ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

5 2007 (82)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Безъязычный В.Ф., Надеждин И.В. Сравнительная оценка кинематических характеристик механизмов вспомогательного оборудования автоматизированного сборочного производства . . . 3

Коршунов А.И. Конструктивно-технологическая сложность технологического передела "слесарно-сборочные работы" . . . 14

Кузнецов А.П. Теоретические основы синтеза и анализа структур–стратегий производственных систем машиностроения при выборе многономенклатурного оборудования . . . 20

Сборочное оборудование и его элементы

Антонец И.В. Магнитометрический датчик на основе феррозондов с односторонней импульсной схемой возбуждения для считывания информации с магнитного устройства адресования . . . 24

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Короткин В.И. Упрощенный расчет цилиндрических зубчатых передач Новикова. *Продолжение* . . . 31

Тимофеев М.Ю. Прогнозирование возникновения кавитации в проточных элементах гидравлических приводов . . . 35

Аксенов С.И. Технологии XXI века. "Proldent™ – электронно-цифровая подпись" . . . 39

Разборка. Ремонт

Монтаж и ремонт тепловых сетей, теплопотребляющего оборудования и санитарно-технических систем. *Продолжение* . . . 41

Нормативная документация

Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. *Продолжение* . . . 46

Система технического обслуживания и ремонта техники. Основные положения (по материалам ГОСТ 28.001–83) . . . 53

Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности изделий (по материалам ГОСТ 21624–81) . . . 54

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – **79748**, Объединенному каталогу "Пресса России" – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве
Тел.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 269-48-97
E-mail: sborka@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Председатель редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА
В.М. БЕДРИН
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
О.Н. РУМЯНЦЕВА
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

АСТРАХАНЬ
В.П. БУЛГАКОВ
А.Д. ДОРОХОВ
В.В. МИКИТЯНСКИЙ
Н.Н. ПАНАСЕНКОВ

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО

БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО

ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ
М.Г. КРИСТАЛЬ
В.И. ЛЫСАК
В.М. ТРУХАНОВ

ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ
Б.А. ЯКИМОВИЧ
В.Г. ОСЕТРОВ
И.К. ПИЧУГИН

КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ

КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ

КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
В.Ф. КУЗЬМИН
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ

ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ

ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ

ОРЕНБУРГ
В.А. БОНДАРЕНКО
А.П. ФОТ

РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
В.В. НЕПОМИЛУЕВ
А.Н. СЕМЕНОВ

САМАРА
Ю.А. ВАШУКОВ
В.А. НИКОЛАЕВ
Б.Л. ШТРИКОВ

ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
Е.В. ШАЛОБАЕВ

Украина

КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО

ДОНЕЦК
А.И. МИХАЙЛОВ

СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА

ХАРЬКОВ
Б.М. АРПЕНТЬЕВ

Беларусь

МИНСК
В.Л. БАСИНЮК

ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

ПОЛОЦК
М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА, А.В. ЗОРИН

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

© Издательство "Машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2007

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

5 2007 (82)

CONTENTS

Manufacturability of a Construction

Bezjazychny V.F., Nadezhdin I.V. Comparative assessment of motion characteristics of ancillary equipment mechanisms in the automated assembling . . . 3

Korshunov A.I. Constructive-technological complexity of fitting and assembly operations . . . 14

Kuznetsov A.P. Theoretical bases of synthesis and the analysis of structures-strategy of manufacturing systems in machine building at the process of choosing the multinomenclature equipment . . . 20

Production Tools and Machinery for Assembly

Antonets I.V. The gauge magnet on the basis of flux gate with the unilateral pulse scheme of excitation for reading the information with magnetic native address devices of addressing . . . 24

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Korotkin V.I. The simplified calculation of cylindrical Novikov gearings. *A prolongation* . . . 31

Timofeev M.J. A forecasting of cavitations beginnings in flowing devices of hydraulic pressure drives . . . 35

Acsenov S.I. Technologies of XXI century "Proldent ™ – the electronic digital Signature" . . . 39

Dismantling. Repair

Mounting and repair of heat networks, heat consumption equipment and sanitary appliances. *A prolongation* . . . 41

Command Papers

The machine-building standards of time on metalwork operations on repair of inventory. *A prolongation* . . . 46

System of technical maintenance and repair of equipment. Basic provisions (on materials of the GOST 28.001–83) . . . 53

Motor vehicle maintenance and repair system. Requirements for maintainability and repairability of items (on materials of the GOST 21624–81) . . . 54

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" **60257**) or directly in editorial of the journal.

