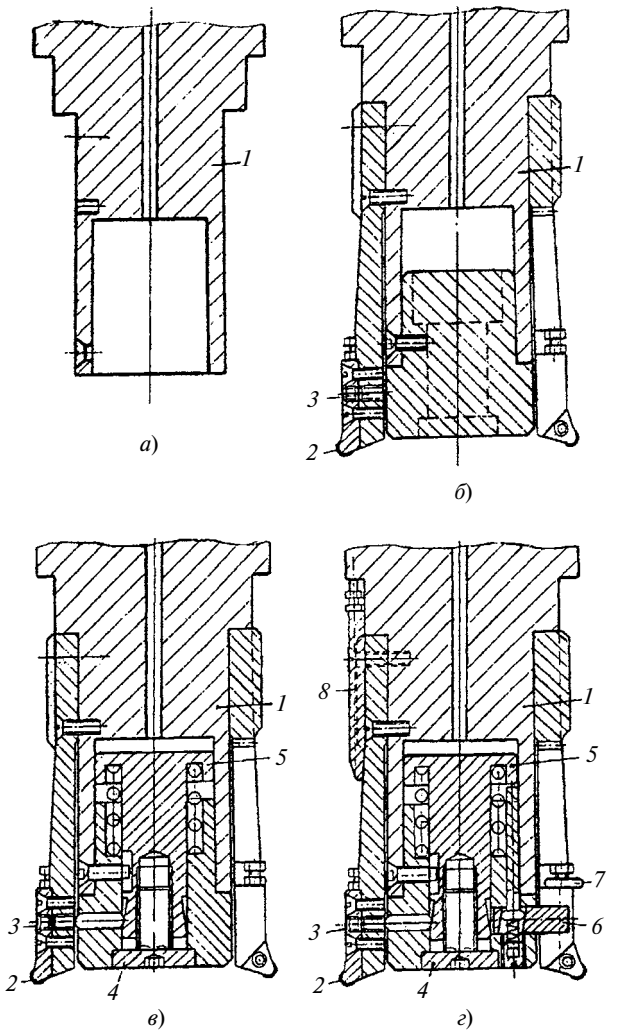


Рис. 4. Этапы построения многофункционального расточного инструмента

новленные на оправке *1*, включают упругие державки *2* и резцовые вставки *3*. Упругие державки упрощают модули настройки и быстрого отвода (отскока), легко изготовляются из пустотелого цилиндра, разрезанного на секторы, что дает возможность установки значительного числа режущих вставок. Предварительная настройка осуществляется винтами *4*, а точная — посредством лимба *5*, копира *6* и толкателей *7*, смонтированных в корпусе *8*. Быстрый отвод происходит с помощью поршня *9*, жестко соединенного с копиром. В исходное положение поршень *9* возвращает пружина *10*. Подводимые жесткие упоры *11* работают от толкателей *12*, привод которых осуществляется поршнем *9* и упругими элементами *13*. Направляющие выполнены в виде роликов *14*, установленных на осях-эксцентриках, и необходимы для устранения прогиба оправки. Механизм регулирования жесткости державок обеспечивает их надежную работу, позволяет расширить диапазон обработки (в частности диапазон диаметра $d_р$ расточки) путем перемещения рессор *15*. В результате такого набора получили инструмент, пригодный для осуществления операций от простой черновой расточки до тонкой высокоскоростной на различном оборудовании.

Предложенный принцип предусматривает возможность использования расточного инструмента во всех случаях обработки отверстий, без его индивидуального изготовления для операций различных видов. Он предполагает только дополнительную регулировку, настройку, в редких случаях установку или снятие модулей, выполняющих определенные функции. Причем при разработке инструмента закладываются все необходимые функции, но это не означает, что все они должны быть реализованы. Это необходимо для того, чтобы предусмотреть места установки всех элементов и модулей в компоновке единого базового модуля, которые могут

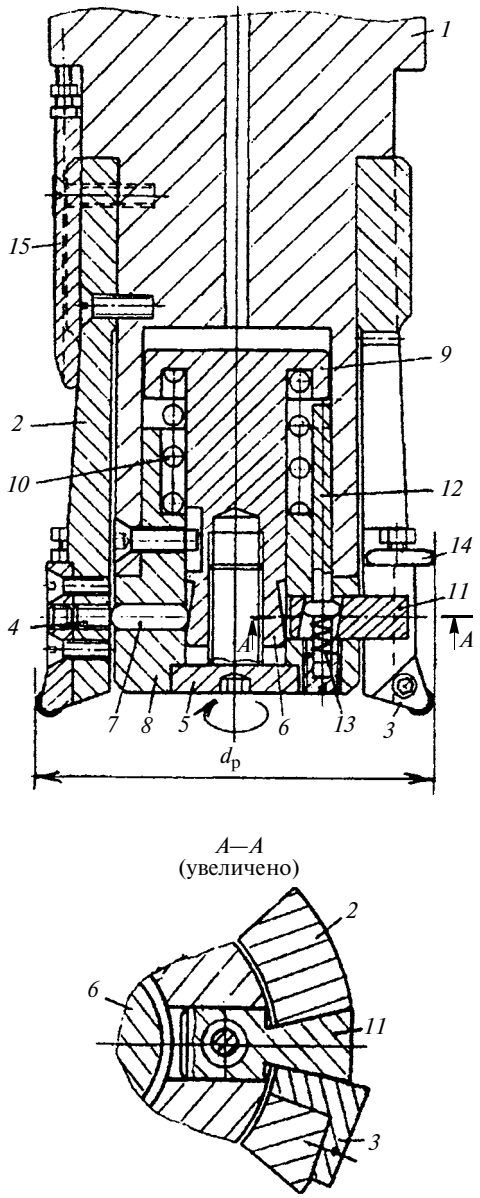


Рис. 5. Конструкция расточного инструмента

УДК 621.09:621.9.62.002.3

Б. Я. МОКРИЦКИЙ, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ),
e-mail: boris@initkms.ru

Акустическая эмиссия как способ оценки свойств инструментальных материалов

Рассмотрены способы оценки эксплуатационных свойств металлорежущего инструмента с помощью акустической эмиссии.

Ключевые слова: инструмент, работоспособность, трещиностойкость, покрытие, сцепление.

The estimation techniques of the metal-cutting tool operating ability with the help of acoustical emission are considered.

Keywords: tool, working capacity, crack growth resistance, coating, adhesion.

Исследования процессов деформации и разрушения инструментальных материалов с помощью акустической эмиссии [1, 2] позволяют оперативно оценить качество металлорежущего инструмента, в частности трещиностойкость и прочность сцепления покрытия с основой.

Для контроля показателей акустической эмиссии использовали типовую [2] и оригинальную аппаратуру. Количественная оценка осуществлялась по суммарному числу N импульсов, графическая иллюстрация акустических событий — осциллограммы амплитуда—время и графики скорости J счета импульсов акустической эмиссии.

Для инициирования акустической эмиссии использовали различные схемы нагружения образца инструментального материала: внедрение, выстой, выход индентора твердомера; скрайбирование с постоянной величиной заглубления индентора в тело образца; маятниковое скрайбирование [3] переменной глубины.

Суммарное число импульсов акустической эмиссии характеризует число событий (актов разрушения), происходящих в материале с различной энергией в пределах регистрируемых спектров. Этот параметр удобен при сравнении различных инструментальных материалов. О сопротивляемости материалов разрушению можно судить по числу N импульсов, адекватно отражающему число актов разрушений в материале. Таким образом, если, изменяя чувствительность аппаратуры, исключить сигналы эмиссии от упругой деформации, то число N импульсов будет отражать трещиностойкость материала, и этот параметр можно считать эксплуатационным показателем материала. Следовательно, число N акустической эмиссии можно использовать для оценки трещиностойкости инструментальных материалов, т. е. прогнозирования эксплуатационных свойств различных инструментов при равных условиях нагружения.

В таблице приведены значения суммарного числа N для различных инструментальных материалов при вертикальном внедрении индентора твердомера и равных условиях нагружения, анализ которых показал, что если чувствительностью аппаратуры отсечь влияние основы материала, то число актов разрушения покрытий пропорционально суммарному числу N импульсов акустической эмиссии.

Число N не дает представления о динамике процесса и не отражает механизм разрушения материала. Этот показатель не показывает, сколько импульсов выдано за время внедрения индентора, выстоя и выхода. Эту информацию позволяют получить осциллограммы амплитуды $A = f(t)$ (рис. 1, *а*) сигналов и ско-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 72)

быть использованы, если не в данное время, то, например, в перспективе, без какой-либо переделки.

Таким образом, возможны варианты, когда в базовом модуле имеются посадочные места: под необходимые модули (остальные могут быть выполнены по мере надобности); под все модули независимо от того, будут ли они востребованы полностью или частично, одновременно или последовательно.

Предлагаемое построение инструмента можно отнести к модульному. Отличие состоит в том, что в модульном варианте смена (переустановка) модулей происходит последовательно по мере надобности, а в предлагаемом могут быть установлены сразу все модули, а подключаться к работе или участвовать в ней автоматически могут только необходимые. Благодаря такому инструменту можно путем различных регулировок добиваться оптимальных параметров и режимов обработки.

Принцип построения многофункционального расточного инструмента, основанный на использовании единого базового модуля, позволяет значительно снизить затраты на его проектирование, изготовление и эксплуатацию в результате сокращения номенклатуры инструмента, снижения трудоемкости и материалоемкости, возможности использования инструмента на различном оборудовании, снижения времени на переналадку и настройку, удобства хранения, транспортировки и т. д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ковалев А. П.** Стоимостной анализ. М.: МГТУ "Станкин". 2000. 171 с.
2. **Пат. 2268107** Рос. Федерации на полезную модель. Устройство соединения модулей.
3. **Пат. 2047462** Рос. Федерации. Устройство соединения модулей.

Значения суммарного числа N импульсов акустической эмиссии за время нагружения для различных материалов

Инструментальный материал	Способ нанесения покрытия на основу	N
ВК8	—	1
ВК8 + TiN	КИБ	80
ВК8 + Ti + TiN	КИБ	26
ВК8 + Zr + TiN	КИБ	14
ВК8 + TiC	ГТ	10
ВК8 + Ti + TiC	КИБ (слой Ti), ГТ (слой TiC)	7

Примечание. КИБ — конденсация ионной бомбардировкой; ГТ — газотермический метод.

рости счета $J = f(t)$ (рис. 1, *б*) акустической эмиссии. Анализ показал следующее:

амплитудный спектр сигналов по событиям идентичен графику скорости счета, а в совокупности они отражают кинетику событий, протекающих в инструментальном материале на различных этапах нагружения материала индентором;

скорость $J_{вх}$ счета за время входа индентора выше скорости $J_{вых}$ счета за время выхода индентора при обратной пропорциональности амплитуд сигналов акустической эмиссии;

за время внедрения индентора в покрытии образовалось несколько (не менее трех) соизмеримых магистральных трещин, за время $t_{выс}$ выстоя индентора образовывались отдельные непротяженные трещины, а за время выхода индентора — короткие разветвленные трещины;

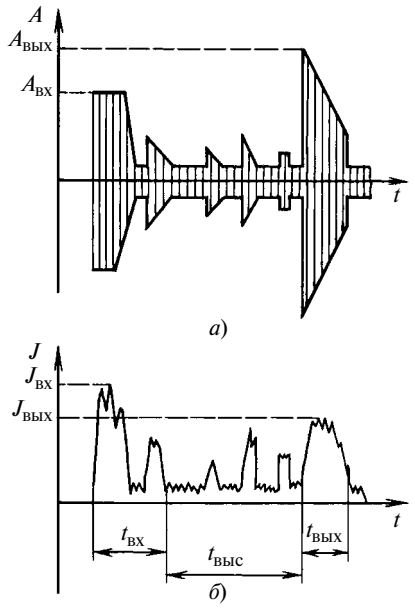


Рис. 1. Осциллограммы амплитуды сигналов (*а*) и скорости счета импульсов (*б*) при образовании трещин в покрытии TiC + TiCN +TiN тердосплавного материала ВК8

график скорости J как энергетической характеристики процесса показывает, что в период внедрения и выстоя интентора превалирует хрупкое разрушение, при выходе — вязкое разрушение.

Рассмотрен случай, когда путем управления чувствительностью аппаратуры регистрировались события, протекающие в покрытии и на границе раздела покрытия с основным материалом. Однако аппаратуру можно настроить так, чтобы регистрировалась акустическая эмиссия событий, протекающих в основном материале инструмента. Но разделить эти события при типовом механизме внедрения индентора на твердомере не представляется возможным.

Это можно осуществить, используя маятниковую схему нагружения [3], при которой индентор заглубляется в образец по дуге. При этом глубину заглубления, радиус маятника, его массу и температуру образца можно изменять, что повышает достоверность контроля и позволяет приблизить условия испытания инструментального материала к условиям эксплуатации инструмента. Фрактографические и другие материаловедческие исследования подтвердили [3] идентичность процессов, протекающих в реальных условиях при резании и при маятниковом скрайбировании.

Используемый пакет программ позволяет регистрировать процесс в реальном времени и создавать акустический образ процесса одновременно по нескольким параметрам акустической эмиссии.