Ph.: (495) 268-38-42; Ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 269-48-97

http://www.mashin.ru

E-mail: sborka@mashin.ru

Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4

The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.

The Journal is among those approved by AAC RF for dissertation publication.

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board –
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW
BEDRIN V.M.
VASIL'EV A.S. (Chief editor)
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.
MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
RUMIANTSEVA O.N.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

ASTRACHAN
BULGAKOV V.P.
DOROKHOV A.F.
MIKITIANSKI V.V.
PANASENKOV N.N.

BELGOROD
PELIPENKO N.A.

BRIANSK
GORLENKO O.A.

VOLGOGRAD
KRISTAL M.G.
KARABAN' V.G.
LYSAK V.I.
TRUKHANOV V.M.

IZHEVSK
ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.

KAZAN
ADGAMOV R.I.

KOVROV
ZHITNIKOV Yu.Z.

KOLOMNA
AMIROV Yu.D.

KOMSOMOLSK-ON-AMUR
KUZMIN V.F.
MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.

OMSK
KOSTIUKOV V.N.

OREL
STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.

ORENBURG
BONDARENKO V.D.
FOT A.P.

RYBINSK
BEZIAZYSHNY V.F.
NEPOMILUEV V.V.
SEMENOV A.N.

SAMARA
VASHUKOV Yu.A.
NIKOLAEV V.A.
SCHTRIKOV B.L.

TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

ST.-PETERSBURG
SHALOBAEV E.V.

Ukraine

KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.

DONETSK
MIKHAILOV A.I.

SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.

KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus

MINSK
BASINJUK V.L.

GOMEL
STARZHINSKI V.E.

POLOTSK
KHEIFETZ M.L.

Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N., ZORIN A.V.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media.
Registration certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000 Free price

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2007

В.Ф. Безъязычный, *д-р техн. наук*, **И.В. Надеждин**, *канд. техн. наук*
(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)

Сравнительная оценка кинематических характеристик механизмов вспомогательного оборудования автоматизированного сборочного производства

Приведена сравнительная оценка кинематических и динамических параметров полуоборотных механизмов кантователей загрузочно-ориентирующего оборудования, используемого в автоматизированных сборочных производствах, с применением обобщенных критериев. Даны конкретные рекомендации по выбору механизмов, имеющих наилучшие кинематические и динамические характеристики.

The comparative assessment of motion characteristics and dynamic parameters of the manipulators half-turn mechanisms of the pickup-oriented equipment used in the automated assembling applying generalized criteria is adduced. Specific recommendations are given as to the choice of the mechanisms with the best motion and the dynamic characteristics.

При автоматизации используют широкий класс механизмов, выполняющих функции активного ориентирования, кантования, вращения деталей. Причем, если ведомое звено совершает вращательное периодическое движение на угол 180°, то такие механизмы получили название *полуоборотных* [1, 2].

Известны полуоборотные механизмы, построенные с использованием шатунных кривых прямолинейно-направляющих механизмов с безударным периодическим движением исполнительного звена [1, 3]. Отсутствие в научной и технической литературе кинематических и динамических характеристик данной группы механизмов не позволяет произвести объективную сравнительную оценку с известными механизмами аналогичного функционального назначения и судить об их инженерных возможностях.

На рис. 1 приведены схемы полуоборотных механизмов, полученных присоединением к исходным прямолинейно-направляющим четырехзвенным механизмам двухзвенной группы Ассура.

Ведомая кулиса полуоборотных механизмов (рис. 1, *а–е*) при непрерывном вращательном движении кривошипа *OA* совершает одностороннее прерывистое движение, поворачиваясь на угол 180° за один оборот кривошипа. При совпадении шарниров *D* и *E* кулиса имеет возможность независимого вращения относительно оси *E*. Для устранения этой неопределенности около осей вращения кулис рассматриваемых механизмов необходимо установить для ползуна короткие неподвижные направляющие (на рис. 1 не показано), которые являются фиксаторами, устраняющими возможность поворота кулисы.