На рис. 2 показаны схема маятникового скрайбирования и изменение показателей акустической эмиссии в процессе нагружения образца ВК8 с покрытием Zr + ZrN, а именно, накопление энергии E_c сигналов (т. е. плотность энергии при выбранном шаге дискретности), интенсивности J сигналов (скорость счета) и скорость изменения плотности энергии по критерию $K_р$ (разделению сигналов). Изменение параметров акустической эмиссии E_c, J, $K_р$ при нагружении многослойного образца показывает следующее. За время входа индентора в материал образца (см. рис. 2, участок АБ) наблюдается резкий всплеск интенсивности накопления энергии E_c при невысокой интенсивности J сигналов акустической эмиссии и существенной скорости изменения плотности энергии по критерию $K_р$. При этом микрофрактографический анализ поверхности разрушения образца показал, что верхний слой покрытия разрушается вследствие образования множества (резкий рост накопления энергии) очагов микропластической деформации, ведущей к зарождению и росту микротрещин

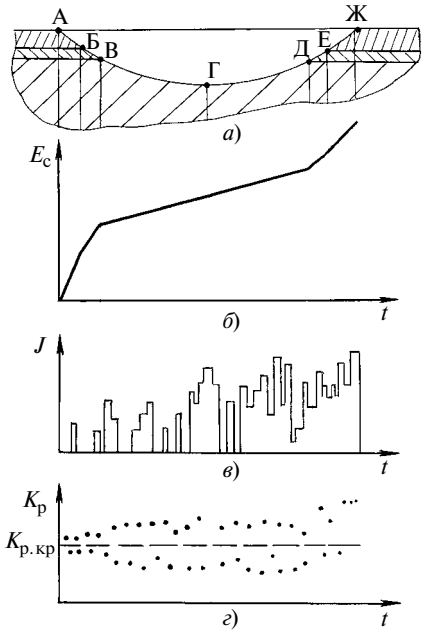


Рис. 2. Схема маятникового скрайбирования (а) и изменение показателей акустической эмиссии в процессе нагружения образца ВК8 с покрытием Zr + ZrN: накопление E_c энергии (*б*), скорость J счета (*в*) и критерий $K_р$ (*г*)

УДК 621.922.02

А. В. ПОПОВ, д-р техн. наук (Технический университет, Чешская Республика, г. Либерец),
e-mail: alespopov@yandex.ru

Оценка работоспособности алмазных шлифовальных кругов по скорости относительного изнашивания связки[1]

Предложен новый критерий оценки работоспособности алмазных шлифовальных кругов. Установлено, что при создании новой связи шлифовального круга следует обеспечивать оптимальное значение этого критерия, изменяя количество износостойких наполнителей в связке и прочность алмазных зерен.

Ключевые слова: алмазный шлифовальный круг, связка, алмазное зерно, изнашивание, относительный расход алмазов.

A new assessment criterion of diamond grinding wheels working capacity is proposed. It was stated that at developing of a new couplant for the grinding wheel one should provide optimal meaning of this criterion, changing the quantity of wear-proof fillers in the couplant and soundness of diamond grains.

Keywords: diamond grinding wheel, couplant, diamond grain, wear, diamonds relative expense.

Для создания новых связок алмазных шлифовальных кругов необходимо выбрать критерий, при оптимальном значении которого достигается максимальная работоспособность. Также необходимо определить факторы, с помощью которых можно изменять данный критерий. Однако на сегодняшний день нет опубликованных данных о критерии оценки работоспособности кругов, связывающих изнашивание связки и алмазных зерен. Поэтому были проведены

[1] Статья написана в соответствии с проектом MSM 4674788501 министерства MSMT Чешской Республики.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

малой длины (интенсивность сигналов мала и имеет эпизодичный характер). Слияние микротрещин в магистральные трещины, ведущие к сколу покрытия, реализуется с примерно одинаковым количеством хрупкого разрушения (коэффициент $K_р$ выше критического значения $K_{р.кр}$) и вязкого разрушения (коэффициент $K_р$ ниже критического значения).

Во время скрайбирования участка БВ, характеризующегося большей пластичностью, наблюдается некоторое снижение прироста накопленной энергии. Рост интенсивности сигналов связан с отслоением покрытия от основы, доля хрупкого разрушения ($K_р > K_{р.кр}$) увеличивается вследствие интенсивного трещинообразования в первом слое, отрыва его от основы.

Далее при прохождении вершиной индентора твердосплавного материала (участок ВГД) разрушение материала носит сложный характер, так как вершина индентора взаимодействует с основой, а образующие конуса индентора — с покрытием. При этом накопление энергии плавно увеличивается, резкий рост интенсивности сигналов указывает на увеличение деформации, приводящей к быстрому росту трещин. Значительное превышение $K_{р.кр}$ свидетельствует об образовании макротрещин путем слияния микротрещин, а также об образовании и резком росте магистральных трещин, т. е. разрушение на участке ВГД происходит в результате вязкохрупкого разрушения основы и хрупкого скола покрытия.

На участке ДЕ происходит выкрашивание микрообъемов покрытия с преобладанием механизма хрупкого разрушения. Поэтому наблюдается незначительный прирост энергии и резкое увеличение интенсивности сигналов. На участке *ЕС* прирост энергии интенсивен, интенсивность сигналов и $K_р$ максимальны, так как происходит отрыв блоков покрытия от основы. Вышеуказанные параметры акустической эмиссии использовали в работах [3—5] при оценке трещиностойкости инструментальных материалов, прочности сцепления покрытия с основой, а также при идентификации материалов, отбраковке и сортировке инструмента, определении механизма разрушения, для прогнозирования работоспособности инструмента.

Таким образом, совокупность нескольких параметров акустической эмиссии позволяет адекватно оценивать физикомеханические и эксплуатационные свойства инструментальных материалов, в частности трещиностойкость, прочность сцепления покрытия с основой и работоспособность инструмента. Метод маятникового скрайбирования является наиболее информативным, он применим для оценки свойств материалов с покрытиями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Современные** методы конструирования, контроля качества и прогнозирования работоспособности режущего инструмента / Ю. Г. Кабалдин, Б. Я. Мокрицкий, Н. А. Семашко, С. Л. Тараев. Владивосток: Изд-во ГТУ, 1997. 122 с.

2. **Мокрицкий Б. Я., Мокрицкая Е. Б.** К вопросу об управлении работоспособностью металлорежущего инструмента // Вестник машиностроения, 1998. № 12. С. 40—47.

3. **Мокрицкая Е. Б.** Исследование кинетики процесса разрушения твердосплавных материалов с износостойкими покрытиями при скрайбировании с применением метода акустической эмиссии: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.

4. **Пат. 138038** Рос. Федерации: МПК 6G01 29/14. Способ контроля физико-механических свойств изделий.

5. **Пат. 22138039** Рос. Федерации: МПК[7] 6G01 29/14. Способ контроля свойств и диагностики разрушения изделий.

исследования для нахождения такого критерия и обоснования надежности его использования.

Анализ современных представлений о проектировании структуры алмазных кругов показал, что большинство исследователей предполагают, что у алмазных кругов, работающих в условиях восстановления режущей способности в процессе обработки, скорости изнашивания алмазных зерен и связки равны [1, 2]. Однако под микроскопом на рабочей поверхности алмазных кругов можно четко различить отдельное зерно с площадкой износа, канавку в связке перед зерном, канавки в связке по бокам зерна и неизношенный участок связки за зерном. С большой вероятностью можно предположить, что канавка перед зерном образуется под воздействием стружки, сходящей по его передней поверхности. Канавки по бокам зерна образуются под воздействием стружки, которая выдавливается из стружечной канавки перед зерном. Зерно защищает связку круга, расположенную за ним, поэтому и образуется неизношенный по высоте участок связки за алмазным зерном.

Таким образом, было сделано предположение о том, что скорость $v_{св}$ изнашивания связки вокруг алмазного зерна отличается от скорости $v_{а.з}$ изнашивания алмазного зерна. На основе данного предположения предлагается новый критерий работоспособности алмазных кругов — скорость относительного изнашивания связки $v_{от} = v_{св} - v_{а.з}$, т. е. разность между скоростью изнашивания связки в зоне перед алмазными зернами и скоростью изнашивания алмазных зерен (рис. 1).

Измерение скорости $v_{от}$ проводили по методике, изложенной в работе [3]. С помощью микроскопа фиксировали расположение вершины алмазного зерна (площадки износа) и дна стружечной канавки перед алмазным зерном. Расстояние между ними, найденное с помощью индикатора с ценой деления 0,001 мм, определило выступание алмазного зерна над связкой перед алмазным зерном (стружечную канавку). Скорость $v_{от}$ нашли по формуле $v_{от} = (h_2 - h_1)/\tau$, где h_1, h_2 — выступание алмазного зерна над связкой перед началом шлифования и после него, мкм; τ — время шлифования, с. Скорость относительного изнашивания связки определяли как среднее значение для 10 алмазных зерен.

Экспериментально установлено, что при $v_{от} < 0$ алмазный круг работает в режиме потери режущей способности, которая происходит при изнашивании алмазных зерен до связки. Для восстановления режущей способности необходимо удалить связку перед зернами. При $v_{от} > 0$ алмазный круг работает в режиме восстановления режущей способности.

Относительный расход алмазов кругов на органических связках определяли по ГОСТ 16181—82, на универсально-заточном станке В3-318Е с гидравлической продольной подачей. Глубину шлифования устанавливали вручную и контролировали индикатором с ценой деления 0,002 мм. На рис. 2 представлена зависимость относительного расхода q алмазов от относительной скорости изнашивания связки при шлифовании твердого сплава Т15К6 (предел точности на изгиб $\delta_и$ = 1450 Н/мм^2, твердость 90 *HRC*) кругом 1А1 100 × 6 × 3 × 32 мм зернистостью 106/90 с концентрацией 100 % на различных органических связках. Использовали стандартные связки В2-01, В1-11П, В1-10, В1-02, В1-01 и связки, состоящие из фенольного порошкообразного связующего (СФП) и порошковой меди. Для повышения точности измерения скорости $v_{от}$ использовали алмазный порошок АС50 бóльшей износостойкости по сравнению с АС4-АС6, применяемый, как правило, в кругах на органических связках. Исследования проводили при скорости резания v = 25 м/с, подаче S = 2500 мм/мин и глубине шлифования t = 0,04 мм с охлаждением на водной основе.

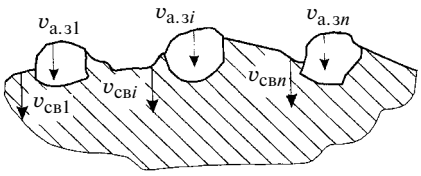


Рис. 1. Схема изнашивания алмазного шлифовального круга

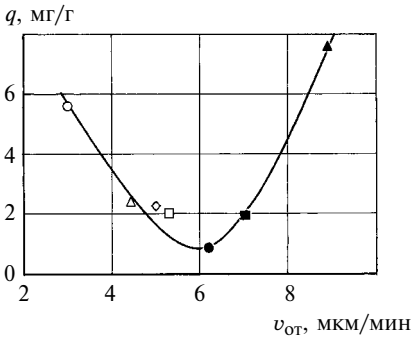


Рис. 2. Зависимость изменения относительного расхода q алмазов от $v_{от}$ для различных связок (○ — В2-01; △ — В1-11П; ◇ — В1-10; □ — В1-02; ● — В1-01; ■ — 65 % СФП, 10 % Cu; ▲ — 75 % СФП)

Установлено, что для кругов на различных органических связках, работающих в режиме восстановления режущей способности, существует оптимальная скорость $v_{от}$, при которой наблюдается минимальный относительный расход q алмазов (см. рис. 2).

Изменение скорости $v_{от}$ может происходить из-за изменения скорости $v_{св}$ изнашивания связки при добавлении в нее износостойких наполнителей [4] или из-за изменения скорости $v_{а.з}$ изнашивания зерна при изменении прочности алмазного порошка [5]. Эти факторы могут увеличивать или уменьшать скорость относительного изнашивания связки. Например, при увеличении содержания меди в связке [4] увеличивается ее износостойкость при трении стружкой и уменьшается скорость изнашивания, вследствие чего уменьшается объем стружечных канавок перед алмазными зернами для размещения стружки, увеличивается схва-

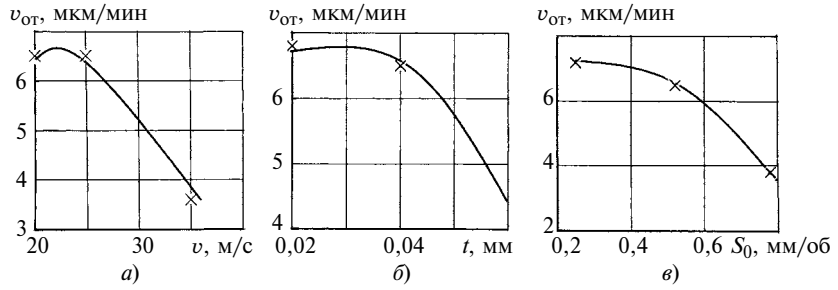


Рис. 3. Зависимости изменения $v_{от}$ от скорости v круга (*а*), глубины t шлифования (*б*) и подачи S_0 (*в*)

тывание стружки, накопившейся перед алмазными зернами, с материалом обрабатываемой поверхности (засаливание), в результате увеличивается средний размер стружки. Под силовым воздействием обрабатываемой детали на рабочую поверхность алмазного круга (в результате подачи) происходит удаление пакетированной стружки с частичками связки, которая содержит неизношенные алмазные зерна, что и приводит к увеличению износа круга. Аналогичная ситуация происходит при шлифовании больших поверхностей алмазными кругами с меньшей зернистостью [6]. В этом случае повышенный износ круга объясняется тем, что в стружечной канавке перед алмазными зернами небольшого объема размещается лишь небольшое количество стружки. Таким образом, для создания новой связки алмазного шлифовального круга необходимо обеспечить оптимальную скорость $v_{от}$, изменив количество износостойких наполнителей в связке и прочность алмазных зерен.

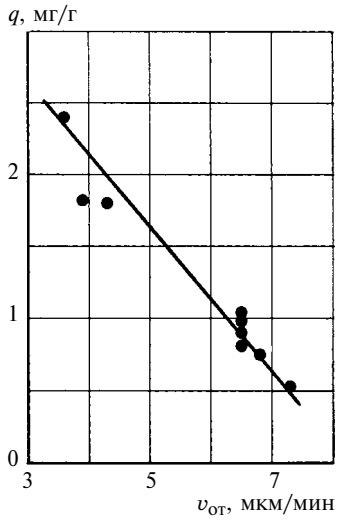


Рис. 4. Зависимость изменения относительного расхода q алмазов от $v_{от}$

Исследовали зависимость относительной скорости изнашивания связки В1-01 от режима шлифования (скорость шлифования, подача, глубина шлифования). Анализ зависимости изменения относительной скорости изнашивания связки от скорости резания при подаче $S_0 = 0{,}52$ мм/об и глубине шлифования $t = 0{,}04$ мм/дв.ход (рис. 3, *а*) показал, что увеличение скорости резания до 25 м/с приводит к плавному уменьшению скорости относительного изнашивания связки. При $v > 25$ м/с происходит резкое снижение скорости относительного изнашивания связки. Так, при $v = 20 \div 25$ м/с скорость $v_{от}$ составила 6,4 мкм/мин, при $v = 35$ м/с скорость $v_{от}$ уменьшилась в 1,8 раза и составила 3,6 мкм/мин (см. рис. 3, *а*).

Анализ зависимости изменения $v_{от}$ от глубины шлифования при $v = 25$ м/с и $S = 2500$ мм/мин показал (рис. 3, *б*), что увеличение глубины шлифования до 0,04 мм/дв. ход приводит к плавному уменьшению скорости $v_{от}$. Так, при $t = 0{,}02$ мм/дв. ход средняя скорость относительного изнашивания связки составила 6,8 мкм/мин. При увеличении глубины шлифования в 2 раза (до 0,04 мм/дв.ход) средняя скорость относительного изнашивания связки уменьшилась на 4,5 % и составила 6,5 мкм/мин. При $t > 0{,}04$ мм/дв.ход происходит резкое уменьшение $v_{от}$. При $t = 0{,}06$ мм/дв.ход скорость $v_{от}$ составила 4,3 мм/дв.ход, т. е. уменьшилась в 1,5 раза по сравнению со средней скоростью относительного изнашивания связки при $t = 0{,}04$ мм/дв.ход.

Анализ зависимости изменения $v_{от}$ от подачи при $v = 25$ м/с и $t = 0{,}04$ мм/дв.ход (рис. 3, *в*) показал, что увеличение S_0 до 0,5 мм/об приводит к плавному уменьшению скорости $v_{от}$. При $S_0 < 0{,}26$ мм/об средняя скорость относительного изнашивания связки составила 7,1 мкм/мин, при увеличении S_0 в 2 раза (до 0,5 мм/об) средняя скорость $v_{от}$ уменьшилась на 8,5 % и составила 6,5 мкм/мин. При $S_0 > 0{,}5$ мм/об происходит резкое снижение средней скорости $v_{от}$. Так, при $S_0 < 0{,}78$ мм/об средняя скорость $v_{от}$ составила 3,9 мкм/мин, т. е. уменьшилась в 1,7 раза по сравнению со средней скоростью при подаче до 0,52 мм/об.

На рис. 4 представлена зависимость изменения относительного расхода q алмазов от скорости $v_{от}$ при различных режимах шлифования. Исследования проводили при $v = 25 \div 35$ м/с, $S = 0{,}2 \div 0{,}8$ мм/об и $t = 0{,}02 \div 0{,}06$ мм с охлаждением водой. Установлено, что при изменении режимов шлифования в указанных пределах относительный расход алмазов уменьшается при увеличении $v_{от}$.

Выводы

Установлено, что скорость изнашивания связки перед алмазным зерном отличается от скорости изнашивания алмазного зерна. Предложен критерий работоспособности алмазных кругов — скорость относительного изнашивания. Установлено, что при $v_{от} < 0$ алмазный круг работает в режиме потери режущей способности и для ее восстановления необходимо удаление связки перед зернами; при $v_{от} > 0$ алмазный круг работает в режиме восстановления режущей способности. Кро-

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ),
А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН,
e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 7*.

Проанализированы монографии А. Н. Резникова, Н. В. Талантова, А. А. Рыжкина, посвященные построению теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теория резания, тепловые процессы, температура резания, теория подобия, комплекс.

Monographs of A. N. Reznikov, N. V. Talantov, and A. A. Ryzhkin, devoted to construction of a theory of thermal cutting processes, has been analyzed.

Keywords: cutting theory, thermal processes, cutting temperature, theory of similarity, complex.

По нашему мнению, центральной фигурой в области исследования тепловых процессов резания является А. Н. Резников. Это видно из того, что практически ни одна работа других авторов не обходится без критики его научных трудов или сопоставления своих достижений с его научными результатами. Одновременно с этим все критики используют научные положения и методы А. Н. Резникова для построения собственных теорий.

В начале работы [1, с. 10] А. Н. Резников высказывает, на наш взгляд, очень здравое научное суждение: "Математическое описание не может полностью отобразить все стороны изучаемого явления. Однако для изучения основных закономерностей нет необходимости учитывать все мелкие детали процесса, так как трудности математического описания возрастают по мере того, как пытаются учесть новые факторы или стороны явления. Поэтому важнейшим этапом теплофизического анализа является разумная схематизация процесса, формы тел, участвующих в нем, формы и закона распределения интенсивности источников и стоков теплоты".

Фундаментальная книга [1] подробно объясняет основные способы анализа тепловых процессов ре-

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1—9 за 2010 г. (далее — В. М. 1÷В. М. 7), продолжение — № 11 за 2010 г.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 78)

ме того, для кругов, работающих в режиме восстановления режущей способности, существует оптимальная скорость относительного изнашивания связки, при которой достигается минимальный относительный расход алмазов.

При создании новой связки алмазного шлифовального круга необходимо обеспечить оптимальную скорость $v_{от}$, изменив количество износостойких наполнителей в связке и прочность алмазных зерен.

Увеличение параметров режима резания больше критических значений приводит к резкому увеличению скорости изнашивания алмазных зерен, в результате уменьшаются скорость $v_{от}$, объем стружечной канавки для размещения стружки и увеличивается относительный расход алмазов.

При изменении режима шлифования в исследуемых диапазонах относительный расход алмазов уменьшается при увеличении средней скорости относительного изнашивания связки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мишнаевский Л. Л., Галков А. В.** Особенности износа зерен алмазных кругов при шлифовании стали 1Х18Н9Т // Синтетические алмазы. 1979. № 2. С. 44—50.

2. **Захаренко И. П**. Основы алмазной обработки твердосплавного инструмента. Киев: Наукова думка. 1981. 300 с.

3. **Мишнаевский Л. Л.** Износ шлифовальных кругов. Киев: Наукова думка, 1982. 192 с.

4. **Попов А. В.** Влияние металлических наполнителей на изнашивание алмазных кругов на органических связках // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 73—75.

5. **Попов А. В.** Выбор марки алмазного порошка для шлифовальных кругов // Вестник машиностроения. 2004. № 12. С. 56—58.

6. **Попов А. В.** Влияние ширины шлифуемой поверхности на удельный расход алмазов при торцевом шлифовании твердого сплава Т15К6 // Вестник машиностроения. 2001. № 1. С. 52—54.

зания. При этом автор, как правило, не старается скрыть допущений и упрощений, положенных в основу тех или иных теоретических построений. Лишь на с. 40, 41 автор сначала пишет: "Пока еще нет экспериментальных методов, которые позволили бы решить задачу о распределении теплоты в сложных системах с движущимися телами". А через один абзац в противоположность этому в качестве обоснования допущения добавляет: "Однако сопоставление результатов теплофизических расчетов с экспериментальными данными по температурам и балансу теплоты позволяет сделать заключение, что скачка температур между соприкасающимися поверхностями нет. Следовательно, можно принять, что любая точка контактной площадки одного из тел имеет температуру, равную температуре точки другого тела, соприкасающейся с ней в данный момент времени".

Но в целом следует отметить, что поскольку сам А. Н. Резников не занимался исследованием пластического течения металла в процессе резания, то он вынужден для теоретических расчетов температурных полей привлекать очень большое количество экспериментальных данных, которые следует предварительно получить с помощью экспериментов на станке. В книге [1, с. 97] указаны семь необходимых экспериментальных данных: составляющие силы резания (P_x, P_y, P_z); коэффициент k_c утолщения стружки; общие длины контакта по передней и задней поверхностям; наибольшая толщина заторможенного слоя. Правда, в результате автор получил нулевое расхождение расчетной температуры резания по сравнению с собственными экспериментальными данными [1, с. 111].

Недостатком является также и то, что автор не сводит температурный расчет к использованию готовых окончательных формул, а вынуждает технолога сначала получать системы определяющих алгебраических уравнений, которые затем требуется решать для нахождения искомых численных результатов (см. пример расчета в книге [1, с. 97—100]). Отметим, что расчеты даже в сокращенном виде заняли три страницы книги.

В связи с указанным возникает вполне резонное сомнение: не проще ли вместо семи экспериментальных измерений и последующего решения системы уравнений сделать всего одно измерение — непосредственно температуры резания? На наш взгляд, сложность теоретического определения какого-либо технологического параметра никогда не должна превосходить сложности его экспериментального определения. В противном случае теория становится практически бесполезной.

По той же причине отсутствия собственных исследований пластического течения автор вынужден по ходу разработки теории тепловых процессов резания привлекать и отрывочные теоретические положения других исследователей. Например, в книге [1] использованы: "представления о законе распределения напряжений в интересующей области зоны резания", предложенные Н. Н. Зоревым (с. 73, 74); результаты исследования сил, действующих на передней поверхности резца, полученные М. Ф. Полетикой (с. 78); "достаточно удачная аппроксимация функции" касательных напряжений между резцом и обработанной поверхностью заготовки, предложенная Г. М. Гавриловым (с. 91). Это несколько снижает цельность общей теории А. Н. Резникова.

В качестве недостатка также следует отметить, что автор очень широко использует таблицы готовых решений тепловых задач, полученных разными исследователями, что затрудняет полное понимание математического процесса построения теории.

Н. В. Талантов про свою монографию пишет [2, с. 42]: "В этой книге автор использует метод источников. При решении теплофизических задач процесса резания наибольшее развитие этот метод получил в работах А. Н. Резникова и автора этой книги. Различие в решении задачи определения температуры на передней поверхности резца у А. Н. Резникова и автора этой книги заключается в следующем. А. Н. Резников условно считает, что источник тепловыделения на участке пластического контакта является плоским. Автор книги при решении задачи определения этой температуры принимает реально существующий объемный источник тепловыделения" (рис. 18). Так же как А. Н. Резников, Н. В. Талантов считает источник плоским на участке *CD* упругого контакта.

В дальнейшем автор постоянным использованием словосочетания "реальный объемный источник тепловыделения" все время подчеркивает реальность своего решения в отличие от нереального решения А. Н. Резникова. На наш взгляд, слово "реальный" вполне можно было бы опустить: совершенно очевидно, что реальный геометрический объект может быть только объемным; ведь даже линия в реальности не может иметь толщину менее размера атома. Но при этом бóльшая реальность заставляет Н. В. Талантова принять по сравнению с А. Н. Резниковым и значительно большее число допущений. Н. В. Талантов рекомендует [2, с. 45] определять высоту *AB* (см. рис. 18) объемного источника экспериментально по макрошлифу корня стружки (ясно, что более "реальная" тепловая методика

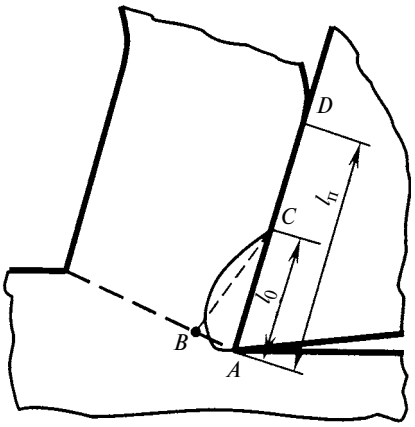


Рис. 18. Схематизация источника тепловыделения на передней поверхности резца, использованная Н. В. Талантовым

должна быть и значительно более трудоемкой). Кроме того, автор заменяет реальную каплевидную форму теплового источника треугольной, принимает, что закон тепловыделения по высоте этого источника линеен и постоянен по всей длине контакта источника с резцом. Автор также сообщает [2, с. 48], что проанализировал (без приведения этого анализа в книге) три возможных варианта линейного закона распределения интенсивности тепловыделения по высоте объемного источника: постоянный, т. е. одинаковый в точках *A* и *B*; увеличивающийся в направлении резца от нуля в точке *B* до максимума в точке *A*; уменьшающийся в направлении резца от максимума в точке *B* до нуля в точке *A*. Поскольку, по словам автора, расчет температуры $T_п$ на поверхности резца для всех трех вариантов показал хорошую сходимость, то был принят закон постоянных значений, так как "использование этого варианта значительно упрощало решение задачи в математическом плане" [2, с. 49].