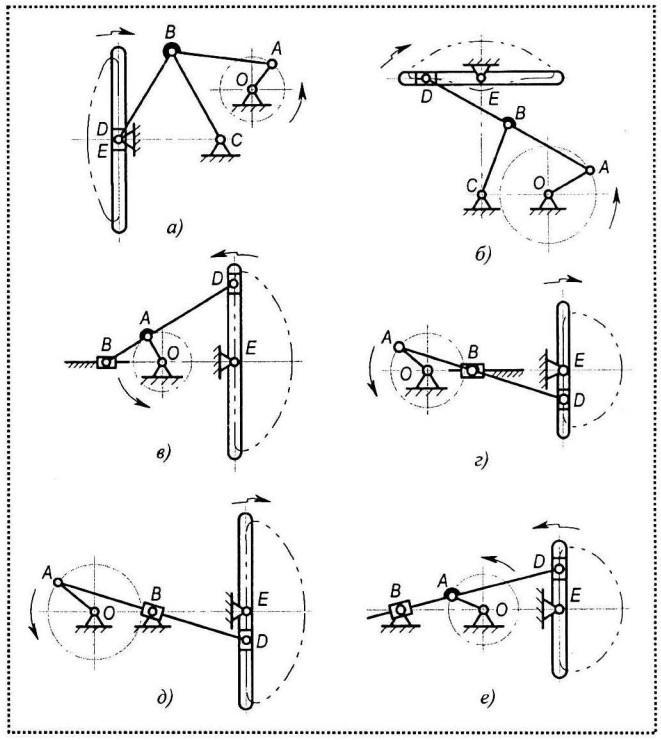


Рис. 1. Кинематические схемы полуоборотных механизмов кантователей

Академиком И.И. Артоболевским предложен другой способ фиксации кулисы за счет изготовления выемки в корпусе механизма, взаимодействующей с ответными фиксирующими поверхностями на ней, что приводит к усложнению конструкции [1].

Углы размаха при этом у кулисных и мальтийских механизмов, широко используемых в машинах автоматического действия, всегда меньше 180°.

Синтез полуоборотных кулисно-рычажных механизмов периодического вращательного движения сводят к определению параметров прямолинейно-направляющих четырехзвенных механизмов по заданной длине участка приближения, относительной точности приближения и углу размаха кривошипа, соответствующему участку приближения. Геометрические и эмпирические методы синтеза описаны в работах отечественных и зарубежных ученых: И.И. Артоболевского, Г.Г. Баранова, З.Ш. Блоха, В.С. Карелина, Р. Бейера, A. Bock, J. Volmer.

Основные геометрические и кинематические параметры этих механизмов кантователей с прямолинейной ($\beta = 180°$) и произвольной ($\beta \neq 180°$) формой шатуна исходного шарнирного четырехзвенного механизма (см. рис. 1, *а*) приведены соответственно в табл. 1 и 2.

Анализ табл. 1 показывает, что увеличение безразмерного параметра ρ ведет к возрастанию пиков скоростей ω_{5maxi} и ускорений ε_{5maxi} ведомого звена, с одной стороны, и уменьшению габаритов λ, μ – с

1. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов кантователей с прямолинейной формой шатуна

Параметры механизма	Безразмерный параметр ρ								
	0,333	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,643	0,7	0,8
λ	1,333	1,30	1,275	1,25	1,225	1,2	1,179	1,15	1,10
μ	2,309	2,191	2,098	2,000	1,897	1,789	1,690	1,549	1,265
ω_{5maxi}, c^{-1}	4,735	4,98	5,19	5,45	5,76	6,15	6,56	7,28	9,46
ε_{5maxi}, c^{-2}	13,48	14,65	15,75	17,12	18,88	21,20	23,87	28,99	48,21
$\pm\varphi_\varepsilon$	7,31°	7,04°	6,81°	6,56°	6,28°	5,97°	5,67°	5,21°	4,16°
N_{5maxi}	51,19	58,51	65,67	74,97	87,41	104,7	125,8	169,3	364,7
k_τ	0,94	0,667	0,571	0,500	0,442	0,392	0,353	0,300	0,23
B	8,9	6,64	5,93	5,45	5,09	4,82	4,63	4,37	4,35
C	149,7	81,8	64,6	53,8	46,3	40,9	37,4	32,8	32,0
D	1069	435,4	308,1	235,5	189,7	158,5	139,0	114,9	111,5

Обозначения. Здесь и далее: индекс 5 – звено механизма; индекс *i* – инвариант; $\rho = r/d = \frac{OA}{OC}$; $\lambda = l/d = \frac{AB}{OC}$; $\mu = y_0/d = \frac{CD}{OC}$.

2. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов кантователей с произвольной формой шатуна

Параметры механизма	Угол излома шатуна β, °						
	45	90	135	180	204	225	246
ρ	0,4949	0,4638	0,4152	0,4152	0,2725	0,2056	0,1221
λ	5,714	2,828	1,8477	1,2924	1,1378	0,9902	0,8552
μ	2,955	2,828	2,612	2,163	2,110	1,913	1,694
ω_{5maxi}, c^{-1}	4,0	4,05	4,2	5,0	5,63	7,73	15,3
ε_{5maxi}, c^{-2}	9,1	9,3	10,0	15,0	19,5	38,8	150
k_τ	0,667	0,667	0,667	0,61	0,72	0,611	0,444
B	5,34	5,4	5,6	6,1	8,1	9,4	13,6
C	51,0	52,0	56,0	70,0	127	182	372

другой. Наименьшие габариты механизма соответствуют значению $\rho = 0{,}8$. Относительная продолжительность поворота кулисы $k_\tau = \varphi_\Sigma/2\pi$, где φ_Σ – суммарный угол поворота ведущего звена механизма, соответствующий углу ψ_Σ поворота ведомого звена ($\psi_\Sigma = 180°$), монотонно убывает от 0,94 до 0,23 при увеличении ρ от 0,333 до 0,8.

Особенностью кинематики данных механизмов является отсутствие "мягких" ударов в начале и конце движения ведомого звена.

Недостатки этих механизмов:

• существенное возрастание экстремальных значений угловых ускорений ε_{5maxi} и кинетической мощности N_{5maxi} ($N_{5i} = \omega_{5i}\varepsilon_{5i}$);

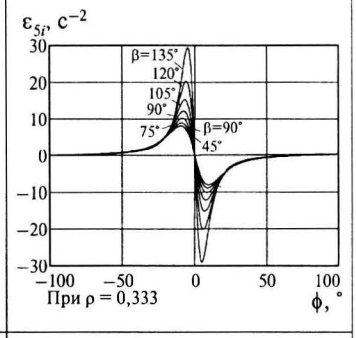
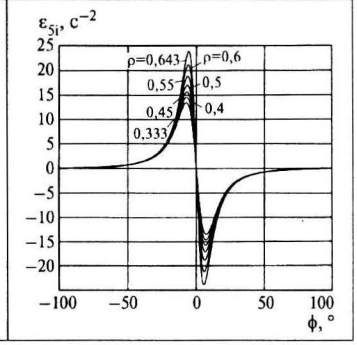
• резкий переход от положительных значений ускорений к отрицательным, что характеризует малые значения угла поворота кривошипа $\varphi_\varepsilon = 7{,}31...4{,}16°$ при максимальном ускорении. Это приведет к возникновению "мягкого" удара в середине фазы движения, соответствующей максимуму угловой скорости.

Из анализа табл. 2 видно, что угол излома шатуна β значительно влияет как на геометрические размеры механизма, так и на закон движения ведомого звена. При $\beta < 180°$ константы пика скорости и ускорения уменьшаются, причем более интенсивное уменьшение констант наблюдают в интервале углов $\beta = 135...180°$. При $\beta > 180°$ константы пика скорости и ускорения увеличиваются, причем более интенсивный рост констант пиков возникает в интервале $225° \le \beta \le 246°$.