Нам же хорошая сходимость результатов для всех трех вариантов представляется весьма сомнительной по двум причинам. Во-первых, если сравнить поверхность резца, на которой определяется температура, с рукой, а высоту *AB* объемного источника с кочергой, то после того, как кочерга будет засунута в раскаленную печку, где один ее конец нагреется до 300 °С, нашей руке не будет безразлично, держать ли кочергу за холодный конец или перевернуть и взяться за горячий, или же подождать пока вся кочерга прогреется до средней температуры 150 °С (рассматриваемые Н. В. Талантовым варианты распределения тепловыделения). Во-вторых, с учетом постулированного постоянства закона тепловыделения по длине l_0 (см. рис. 18), очевидно, что если максимум тепловыделения будет расположен на поверхности резца, то это обеспечит большое тепловыделение на всей длине участка *AC*; если же максимум тепловыделения будет расположен с противоположной стороны, то максимальное тепловыделение будет только в одной точке *B*, а далее оно начнет уменьшаться вдоль прямой *BC* до нуля. Поэтому на резце температура в последнем случае должна быть заведомо намного меньше.

Кроме того, Н. В. Талантов для построения своего более строгого "реального" решения постоянно использует результаты из менее строгого решения А. Н. Резникова: берет его формулу теоретического коэффициента распределения теплоты между стружкой и заготовкой [2, с. 40]; определяет температуру металла, вступающего в зону резания, с помощью нескольких формул А. Н. Резникова [2, с. 41]; пишет, что снижение температуры вследствие "стока" части теплоты в резец также "определяли по методике, в основу которой положен прием, разработанный А. Н. Резниковым" [2, с. 55].

Вызывает недоумение то обстоятельство, что, получив возможность опубликовать монографию, Н. В. Талантов практически ни одного теоретического раздела не довел до конца (т. е. до получения конечных выражений) и не привел полного вывода ни одной своей формулы и ни одного своего определяющего уравнения. Большинство разделов заканчиваются фразами, подобными таким: "Функция L_1 не приводится к изученным функциям, поэтому температуру на задней площадке износа ... определяли численным методом с использованием ЭВМ" [2, с. 57]; "некоторые составляющие этого уравнения представляют собой интегральные функции, поэтому их значения определяли численным методом с использованием ЭВМ" [2, с. 58]. Поэтому ни понять полностью, ни проверить математические выкладки автора практически невозможно. По той же причине технолог-практик, взяв в руки книгу [2], не сможет самостоятельно вычислить ни одного температурного параметра процесса резания. Иными словами, эту книгу можно считать простым оповещением читателей о том, что ее автор внес большой вклад в изучение тепловых процессов резания, причем с бóльшими строгостью и точностью, чем А. Н. Резников. Но ни оценить, ни применить этот вклад, являющийся типичным "ноу-хау", читатель не сможет.

Не забыл Н. В. Талантов и про положительный опыт С. С. Силина. Поэтому, похвалив его [2, с. 41] за "решения в виде простых зависимостей" (которые

мы привели в предыдущей статье) и не желая отставать в этом полезном деле, автор пишет [2, с. 51, 52]: "После написания уравнения в развернутом виде его решали. В ходе решения проводили замену одних величин другими, функционально с ними связанными, а также, используя теорию подобия, обычные физические величины заменяли комплексными безразмерными. В результате решения получено следующее уравнение для определения $T_п$** для участка внешнего трения:

$$T_п = \frac{9{,}37 FaC(n+1)}{K_n b_р h_0 \lambda[C_1(m-1)(n+2)2(nC_1+C)]} \times$$

$$\times [K(J_1 - J_2) + \frac{K(m-1)}{K_1}(J_4 - J_5) +$$

$$+ \frac{K(mK-K_1)}{K-K_1}(J_2 - J_3) - \frac{K(m-1)}{K-K_1}(J_5 - J_6)] +$$

$$+ \frac{0{,}35 F\sqrt{a}C\sqrt{\omega - K}[3-(2\omega+K)]}{K_n\sqrt{t_к} b_р \lambda(1-K)[C_1(m-1)(n+1)2(nC_1+C)]}, \quad (126)$$

где
$$J_1 = \int_0^{\omega} \Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right]\frac{d\mu}{K-\mu}; \quad (127)$$

$$J_2 = \int_{K_1}^{\omega} \Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right]\frac{d\mu}{K-\mu}; \quad (128)$$

$$J_3 = \int_{K}^{\omega} \Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right]\frac{d\mu}{K-\mu}; \quad (129)$$

$$J_4 = \int_0^{\omega} \Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right]\frac{\mu d\mu}{K-\mu}; \quad (130)$$

$$J_5 = \int_{K_1}^{\omega} \Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right]\frac{\mu d\mu}{K-\mu}; \quad (131)$$

$$J_6 = \int_{K}^{\omega} \Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right]\frac{\mu d\mu}{K-\mu}; \quad (132)$$

а
$$\Phi\left[\frac{U(K-\mu)}{K\sqrt{\omega-\mu}}\right] — \quad (133)$$

** Здесь и далее обозначения основных параметров резания и нумерация формул в цитатах приведены в соответствие с принятыми в данной серии статей.

функция, которая означает интеграл функции $e^{-t_2/2}$ с пределами интегрирования от 0 до $H = \frac{U(K-\mu)''}{K\sqrt{\omega-\mu}}$.

Так как тут упоминается даже "функция, которая означает интеграл функции", то все эти грандиозные математические выражения вполне могут соперничать по "простоте" с выражением (125) (см. В. М. 9, с. 82) С. С. Силина.

С остальными обозначениями, а также с не менее впечатляющими расшифровками комплексов ω, μ, U желающие могут самостоятельно ознакомиться в книге [2]. Но это им вряд ли пригодится, поскольку далее [2, с. 53] автор указывает: "Выражения (127)—(132) не приводятся к элементарным функциям, поэтому определение значений $T_п$ по уравнениям (126)—(132) проводили численными методами с использованием ЭВМ", точно так, как и всех значений остальных температурных параметров (единство метода —превыше всего: если уж включаем ЭВМ хотя бы один раз, то следует включать ее во всех случаях и дальше).

Подводя итоги, Н. В. Талантов решил наглядно показать [2, с. 59] насколько его "реальная теория" выше упрощенной теории А. Н. Резникова. Но так как А. Н. Резников получил нулевое расхождение расчетных и экспериментальных данных, убедительно превзойти его результаты очень трудно. Поэтому Н. В. Талантов решает повторить не устраивающий его эксперимент конкурента. Итак, автор пишет: "Все экспериментальные значения, необходимые для расчета $T_п$, определяли путем экспериментальных исследований для условий резания, аналогичных приведенным в книге А. Н. Резникова. Так определяли величины P_z, P_y, β, ξ, C, C_1, C_2, $h_к$, h_3 и др. Силы, действующие по передним и задним поверхностям, разделяли методом экстраполяции значений P_z и P_y на нулевое значение толщины срезаемого слоя. Экспериментальные данные $T_п$ были определены автором этой книги методом естественной термопары".

Расшифровку упомянутых в цитате обозначений мы приводить не будем, так как они все равно нужны для нерешаемого уравнения (126), определяющего искомую величину $T_п$. Достаточно ясно, что автор определил экспериментально девять указанных величин и неизвестно сколько неуказанных других. К тому же Н. В. Талантов использовал метод экстраполяции на нулевое значение толщины срезаемого слоя, с большим эффектом введенный в научную практику А. И. Белоусовым, который с

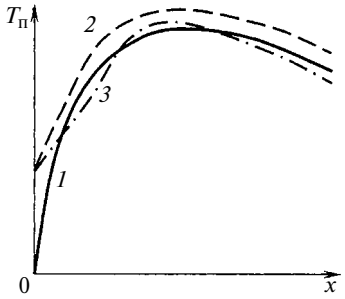


Рис. 19. Сопоставление экспериментального изменения (*1*) температуры $T_п$ по длине *x* контакта с расчетными данными по теориям А. Н. Резникова (*2*) и Н. В. Талантова (*3*)

его помощью легко получал нулевые расхождения с любыми экспериментальными данными.

На основе рис. 19, полученного с помощью заново проведенных экспериментов и расчетов, Н. В. Талантов делает следующие выводы: "Значения $T_п$, определенные расчетным путем для реально существующей объемной схемы тепловыделения, близки к значениям $T_п$, определенным экспериментальным путем методом бегущей термопары. Расхождения расчетных и экспериментальных данных $T_п$ на участке контакта, прилегающем к режущей кромке, связано с инерционностью действия бегущей термопары на этом участке, что приводит к заниженным значениям $T_п$. Факт завышения значений $T_п$ для плоской схемы тепловыделения по сравнению с реальной объемной схемой подтверждается и экспериментальными и расчетными значениями температуры резания *T*. Поэтому расчет температуры контакта $T_п$ и температуры резания *T* необходимо проводить по аналитическим уравнениям, выведенным для объемной схемы тепловыделения".

Итак, нам настоятельно рекомендуется уравнение (126) с дополнениями (127)—(133), таинственный расчет по которым с помощью ЭВМ умеет делать только автор книги [2], т. е. Н. В. Талантов. При этом, если А. Н. Резников считал необходимым измерять только семь экспериментальных величин, то Н. В. Талантов требует измерять уже девять явных величин и неизвестно сколько других. Кроме того, если при одинаковых исходных данных бесспорно ясно, что объемная расчетная схема дает более низкие значения температур, чем плоская, то это вовсе не значит, что объемная схема обязательно будет давать лучшую сходимость с реальными значениями температур. Если рассмотреть пример теоретического расчета А. Н. Резникова с нулевым расхождением, то он означает, что кривая А. Н. Резникова (см. рис. 19, кривая *2*) должна опуститься вниз и практически точно лечь на экспериментальную кривую *1*. При этом кривая *3* Н. В. Талантова должна опуститься значительно ниже и далеко отойти от экспериментальной кривой *1*. На основе такого уточнения А. Н. Резников с той же степенью обоснованности мог бы сделать вывод, что объемная расчетная схема приводит к значительной недооценке действительных значений температур резания. Ведь при существующем разбросе характеристик теплопроводности, дополненном весьма неточным экспериментальным определением большого числа параметров резания, каждый из этих авторов при желании мог бы получить любой требующийся результат. Существенная разница состоит только в том, что если за расчетами А. Н. Резникова можно проследить, то расчеты Н. В. Талантова полностью остаются на совести их автора, так как читатель не имеет возможности их повторить.

Монографию [3], несомненно, следует отнести к разряду весьма основательных книг по теории тепловых процессов в парах трения. А. А. Рыжкин подробно излагает наиболее значимые известные решения других авторов, критикует, как положено, теории А. Н. Резникова, вводит в употребление энтропию, учитывает объемность источников тепловыделения и даже учитывает теплообмен с окружающей средой, которым обычно все пренебрегают. В книге решаются сложные задачи теплообмена с учетом тонкослойных резцовых покрытий и делается ряд важных технологических выводов по применению покрытий с изложением результатов подтверждающих экспериментов.

К сожалению, автор рассматривает задачи именно как тепловые процессы в парах трения типа "стержень — вращающийся диск", а не как анализ вполне конкретного процесса резания. Поэтому он даже не ставит интересующую нас задачу определения температуры резания. Так как А. А. Рыжкин не занимается теоретическим исследованием пластического течения при резании или механическом трении, то все необходимые для его расчетов величины он берет из трудоемких экспериментов, а также привлекает необходимые зависимости из трудов других авторов, в частности того же А. Н. Резникова. В связи с большой сложностью исходной трехмерной постановки задач автор использует результаты классических решений, представленные с помощью функций Бесселя, что препятствует получению конкретных инженерных формул и требует применения численных методов с использованием ЭВМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
2. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
3. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов н/Д: ДГТУ, 2005. 311 с.

УДК 658.52.011

А. И. СЕРДЮК, д-р техн. наук, Р. Р. РАХМАТУЛЛИН, канд. техн. наук, А. П. ЗЕЛЕНИН (Оренбургский ГУ), e-mail: sap@mail.osu.ru

Предпроектный анализ гибких производственных ячеек и средства поддержки принятия решений[1]

Рассматривается один из самых наукоемких этапов в создании гибких производственных ячеек — переход от технического задания на проектирование к техническому предложению по созданию. Даются необходимые расчеты, методы и средства поддержки принятия решений.

Ключевые слова: гибкий производственный модуль, проектирование, техническое предложение, метод.

One from best science intensive stages in designing of cell manufacturing systems, namely, the transition from the technical assignment on the projection to the technical proposal per creation is considered. The necessary calculations, and also methods and support facilities of the decision-making are given.

Keywords: manufacturing cell, projection, technical proposal, method.

Одно из направлений технического перевооружения предприятий машиностроения — внедрение гибких производственных модулей ячеек (ГПЯ) и систем. Формирование технического предложения по созданию ГПЯ предполагает выполнение комплекса НИОКР с привлечением компьютерных средств поддержки принятия решений.

Ниже представлена последовательность перехода от технического задания (ТЗ) к техническому предложению (ТП) по созданию ГПЯ, включающая содержание этапов проектных расчетов, применяемый математический аппарат и средства автоматизации принятия решений.

В качестве ТЗ задаются сведения о планируемых изделиях, режимах эксплуатации и сроке окупаемости затрат на создание ГПЯ.

Разработка ТП начинается с выбора базовых моделей технологического оборудования, для которых в процессе проектирования будут сформированы ТЗ по их модернизации. Модели станков (рис. 1) можно выбрать по методике НПО ЭНИМС [1] либо найти по заданным ограничениям в одной из баз данных по технологическому оборудованию.

Далее применительно к выбранным моделям станков разрабатываются технологические процессы изготовления деталей. Уже на ранних стадиях проектирования необходима разработка маршрутно-операционной технологии и управляющих программ для систем ЧПУ. Цель — получить точные исходные данные по трудоемкости изделий, номенклатуре и количеству необходимых режущих инструментов, а также по частоте и числу циклов смены инструментов в рабочих зонах. Данный этап проектирования может потребовать многовариантной проработки содержания технологических процессов в плане распределения технологических переходов между операциями, уточнения номенклатуры применяемых инструментов и режимов резания.

Для автоматизации технологических расчетов разработан программный модуль "Режим" [2], включенный в систему "Каскад" [3]. Особенностью алгоритма и математического аппарата нормирования является расчет для последовательных значений минутной подачи $S_м$, значений стойкости T инструмента и машинного времени $t_{маш}$ перехода. Вначале в зависимости от глубины $t_{рез}$ резания и требований к качеству поверхности по нормативам назначается подача на зуб S_z (для фрезерования) или на оборот $S_о = S_z z$, где z — число зубьев инструмента. Далее для выбранного интервала значений минутной подачи $S_м \in S_м^{min}, ..., S_м^{max}$ рассчитываются частоты вращения шпинделя: $n = S_м/S_о$ или $n = S_м/(S_z z)$.

В зависимости от величины n и диаметра d обработки (инструмента) рассчитываются скорость резания $v_{рез}$ и стойкость T инструмента: $v_{рез} = \pi dn/1000$; $T = (C_v/v_{рез})^{1/m}$, где C_v — произведение поправочных коэффициентов, учитывающих конкретные особенности резания; m — показатель относительной стойкости инструмента.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке гранта № 613 "Исследование механизма и закономерностей перехода от технического задания к техническому предложению на создание гибких производственных ячеек" в рамках аналитической ведомственной целевой программы "Развитие научного потенциала высшей школы (2009—2010 гг.)".

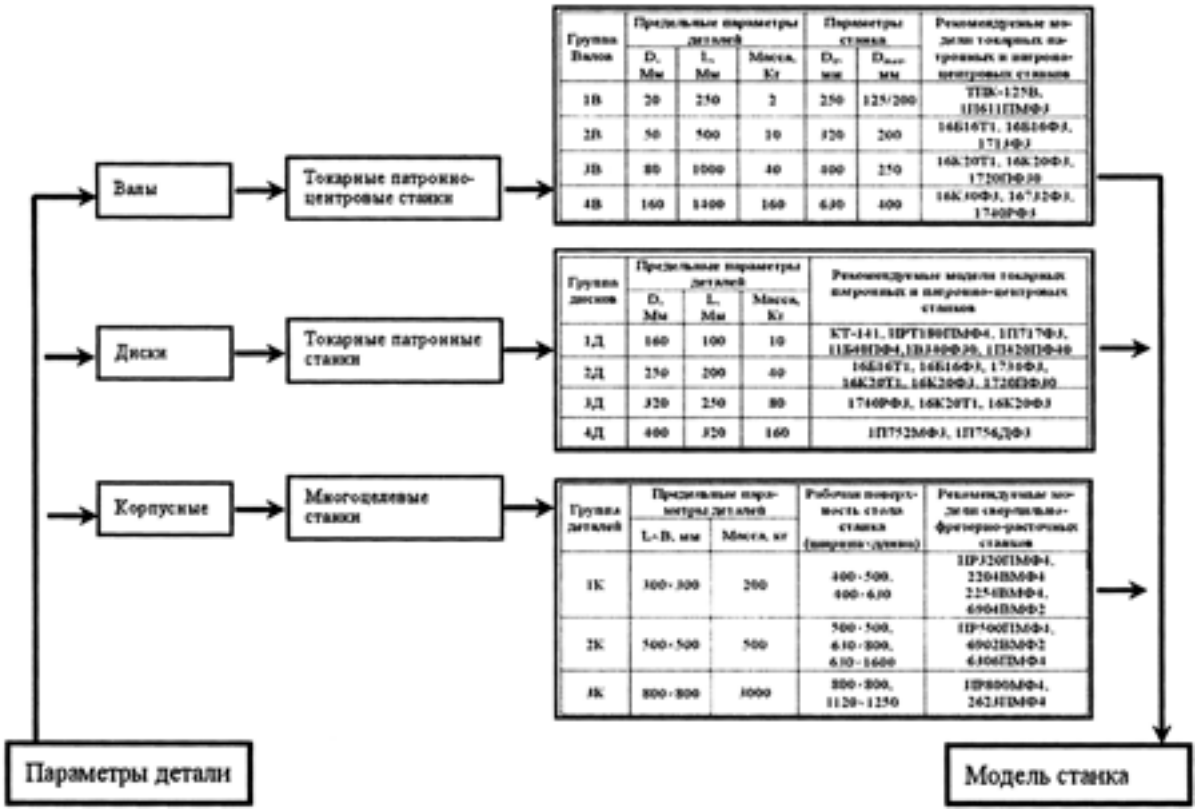


Рис. 1. Схема выбора базовых моделей станков для ГПЯ

При известных значениях пути $L_{рез}$ резания и минутной подачи $S_м$ рассчитывается основное время перехода $t_{маш} = L_{рез}/S_м$.

Результаты расчетов представлены на рис. 2. Приведена экранная форма выбора режимов резания.

Данный подход позволяет пользователю выбрать любую совокупность режимов ($S_м$, $v_{рез}$ и $t_{маш}$), гарантирующую требуемое качество обработки, но обеспечивающую производительность процесса, соответствующую стойкости режущего инструмента. Выбранная совокупность режимов резания для каждого технологического перехода записывается в файл, накапливающий информацию о нормируемом технологическом процессе. Далее рассчитывается число единиц технологического оборудования, исходя из заданной годовой программы выпуска изделий либо требуемой пропускной способности ГПЯ.

В первом случае расчетное число $C_р$ станков определяется из условия баланса годового фонда времени работы ГПЯ и трудоемкости годовой программы выпуска: $C_р = \sum_{i=1}^{L} (t^i_{шт} N_i)/(F_о k)$, где L — годовая номенклатура выпуска изделий; N_i — годовая программа выпуска изделий i-го наименования; M_i — число технологических переходов при изготовлении детали i-го наименования; $F_о$ — плановый годовой фонд времени работы ГПЯ; k — плановый коэффициент использования оборудования; $t^i_{шт}$ — штучное время обработки заготовки в ГПЯ, определяемое выражением $t^i_{шт} = T_с + \sum_{j=1}^{M_i} (t^{i,j}_{маш} + t^{i,j}_в)$. Здесь $(t^{i,j}_{маш} + t^{i,j}_в)$ — оперативное время (сумма основного и вспомогательного времен) j-го перехода в i-м технологическом процессе; $T_с$ — цикл смены заготовки в рабочей зоне станка. Расчет сопряжен с определенными трудностями. Во-первых, нужно знать годовую программу изделий, что в условиях

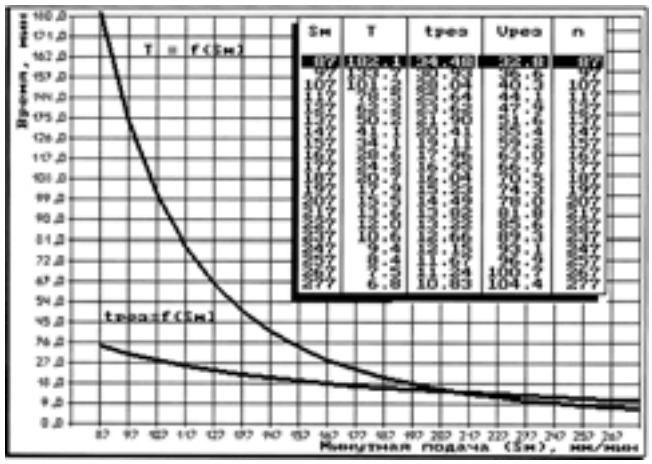


Рис. 2. Экранная форма выбора режимов резания

работы предприятия по заказам может оказаться проблематичным. Во-вторых, существующие общемашиностроительные рекомендации по выбору значений F_0 и k имеют ориентировочный характер, что приводит к существенным погрешностям расчетов. В-третьих, вне поля зрения проектировщика оказываются вопросы взаимодействия ГПЯ и смежных производственных подразделений.

Расчет числа единиц технологического оборудования по требуемой пропускной способности удобно выполнять при разработке ТП по замене участка традиционных станков гибкой производственной ячейкой. Ввиду разброса трудоемкостей изготовления изделий разных наименований используется понятие средней трудоемкости типичной детали при обработке на производственном участке (ПУ) — $t_{\text{шт}}^{\text{ПУ}}$ и в ГПЯ — $t_{\text{шт}}^{\text{ГПЯ}}$. Для повышения достоверности результатов можно выполнить расчеты для нескольких типичных деталей.

Вначале уточняется сопоставимый календарный период времени t, в течение которого ПУ и ГПЯ имеют равные объемы N_t выпуска продукции [4]: $N_t = T_{\text{ПУ}} i / t_{\text{шт}}^{\text{ПУ}} = T_{\text{ГПЯ}} j / t_{\text{шт}}^{\text{ГПЯ}}$, где $T_{\text{ПУ}}$, $T_{\text{ГПЯ}}$ — длительности одной смены или одного цикла работы ПУ и ГПЯ; i, j — число смен (циклов) работы ПУ и ГПЯ.

Затем рассчитывается производительность ГПЯ как отношение числа изготовленных деталей к времени их изготовления: $P_{\text{ГПЯ}} = N_i/(T_{\text{ГПЯ}} j)$.

Далее рассчитывается число $C_{\text{р}}$ станков в ГПЯ, исходя из требуемой пропускной способности смежных подразделений: $C_{\text{р}} = t_{\text{шт}}^{\text{ГПЯ}} N_i/(T_{\text{ГПЯ}} j k_{\text{ГПЯ}}) = P_{\text{ГПЯ}} t_{\text{шт}}^{\text{ГПЯ}} / k_{\text{ГПЯ}}$.

Расчетное число станков уточняется на последующих стадиях расчетов.

Следующий шаг — расчет вместимости автоматического склада для заготовок, необходимых на цикл $T_{\text{ГПЯ}}$ безлюдной работы ГПЯ. Для этого используем разработанный способ вероятностного расчета требуемого числа позиций. Решение предусматривает следующую постановку задачи: известна трудоемкость каждого из L наименований изделий — $t_{\text{шт}} \in \{t_{\text{шт}}^1, t_{\text{шт}}^2, ..., t_{\text{шт}}^L\}$, размер партии запуска которых может составлять $n_1 \in \{0, 1, ..., n_i^{\max}\}$, $i = 1, L$.

Сочетание изделий $N_k = (n_1 + n_2 + ...n_L)$ считается возможным (k-м) вариантом сменного задания, если выполняется условие: $(T_{\text{ГПЯ}} - \delta_T) C_{\text{п}} \leqslant \sum_{i=1}^{L} (t_{\text{шт}}^i n_i) \geqslant T_{\text{ГПЯ}} C_{\text{п}}$, где δ_T — допустимая недогрузка станка (обычно $1 \div 3$ %); $C_{\text{п}}$ — принятое число станков.

Решение ищется методом итерационного перебора возможных комбинаций переменных и формирования таким образом возможных вариантов

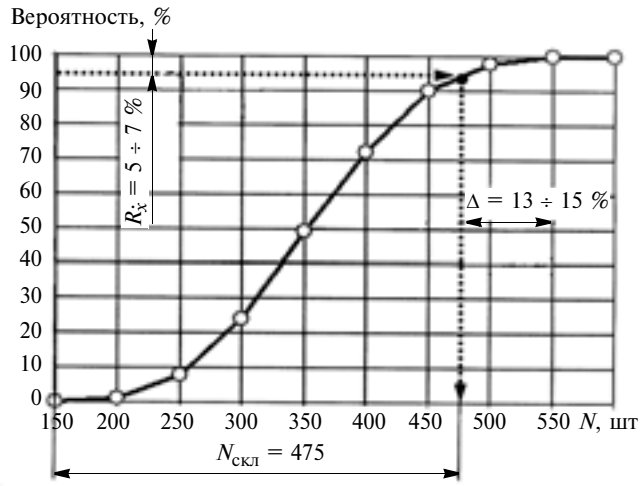


Рис. 3. Иллюстрация вероятностного расчета емкости склада

сменных заданий с разным числом изготовляемых изделий.

Статистическими методами рассчитывается вероятностное распределение числа изделий в сменном задании. Далее по графику кривой накопленной вероятности (рис. 3) либо по ее аппроксимирующему уравнению с вероятностью риска $R_x = 5 \div 7$ % рассчитывается число ячеек $N_{\text{скл}}$ на складе заготовок [5]. Использование вероятности риска нехватки позиций на складе позволяет на $13 \div 15$ % уменьшить число ячеек склада, сократив тем самым затраты на его создание и на используемое транспортное средство. Рассчитанная вместимость склада может использоваться в дальнейшем как ограничение по допустимому числу заготовок в сменном задании. Для автоматизации расчетов разработан программный модуль "Экспресс-анализ" [6].