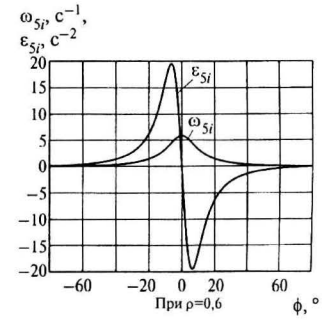
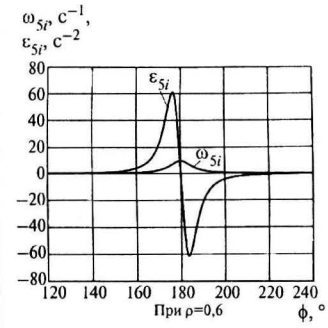
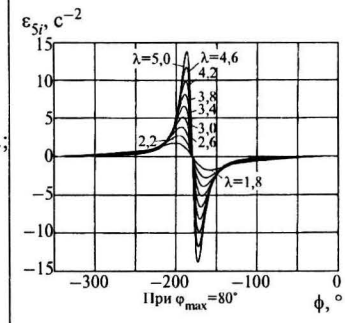
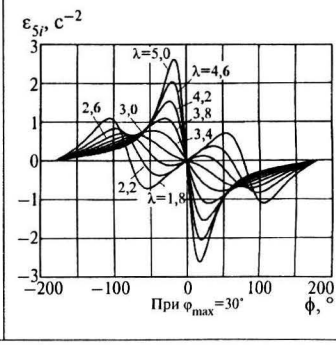
Характер изменения кривых инвариантов подобия угловых скорости ω_{5i} и ускорения ε_{5i} ведомого звена кулисно-рычажных механизмов (см. рис. 1, *а*) в зависимости от угла излома шатуна $\beta < 180°$ при значении безразмерного геометрического параметра $\rho = 0{,}333$ показан в табл. 3. В ней также приведены: соотношения между геометрическими параметрами; зависимости, описывающие основные кинематические характеристики; характерный вид кривых инвариантов подобия угловых скоростей ω_{5i} и ускорений ε_{5i} ведомого звена для кулисно-рычажных механизмов, выполненных по рис. 1.

Сопоставляя данные табл. 1 и 2, видно, что при равной относительной продолжительности поворота k_τ ведомой кулисы можно за счет уменьшения угла

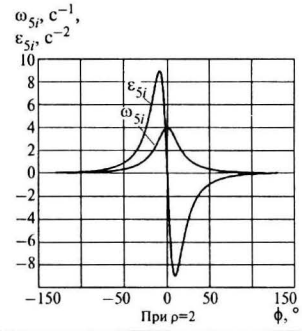
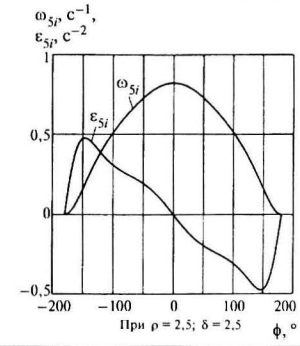
3. Законы движения безударных полуоборотных механизмов кантователей с возвратно-вращательным движением ведомого звена

Схема механизма (см. рис. 1)	Закон движения ведомого звена	Геометрические условия	Кинематические диаграммы
Схема *а* ($\beta \ne 180°$)	$tg\psi = \dfrac{x}{y - y_0}$; $\omega_{5i} = \dfrac{\dot{x}(y - y_0) - \dot{y}x}{(y - y_0)^2 + x^2}$; $\varepsilon_{5i} = \dfrac{\ddot{x}(y - y_0) - \ddot{y}x - 2\omega_{5i}[\dot{y}(y - y_0) + \dot{x}x]}{(y - y_0)^2 + x^2}$, где $x/d = \alpha\rho\sin\varphi(A - b)$; $y/d = \alpha(1 - \rho\cos\varphi)(A - b)$; $y_0/d = \alpha\sqrt{4\lambda^2 - (1+\rho)^2} - (1+\rho)\cos\beta/2$; $A = \sqrt{\dfrac{4\lambda^2}{1 - 2\rho\cos\varphi + \rho^2} - 1}$; $\alpha = \sin\beta/2$; $b = ctg\beta/2$	$OA = r$, $AB = BC = BD = l$; $OC = d$, $CD = y_0$; $\lambda = l/d$, $\rho = r/d$; $\lambda = \dfrac{(1+\rho)^2}{\rho\sqrt{2(1-\cos\beta)}}$; $\rho \in (0{,}1221; 0{,}4949)$: $\psi_\Sigma = 180°$; $45° \le \beta \le 180°$; $\beta = \angle ABD$; $0{,}444 \le k_\tau \le 0{,}667$	
Схема *а* ($\beta = 180°$)		$OA = r$, $AB = BC = BD = l$; $OC = d$, $EC = y_0$; $\lambda = l/d$, $\rho = r/d$; $\lambda = 0{,}5(3 - \rho)$; $\rho \in (0{,}333; 0{,}643)$; $\psi_\Sigma = 180°$; $0{,}23 \le k_\tau \le 0{,}94$	