Далее рассчитывается потребность станков в режущих инструментах на цикл безлюдной работы ГПЯ. Как правило, штатный магазин станка на $30 \div 50$ инструментов оказывается недостаточным для 8 и более часов работы оборудования. Необходимо либо использовать магазины бóльшей вместимости, либо предусмотреть автоматическую замену инструментов на станках. В обоих случаях сначала рассчитывается потребность в инструментах. Для расчета используют результаты нормирования технологических процессов по всей номенклатуре изделий: основное время технологических переходов и стойкость инструментов, соответствующую принятой минутной подаче. Расчет потребности в режущих инструментах аналогичен и содержит расчет числа инструментов для каждого варианта сменного задания, накопление вариантов, статистическую обработку результатов и расчет проектной потребности в инструментах. Число I_i^X инструментов типоразмера X, необходимых для выполнения всех переходов с его участием для пар-

тии изделий i-го наименования, составит: $I_i^X = \frac{\sum_{k=1}^{n_i} t_{\text{маш}k}^X}{T^X} N_i$, где $t_{\text{маш}k}^X$ — машинное время перехода в технологическом процессе i-го наименования, выполняемого X-м инструментом; n_1 — число переходов в технологическом процессе i-го наименования, выполняемых X-м инструментом, шт.; N_i — число заготовок i-го наименования в текущем варианте сменного задания (размер партии запуска), шт.

Общее число I_Σ^X инструментов X-го типоразмера, необходимых для выполнения технологических переходов всех партий запуска:

$$I_\Sigma^X = \sum_{i=1}^{L} I_i^X = \sum_{i=1}^{L} \frac{\sum_{k=1}^{n_i} t_{\text{маш}k}^X}{T^X} N_i.$$

Общее число инструментов каждого наименования принимается с округлением дробного значения в большую сторону.

Наконец, суммарное число I_Σ всех режущих инструментов, необходимых для выполнения текущего варианта сменного задания, составит:

$$I_\Sigma = \sum_{X=1}^{M} I_\Sigma^X \text{ или } I_\Sigma = \sum_{X=1}^{V} \sum_{i=1}^{L} \frac{\sum_{k=1}^{n_i} t_{\text{маш}k}^X}{T^X} N_i.$$

Расчет выполняется отдельно для каждого станка при 100 %-м удовлетворении его потребности в инструментах. Наряду с расчетом потребности в инструментах программный модуль "Экспресс-анализ" выдает статистику по применяемости каждого типоразмера инструмента. Это позволяет отказаться от редко используемых инструментов, при возможности заменив их инструментами других типоразмеров.

Далее разрабатываются схемы планировки и компоновки оборудования. Здесь учитываются ограничения, накладываемые уже полученными проектными параметрами, а также вариантами решений по системам инструментального обеспечения, контроля, удаления стружки. С учетом того, что подавляющее число ГПЯ создается на базе станков типа "обрабатывающий центр", а число станков в ячейке обычно не превышает $12 \div 15$, преимущественным вариантом планировки служит линейная схема расположения оборудования. В зависимости от принятой компоновки (одно- или многоярусная) склада заданной вместимости выбирается тип транспортного средства: робокара или кран-штабелер. Высота зоны обслуживания последнего может достигать 11,8 м. Далее решается вопрос передачи паллет со склада на станки: напрямую транспортным средством, обслуживающим склад, или через перегрузочную позицию. В последнем случае предполагается применение робокары. В аналогичной последовательности прорабатывается и система инструментального обеспечения. Возможны и более компактные схемы, например расстановка станков с двух сторон двухрядного многоярусного склада со встроенными перегрузочными позициями.

Результатом выполнения этапа служат альтернативные варианты схем планировки и компоновки оборудования, подлежащие уточнению на последующих этапах. В качестве средств визуализации удобно использовать 3D графику и средства компьютерной анимации. Схемы планировки и компоновки оборудования как варианты структурной проработки проекта ГПЯ предполагают дальнейшую параметрическую проработку на основе компьютерного моделирования. Содержанием данного этапа являются альтернативные комплекты входных параметров оборудования, его агрегатов, алгоритмов их взаимодействия и режимов функционирования, обеспечивающих наилучшие показатели ГПЯ по выбранным критериям эффективности.

В зависимости от решений по автоматизированной системе инструментального обеспечения (АСИО) требуется применение моделей, учитывающих работу оборудования ГПЯ с детализацией на уровне технологической операции или технологического перехода.

Моделирование на уровне технологической операции, рассматривающее работу ГПЯ как взаимодействие технологических и транспортных модулей, позволяет выбрать параметры транспортных средств и их число: алгоритмы выполнения транспортных операций; вместимость пристеночных накопителей и параметры устройств смены заготовок в рабочих зонах станков; уточнить длительность цикла безлюдной работы системы и трудоемкости технологических операций.

Моделирование на уровне технологического перехода учитывает потери времени на смену инструментов в рабочих зонах, а также время на их доставку и замену в магазинах станков. Такие модели применяются для выбора параметров устройств автоматической смены и замены инструментов, выбора компоновки ранее рассчитанного автоматизированного склада инструментов, количества, характеристик и алгоритмов работы средств доставки инструментов к станкам.

Для моделирования на уровне технологического перехода предназначена система "Каскад", на уровне технологической операции —программы Fania [7] и Polytrans. Указанные программные продукты основаны на методе автоматизированного построения и анализа циклограмм работы оборудования [8], который может использоваться для написания собственных приложений для моделирования ГПЯ. Метод циклограмм основан на аналитическом

описании длительности циклов работы и логическом описании многоуровневого взаимодействия модулей и их агрегатов.

Аналитический расчет длительности циклов работы учитывает технические параметры оборудования. Например, для двухпозиционной робокары длительность транспортной операции в общем виде описывается выражением: $t_{\text{тр}} = \dfrac{S_{\text{п}} + S_{\text{д}}}{v_{\text{ТС}}} + 2\dfrac{v_{\text{ТС}}}{a_{\text{ТС}}} + 2T_{\text{ц}}$, где $S_{\text{п}}$, $S_{\text{д}}$ — расстояния, проходимые транспортным средством (ТС) при поиске позиции с заготовкой на складе и при доставке заготовки к нужному станку; $v_{\text{ТС}}$ — маршевая скорость ТС; $a_{\text{ТС}}$ — динамика (ускорение при разгоне и замедление при торможении) ТС; $T_{\text{ц}}$ — время цикла перегрузки заготовки ТС.

Одной из форм представления результатов моделирования служат автоматически создаваемые циклограммы, с заданной степенью детализации иллюстрирующие работу оборудования. На рис. 4 приведен пример экранной формы программы Polytrans. Циклограммы служат для проверки корректности работы моделей и предоставляют данные для расчета сводных показателей работы ГПЯ.

Для оценки эффективности функционирования системы в методе циклограмм используются показатели загрузки оборудования $k_{\text{ГПЯ}}$, производительности $P_{\text{ГПЯ}}$ и процент увеличения срока $L_{\text{о}}$ окупаемости из-за простоев оборудования:

$$k_{\text{ГПЯ}} = \frac{\left(T_{\text{СЗ}} C_{\text{п}} - \sum\limits_{i=1}^{C_{\text{п}}} \sum\limits_{j=1}^{k_i} t_{\text{пр}}^{i,j}\right)}{T_{\text{СЗ}} C_{\text{п}}};$$

$$P_{\text{ГПЯ}} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{C_{\text{п}}} k_i}{T_{\text{СЗ}}}; \; L_{\text{о}} = \frac{T_{\text{ГПЯ}}}{T_{\text{СЗ}} k_{\text{ГПЯ}}} 100,$$

где $T_{\text{СЗ}}$ — фактическое время выполнения сменного задания (СЗ); $t_{\text{пр}}^{i,j}$ — простой i-го станка перед поступлением j-й заготовки; k_i — число заготовок, прошедших обработку на i-м станке; $T_{\text{ГПЯ}}$ — планируемая длительность цикла безлюдной работы ГПЯ.

Возможен расчет и других показателей, достаточно просто вычисляемых на основании циклограммы: загрузки ТС и пристаночных накопителей; коэффициентов использования магазинов станков и склада инструментов; стоимости станко-часа работы оборудования и т. д.

Сформированный в результате моделирования комплект входных параметров и выходных показа-

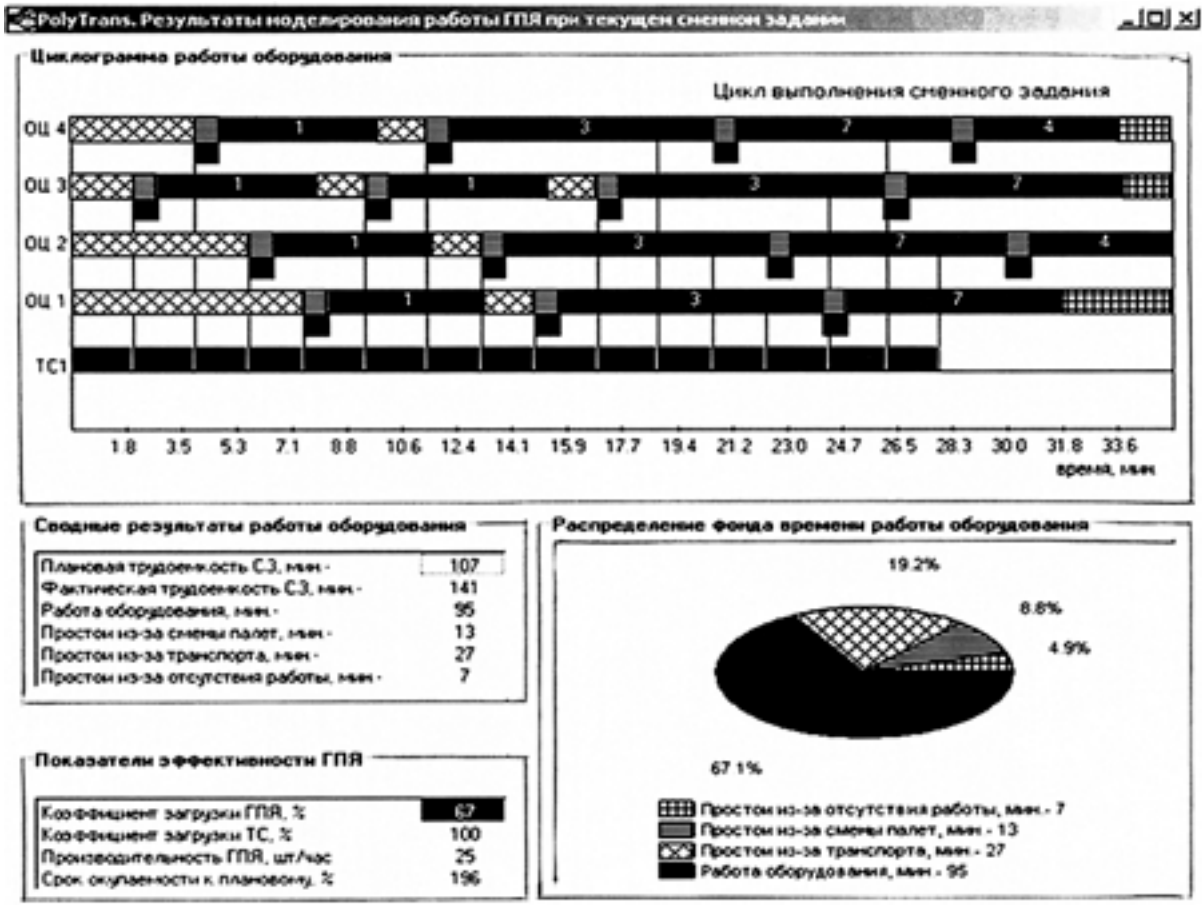


Рис. 4. Пример экранной формы программы Polytrans

телей эффективности представляет собой ТП по созданию ГПЯ. После утверждения ТП на ГПЯ становится основанием для формирования ТЗ на комплектующее оборудование. Эти ТЗ устанавливают требуемые значения технических характеристик оборудования и его агрегатов (например, скорость перемещения робокары, время цикла смены паллет в рабочей зоне станка, вместимость магазина инструментов), которые должны быть выдержаны предприятиями-изготовителями. Формирование вариантов ТП осложняется тем, что в рамках допустимых диапазонов регулирования может существовать множество вариантов комплексов входных параметров, соответствующих выходному критерию эффективности. При этом практическая реализация каждого варианта ТП будет отличаться стоимостью его технического воплощения.

Для количественной оценки влияния некоторых из входных параметров x_i на показатель $K_{i,j}$ эффективности ГПЯ с помощью вычислительных экспериментов установлены так называемые коэффициенты влияния $\beta_{i,j}$, рассчитанные как отношение разности предельных значений соответствующего показателя эффективности к минимальному из них на интервале значении аргумента $x_i = \{x_i^{\min}, ..., x_i^{\max}\}$:

$$\beta_{i,j} = \frac{(K_{i,j}^{\max} - K_{i,j}^{\min})}{K_{i,j}^{\min}}; \quad x_i = \{x^{\min}, ..., x^{\max}\}.$$

Для показателей $k_{ГПЯ}$, $P_{ГПЯ}$ и $L_о$ рассчитаны обобщенные коэффициенты влияния вида: $\beta_i(\Sigma) = \beta_i(P_{ГПЯ}) + \beta(L_о)$.

Упорядочивание входных параметров x_i по степени их влияния на показатели эффективности позволяет организовать направленный синтез проектных решений и сформировать варианты ТП на ГПЯ, в которых затраты на техническую реализацию оборудования и агрегатов окажутся минимальными. На рис. 5 приведен обобщенный коэффициент β_Σ влияния некоторых входных параметров на эффективность ГПЯ.

Степень проработки ТП зависит от принятых решений по АСИО и используемых программных продуктов для вычислительных экспериментов.

Выводы

Разработана последовательность этапов перехода от технического задания на проектирование к техническому предложению по созданию гибких производственных ячеек.

Содержание работ на каждом этапе сопровождается методическим, математическим, алгоритмическим и информационным обеспечением его выполнения.

Совокупность разработанных программных продуктов может использоваться в качестве средств поддержки принятия решений при проектировании ГПЯ.

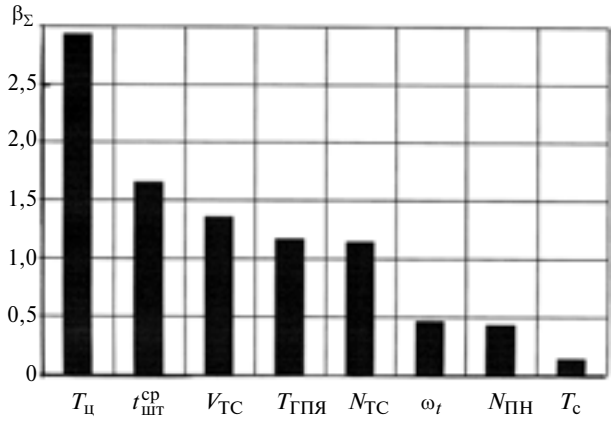


Рис. 5. Обобщенный коэффициент влияния β_Σ некоторых входных параметров на эффективность ГПЯ:

$T_ц$ — время перегрузки заготовки ТС, с; $t_{шт}^{ср}$ — средняя трудоемкость изготовления изделия, мин; $v_{ТС}$ — маршевая скорость ТС, м/с; $T_{ГПЯ}$ — длительность цикла безлюдной работы ГПЯ, мин; $N_{ТС}$ — число ТС, шт.; ω_t — поле рассеяния трудоемкости изделий, мин; $N_{ПН}$ — число позиций в пристаночном накопителе, шт.; $T_с$ — время смены заготовки в рабочей зоне станка, с

Применение разработок позволяет автоматизировать процесс принятия решений и повысить качество разработки технических заданий на создание гибких производственных ячеек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гибкое** автоматизированное производство / В. О. Азбель, В. А. Егоров, А. Ю. Звоницкий и др. Под общ. ред. С. А. Майорова и др. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1985. 454 с.
2. **Сердюк А. И., Корнипаев М. А.** Модуль расчета режимов резания для многоцелевых станков: ЕСПД 02069024.00032-01. № ФАП 4562. М.: ОФАП, 2005.
3. **Сердюк А. И., Сергеев А. И.** Интегрированная система расчета и моделирования ГПС механообработки "Каскад": ЕСПД 00342134.00034-01. № ФАП 4561. М.: ОФАП, 2005.
4. **Рахматуллин Р. Р.** Повышение эффективности реконструкции машиностроительного производства с подразделениями разных уровней автоматизации: Дис. ... канд. техн. наук. Оренбург: ОГУ, 2007. 186 с.
5. **Сердюк А. И.** Упрощение расчета вместимости автоматизированного склада ГПС // Станки и инструмент. 1997. № 3. С. 6, 7.
6. **Сердюк А. И., Сергеев А. И.** Программный модуль объемных расчетов ГПС механообработки "Экспресс-анализ": ЕСПД 02069024.00035-01. № ФАП 4569. М.: ОФАП, 2005.
7. **Св-во гос. рег.** прогр. для ЭВМ № 2006611542 Рос. Федерации: Программа многокритериальной оценки проектных решений в гибких производственных ячейках механообработки "Fania": № 2006610895; дата поступления 23.03.2006; дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 06.05.2006.
8. **Сердюк А. И., Сергеев А. И.** Метод циклограмм в построении компьютерных моделей ГПС // Автоматизация и современные технологии. 2005. № 11. С. 17—23.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.316.7

В. Ф. ПОЛУНИН (г. Курган), тел.: (3522) 24-31-62

Аналитическое конструирование трансформаторов

Конструкция механизма аналитически не определена, пока не составлено уравнение коэффициента полезного действия (КПД) механизма.

Аналитически же определить КПД механизма можно после установления его зависимости от множества факторов, определяющих свойства и особенности работы механизма. Так, например, зависимость КПД трансформатора вращающего момента от факторов, определяющих его особенности, была опубликована в статье [1] в "свернутом" виде.

В данной статье автор дает "развернутое" определение КПД:

$$\eta = \frac{M^2(\alpha^2/i)}{M^2(\alpha^2/i) + MA\dfrac{\alpha(i^2 - i + 1)}{i(i-1)}},$$

где M — крутящий момент на ведомом валу трансформатора; α —безразмерный параметр, отражающий качество конкретного варианта конструкции; i — отношение угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого вала; A — работа сил трения, учитывающая все внутренние потери.

Конструктор трансформатора может выбирать величину каждого фактора в пределах, допускаемых уравнением КПД. Степень влияния каждого фактора на величину КПД станет очевиднее, если уточнить некоторые свойства трансформаторов на примере трансформаторов вращающего момента.

Трансформаторы вращающего момента выделяются из множества механизмов целенаправленно скомпонованным контуром циркуляции энергоносителя. В гидродинамических трансформаторах вращающего момента энергию по замкнутому контуру переносит жидкость (чаще всего минеральное масло). В инерционно-импульсных трансформаторах вращающего момента энергию по замкнутому контуру переносит твердое тело с обусловленными массой и объемом. Контур циркуляции энергоносителя обязательно имеет участок пополнения энергией, участок отбора энергии от энергоносителя и участок суммирования оставшейся в энергоносителе энергии с энергией пополнения. В трансформаторах вращающего момента ведущий вал передает энергию от двигателя (источника энергии) энергоносителю. Ведомый вал передает энергию от энергоносителя к потребителю. Оставшаяся в носителе энергия суммируется с энергией пополнения на участке, конструктивно совмещенном с ведущим валом. Существует множество конструктивных исполнений участков циркуляции. Механизмы с контурами циркуляции без перечисленных признаков [2] к трансформаторам не относятся.

Первые трансформаторы энергии были созданы до того, как был сформулирован закон сохранения энергии [3]. Эриксон и Стерлинг создали коммерческие варианты двигателей внешнего сгорания. В современных двигателях Стирлинга энергоносителем чаще всего служит водород. Контур циркуляции энергоносителя замкнут и имеет все признаки контура циркуляции трансформатора. Электротрансформатор был создан позже двигателей внешнего сгорания. Трансформаторы вращающего момента созданы относительно недавно. Уравнение КПД трансформаторов вращающего момента допустимо применять к любым трансформаторам после преобразований в соответствии с теорией силового потока [2].

Силовой поток (СП) характеризуется двумя факторами: силовым, который обозначен q, и так называемым скоростным, который обозначен u. Мощностной фактор равен произведению силового и скоростного факторов: $N = qu$. Так потоки энергии с любыми силовым и скоростным факторами становятся однотипными мощностными потоками.

В уравнении КПД трансформатора вращающего момента у числителя и знаменателя — размерность работы. Для перевода размерности работы в размерность мощности достаточно числитель и знаменатель разделить на временной фактор.

Выставка "Металлообработка—2010"

ЭКСПОЦЕНТР

С 24 по 28 мая 2010 г. в павильонах ЦВК "Экспоцентр" проходила Одиннадцатая международная выставка оборудования, приборов и инструментов для металлообрабатывающей промышленности. Организаторы выставки: Министерство промышленности и торговли РФ, Союз машиностроителей России, РСПП — под патронатом Торгово-промышленной палаты РФ и Правительства Москвы. В выставке приняли участие 500 компаний из 25 стран. Ассоциация "Станкоинструмент" организовала специальные экспозиции отечественных станкостроительных заводов. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов, а также оригинальных предложений предприятий-разработчиков и сбытовых организаций.

Дмитровский завод фрезерных станков (г. Дмитров Московской обл.) предложил потребителям свою продукцию.

Широкоуниверсальный фрезерный станок мод. 6Д-М80ШФ1 с крестовым столом для выполнения всех видов фрезерных работ, сверления, зенкерования и растачивания отверстий в деталях из черных и цветных металлов, их сплавов и пластмассы в условиях единичного, мелкосерийного и серийного производства. Наличие поворотного шпинделя, механизма зажима инструмента и ряда дополнительных приспособлений существенно расширяет технологические возможности станка по сравнению с аналогами. Размеры рабочей поверхности стола 320 × 800 мм. Наибольшее перемещение стола: продольное — 500 мм; поперечное — 200 мм. Вертикальное перемещение шпиндельной головки 400 мм. Пределы частот бесступенчатого вращения шпинделя $20 \div 4000$ мин$^{-1}$. Угол поворота оси шпинделя 90°. Мощность электродвигателя привода: подач — 2,1 кВт; шпинделя — 4 кВт. Габаритные размеры станка 1800 × 1125 × 1400 мм, масса 1,4 т.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 92)

Уравнение КПД трансформатора вращающего момента становится уравнением КПД для любых типов трансформаторов:

$$\eta = \frac{N_{\text{в}}^2(\alpha^2/i)}{N_{\text{в}}^2(\alpha^2/i) + N_{\text{в}}N_{\text{п}}\dfrac{\alpha(i^2 - i + 1)}{i(i-1)} + N_{\text{п}}^2},$$

где $N_{\text{в}}$ — мощность внешней нагрузки; α — безразмерный параметр, отражающий качество конкретного варианта конструкции; i — отношение скоростных факторов СП на входе в трансформатор и на выходе из него; $N_{\text{п}}$ — мощность всех потерь СП в трансформаторе.

Безразмерный параметр α практически укладывается в интервал $1 \leqslant \alpha \leqslant 3$.

Мощность внутренних потерь существенно влияет на КПД и сама зависит от факторов: $N_{\text{п}} = mr^2u_1^3c$, где m — масса энергоносителя в контуре циркуляции; r — фактор габарита компоновки; u_1 — скоростной фактор СП на входе в трансформатор; с — безразмерный фактор компоновки.

В соответствии с уравнением мощность внутренних потерь быстро растет с увеличением габаритов трансформатора. Еще больше на внутренние потери влияет скоростной фактор СП на входе в трансформатор.

Стоит подумать о системе охлаждения, когда гидродинамический трансформатор с маломощного агрегата ставят на более мощный с увеличением угловой скорости насосного колеса. Безразмерный фактор компоновки может и уменьшить, и увеличить мощность внутренних потерь.

В процессе создания трансформатора конструктор имеет возможность в широких пределах регулировать величину КПД расчетом мощности всех внутренних потерь. Факт сильного влияния внутренних потерь на КПД был обнаружен практическим путем [3]. Аналитические построения не отрицают возможности создания, например, трансформатора силы, который в свою очередь позволяет создать транспортное средство нереактивного типа без внешних движителей. Тип транспортных средств без внешних движителей демонстрируют, по описаниям уфологов, неопознанные летающие объекты. Проверить теорию трансформатора силы постройкой демонстрационных моделей несложно. Такая проверка позволит уточнить реальность суждений уфологов и отфильтрует иллюзии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полунин В. Ф.** О трансформаторах вращающего момента // Вестник машиностроения. 2002. № 12. С. 72.
2. **Антонов А. С.** Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1967.
3. **Смирнов Г. В.** Двигатели внешнего сгорания. М.: Знание. 1967.

Широкоуниверсальный консольно-фрезерный станок мод. 6ДМ83Ш. Применение в приводе подач серводвигателя с частотным бесступенчатым регулированием позволило создать надежную конструкцию с раздачей движения на управляемые оси в автоматическом режиме. Конструктивные особенности станка и использование комплектующих изделий ведущих зарубежных фирм позволило обеспечить широкий диапазон режимов обработки, повысить надежность и производительность станка, достичь высоких показателей точности и качества обработки. Наличие вертикального поворотного шпинделя и ряда дополнительных приспособлений существенно расширило технологические возможности станка. Размеры рабочей поверхности стола 400 × 1600 мм. Наибольшее перемещение стола: продольное — 1000 мм; поперечное и вертикальное — 400 мм. Частота вращения шпинделей: горизонтального $16 \div 1600$ мин$^{-1}$; вертикального $31{,}5 \div 1400$ мин$^{-1}$. Число частот вращения шпинделей: горизонтального — 21; вертикального — 12. Угол поворота оси вертикального шпинделя: к станине — 45°; от станины и в продольной плоскости — 90°. Мощность электродвигателей приводов: подач — 2,1 кВт; вертикального шпинделя — 2,2 кВт; горизонтального шпинделя — 7,5 кВт. Габаритные размеры станка 2590 × 2615 × 2020 мм, масса 3,1 т.

Ивановский завод тяжелого станкостроения (г. Иваново) демонстрировал на выставке мощные высокоскоростные обрабатывающие центры и металлообрабатывающие станки различного назначения.

Обрабатывающий центр мод. ИСБ 800 с автоматической сменой паллет для высокопроизводительной комплексной обработки особосложных корпусных деталей из любых конструкционных материалов. Размер рабочей поверхности паллеты 500 × 500 мм, ее грузоподъемность 800 кг, число сменных паллет 2, время их смены 40 с. Скорость установочных перемещений 25 м/мин, время смены инструмента 18 с. Подача СОЖ осуществляется через шпиндель под давлением и внешним поливом. Частота вращения вала главного привода 4500 мин$^{-1}$, мощность главного привода 22 кВт, его наибольший крутящий момент 1200 Н · м. Вместимость инструментального магазина 40 шт. Диапазон рабочих подач по осям *XYZ* $1 \div 6000$ мм/мин. Система управления станка — Fanuc/Siemens. Его габаритные размеры 4750 × 6150 × 4000 мм, масса 17 т. Обрабатывающий центр ИСБ800 повышает производительность, например, по сравнению с обрабатывающим центром мод. ИР800ПМФ в $3 \div 4$ раза.

Горизонтальный расточный и фрезерный станок с ЧПУ и АСИ (обрабатывающий центр) мод. ИС 1250, на чугунных базовых деталях которого смонтированы стальные направляющие планки. Комбинированные направляющие станка — фторопластовые накладки и прецизионные роликовые опоры качения — обеспечивают высокую динамическую жесткость в сочетании с высокими демпфирующими свойствами при наибольших скоростях перемещений узлов 8 мм/мин. При оснащении станка роликовыми направляющими типа ТНК фирмы Star (Германия) обеспечивается скорость перемещения его узлов до 20 м/мин. Рабочие органы перемещаются индивидуальными электродвигателями через редукторы и шарико-винтовые пары. Поворотный стол с рабочими размерами 1250 × 1400 мм имеет круговую рабочую подачу с дискретой 0,001°. Грузоподъемность стола 5 т. Вместимость инструментального магазина до 100 инструментов. Имеются: система автоматического централизованного дозированного смазывания направляющих и шарико-винтовых пар и система автоматического циркуляционного смазывания узлов шпиндельной бабки. Габаритные размеры станка с системой СОЖ и защитой зоны резания 5030 × 5670 × 4280 мм, масса 20 т.

Горизонтально-расточный станок мод. ИС2А637ПФ4, оснащенный усиленным расточным шпинделем диаметром 160 мм без встроенной планшайбы, обладает повышенной жесткостью шпиндельной системы, обеспечивающей более высокую производительность при работе расточным шпинделем. Возможно применение навесных инструментов — угловой фрезерной головки и планшайбы. Базовые детали станка выполнены в виде жестких чугунных конструкций. Широкая станина имеет три направляющие, осуществляющие максимальное распределение рабочей нагрузки. Встроенный поворотный стол имеет непрерывное позиционирование с дискретой 0,001°. Дополнительно имеется реперное устройство для особо точного останова стола в четырех позициях через 90°. Диаметр расточного шпинделя 160 мм. Мощность главного привода 30 кВт. Наибольший момент: на выдвижном шпинделе — 3500 Н · м; на фрезерном шпинделе — 5200 Н · м. Рабочая поверхность поворотного стола 1600 × 1800 мм, его грузоподъемность 12 т. Рабочие подачи по линейным осям $2 \div 2000$ мм/мин, ускоренные перемещения 5000 мм/мин. Габаритные размеры станка 8700 × 5600 × 5100 мм, масса 36,35 т.

Краснодарский станкостроительный завод им. Седина показал на выставке различные токарно-карусельные станки.

Многоцелевой токарно-карусельный станок мод. 1А516МФ3 для обтачивания и растачивания поверхностей деталей с прямолинейными и криволинейными образующими; протачивания торцевых поверхностей, в том числе с постоянной скоростью

резания; прорезания канавок; сверления, зенкерования и развертывания центральных отверстий; нарезания резьб на цилиндрических, конических и торцевых поверхностях. Наибольший диаметр обрабатываемой заготовки 1600 мм, высота 1600 мм, масса заготовки 15 т при усилии резания 50 кН. Частота вращения планшайбы при бесступенчатом регулировании $1 \div 335$ мин$^{-1}$, наибольший крутящий момент на планшайбе 35 кН · м. Мощность привода главного движения 70 кВт. Управляется станок от ЧПУ. Его габаритные размеры 6330 × × 4900 × 6260 мм, масса 26 т.

Токарно-карусельный станок мод. 1М516Ф1 с устройством цифровой индикации для черновой и чистовой обработки различных заготовок из черных и цветных металлов в условиях индивидуального и серийного производства. На станке осуществляются: обтачивание и растачивание цилиндрических и конических поверхностей; протачивание торцевых поверхностей, в том числе и с постоянной скоростью резания; прорезание канавок и отрезка; сверление, зенкерование и развертывание центральных отверстий; нарезание цилиндрических и конических резьб. Один верхний суппорт станка имеет цифровую индикацию координат и пятипозиционную револьверную головку. Наибольший диаметр обрабатываемой заготовки 1600 мм, ее высота 100 мм, масса 8 т. Наибольшее допустимое усилие резания верхним суппортом 35 кН. Предел частоты вращения планшайбы при бесступенчатом регулировании $1 \div 200$ мин$^{-1}$, с наибольшим крутящим моментом 25 кН · м. Мощность привода главного движения 55 кВт. Наибольшая длина хода верхнего суппорта: по горизонтали — 950 мм; по вертикали — 700 мм. Масса станка 20 т.

ОАО "НИИизмерения" (г. Москва) показал на выставке различные измерительные приборы для машиностроения.

Прибор мод. БВ-7703 для контроля диаметров сопрягаемых валов и отверстий, в том числе гильз золотниковых пар. Диапазон его цифровой индикации ± 1,999 мкм, предел допустимой погрешности 2 мкм. Его габаритные размеры: станции измерения 163 × 138 × 72 мм, электронного блока 200 × 156 × 1201 мм; масса: станции измерения — 1,5 кг, электронного блока — 1 кг.

Прибор БВ-7661 для контроля осевых зазоров упорных и радиально-упорных подшипников качения без осевой нагрузки на подшипник. Внутренний диаметр контролируемого подшипника $20 \div 300$ мм, наружный диаметр $50 \div 400$ мм, его ширина $15 \div 65$ мм. Диапазоны: контролируемых осевых зазоров в подшипнике $0 \div 150$ мкм; показаний при измерении ± 200 мкм. Предел допустимой основной погрешности прибора 5 мкм.

Беспроводной прибор мод. БВ-7491 РК для контроля диаметра и формы валов; принцип действия прибора — индуктивный. Число контролируемых сечений — два. Контролируемые параметры: диаметр $110 \div 240$ мм, овальность и конусообразность до 100 мкм. Предел допустимой погрешности 4 мкм. Смещение настройки за 4 ч работы не более 2 мкм. Число запоминаемых результатов контроля деталей 32. Прибор оснащен радиоинтерфейсом Zeeg Bee.

РУПП станкозавод "Красный борец" (Республика Беларусь) предложил на российский рынок товары народного потребления, в том числе станки для металлообработки.

Настольный сверлильно-фрезерный станок мод. СФ-1, оснащенный направляющими типа "ласточкин хвост". Диаметр сверления на станке $23 \div 35$ мм. Максимальный диаметр устанавливаемой фрезы 76 мм. Размеры рабочей поверхности стола 450 × × 180 мм, его наибольшие перемещения: продольное — 260 мм; поперечное — 150 мм; вертикальное головки — 280 мм. Диапазон частот вращения шпинделя $300 \div 3000$ мин$^{-1}$, регулирование бесступенчатое. Поворот головки в горизонтальной плоскости 30°. Мощность привода станка 1,5 кВт. Габаритные размеры станка 825 × 710 × 1010 мм, масса 200 кг.

Точильно-шлифовально-полировальный станок мод. ТШП-1 для снятия заусенцев, фасок, заточки режущего инструмента, полирования деталей из стали, дерева и других материалов. Станок состоит из полировального устройства, рабочий стол которого имеет возможность наклона в вертикальной плоскости на угол 45°. На конце электродвигателя смонтирован шлифовальный (для заточки) или полировальный круг. Наружный диаметр полировального круга 250 мм. Ширина абразивной ленты 50 мм, ее длина 1228 мм, частота вращения вала 1430 мин$^{-1}$. Максимальная скорость перемещения абразивной ленты 15 м/с. Мощность привода станка 2,2 кВт. Питающее напряжение станка 380 В. Его габаритные размеры 610 × 450 × 680 мм, масса 82 кг.

ООО "Рухсервомотор" (Республика Беларусь) среди прочего оборудования демонстрировало *станок лазерной резки мод. Loser CUT-3015*, состоящий из базового основания с трехкоординатным портальным манипулятором, системы ЧПУ, защищенной кабины, датчика слежения за поверхностью листового металла заготовки, системы подготовки режущих газов и оснащенный оптоволоконным лазером мощностью до 4 кВт с охлаждаемой

оптической головкой с колиматором и сменными соплами для подвода режущего газа. В качестве привода подач использованы линейные синхронные серводвигатели с линейными датчиками положения и прецизионными шариковыми направляющими. Благодаря использованию прямого (безредукторного) привода станок имеет высокую скорость подачи и ускоренного хода до 180 м/мин и высокие статическую и динамическую точность. Перемещение манипулятора: по оси X — 3050 мм; по оси Y — 1550 мм; по оси Z — 80 мм, погрешность поворотного позиционирования ± 0,01 мм (точность вырезанной из листа детали зависит от свойств материала и степени его нагрева) при максимальной скорости перемещения по осям 60 м/мин и ускорении 6 м/с^2. Станок оснащен системой управления мод. LSMS-4 и интерфейсом системы управления RS-232. Мощность лазера составляет 0,4÷1,5 кВт (выбирается в зависимости от толщины обрабатываемого материала). Максимальная толщина реза: низкоуглеродистой стали — 14 мм; коррозионностойкой — 7 мм при максимальной массе заготовки 700 кг. Габаритные размеры станка 800 × 2500 × × 2200 мм, масса 2,2 т.

ООО Торгово-промышленное объединение "Максимум" (г. Пенза) предложило потребителям металлообрабатывающее оборудование, изготовленное за рубежом.

Режущий промышленный робот (*ПР*), выполняющий работы практически любой сложности, при этом заготовка специально не фиксируется. Работы выполняются на различных стальных профилях. Разрез может быть выполнен по любой траектории с различной глубиной. ПР оборудован лазерным датчиком, способствующим повышению точности обработки.

Режущий аппарат серии GG для резки труб диаметром 60÷120 мм и длиной 150÷12 000 мм, снабженный резаком, режущим газом или плазмой. Газом разрезаются трубы из углеродистой стали; плазмой — трубы из углеродистой стали и коррозионно-стойкой стали, из цветных металлов и сложные тонкостенные трубы. Результат работы аппарата выводится на экран ПК. Скорость резки 100÷750 мм/мин при отклонении ± 1,5 мм.

Машину серии CNCTG для плазменной резки тонких металлических пластин. На машине в автоматическом режиме можно обрабатывать листы из цветных металлов, коррозионно-стойкой и углеродистой сталей. Она может разрабатывать и редактировать производственное задание, выполнять резку со скоростью до 6 м/мин. Машина проста в управлении, точна в работе и чисто обрабатывает кромки. Колея резки 1,5÷2,3 м. Машина рекомендована к применению в машиностроении и других отраслях промышленности, где требуются сложная механическая обработка и высокая производительность.

Компания "Вебер Комеханикс" (г. Москва) — один из крупнейших поставщиков металлообрабатывающего оборудования, изготовленного за рубежом. Приведем краткое описание трех предложений компании.

Комплекс лазерного раскроя мод. Axel-SL, оборудованный сменными челночными столами для операций загрузки/разгрузки во время процесса резания. Максимальные размеры обрабатываемого листа 3000 × 1500 мм. Перемещение: по оси X — 3150 мм; по оси Y — 1600 мм, по оси Z — 100 мм, точность позиционирования ± 0,05 мм. Габаритные размеры комплекса 12 845 × 5800 × 2300 мм, масса 24 т.

Проходная установка серии "MAXIMA" с роликовым конвейером для непрерывной очистки в автоматическом режиме листов, профилей, труб, сварных и прочих изделий. Обрабатываемые изделия проходят через дробеметную камеру по роликовому конвейеру. Туннельное исполнение установки позволяет встраивать ее в поточную технологическую линию. Наличие изделий в камере регистрируют сенсоры. Автоматическая регулировка подачи дроби препятствует излишнему дробеметанию при отсутствии изделий в камере.

Инструментальный револьверный барабан мод. LVD/Strippit, изготовленный из отливки и разработанный для условий продолжительной работы. Барабан имеет сменные закаленные и шлифованные посадочные втулки держателей инструмента. Если в процессе эксплуатации посадочные места будут подвержены износу или повредятся, необходимо заменить только втулки, не меняя весь барабан.

В рамках выставки была реализована многоплановая деловая программа, проведены: Международная конференция "Электроэрозионные и электрохимические технологии в машиностроительном производстве"; Станкостроительный форум "Современные тенденции в технологиях и конструкциях металлообрабатывающих машин и механизмов"; Семинар "Импортозамещение в металлообработке. Положительный опыт внедрения отечественного металлорежущего инструмента, оснащенного твердосплавными пластинами".

Выставка послужила основанием для освоения новых рынков и установления деловых контактов между специалистами отрасли из разных стран мира.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-кор. АПК