Продолжение табл. 3

Схема механизма (см. рис. 1)	Закон движения ведомого звена	Геометрические условия	Кинематические диаграммы
Схема *б*	Первая фаза поворота $\mathrm{tg}\psi_1 = \dfrac{x}{y - y_0}$; $\omega_{5i} = \dfrac{\dot{x}(y - y_0) - \dot{y}x}{(y - y_0)^2 + x^2}$; $\varepsilon_{5i} = \dfrac{\ddot{x}(y - y_0) - \ddot{y}x - 2\omega_{5i}[\dot{y}(y - y_0) + \dot{x}x]}{(y - y_0)^2 + x^2}$	$OA = r$, $AB = BC = BD = l$; $OC = d$, $EC = y_0$; $\lambda = l/d$, $\rho = r/d$; $\lambda = \sqrt{2(1-\rho^2)}$; $\rho \in (0{,}6; 0{,}77)$; $\psi_{\Sigma 1} = 180°$	
Схема *б*	Вторая фаза поворота $\mathrm{tg}\psi_2 = \dfrac{x}{y_0 - y}$; $\omega_{5i2} = \dfrac{\dot{x}(y_0 - y) + \dot{y}x}{(y_0 - y)^2 + x^2}$; $\varepsilon_{5i2} = \dfrac{\ddot{x}(y_0 - y) + \ddot{y}x - 2\omega_{5i2}[\dot{x}x - \dot{y}(y_0 - y)]}{(y_0 - y)^2 + x^2}$, где $x/d = A\rho \sin\varphi$; $y/d = A(1 - \rho\cos\varphi)$; $\mu = y_0/d$; $A = \sqrt{\dfrac{4\lambda^2}{1 - 2\rho\cos\varphi + \rho^2} - 1}$	$OA = r$, $AB = BC = BD = l$; $OC = d$, $EC = y_0$; $\lambda = l/d$, $\rho = r/d$; $\lambda = \sqrt{2(1-\rho^2)}$; $\rho \in (0{,}6; 0{,}778)$; $\psi_{\Sigma 2} = 180°$	
Схема *в*	$\mathrm{tg}\psi = \dfrac{y}{x - x_0}$; $\omega_{5i} = \dfrac{\dot{y}(x - x_0) - \dot{x}y}{(x - x_0)^2 + y^2}$; $\varepsilon_{5i} = \dfrac{\ddot{y}(x - x_0) - \ddot{x}y - 2\omega_{5i1,2}[\dot{x}(x - x_0) + \dot{y}y)]}{(x - x_0)^2 + y^2}$, где $\dfrac{x}{r} = \dfrac{\mu - \lambda}{\lambda}\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\varphi} - \cos\varphi$; $\dfrac{y}{r} = \dfrac{\mu}{\lambda}\sin\varphi$; $\dfrac{x_0}{r} = \mu - \lambda - 1$	$OA = r$, $AB = l$, $BD = k$; $OD_0 = x_0$, $\mu = k/r$, $\lambda = l/r$; $\mu = \dfrac{\lambda^2 + \lambda\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\varphi_{max}}}{1 + \cos\varphi_{max}} + \lambda$; $1{,}8 \le \lambda \le 5$; $\psi_\Sigma = 180°$; $0{,}4 \le k_\tau \le 0{,}9$	
Схема *г*	$\dfrac{x}{r} = \dfrac{\rho + \lambda}{\lambda}\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\varphi} + \cos\varphi$; $\dfrac{y}{r} = \dfrac{\rho}{\lambda}\sin\varphi$; $\dfrac{x_0}{r} = \rho + \lambda - 1$	$OA = r$, $AB = l$, $BD = m$; $OD_0 = x_0$, $\rho = m/r$, $\lambda = l/r$; $\rho = \dfrac{\lambda^2 + \lambda\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\varphi_{max}}}{1 + \cos\varphi_{max}} - \lambda$; $1{,}6 \le \lambda \le 4$; $\psi_\Sigma = 180°$; $0{,}4 \le k_\tau \le 0{,}9$	

Продолжение табл. 3

Схема механизма (см. рис. 1)	Закон движения ведомого звена	Геометрические условия	Кинематические диаграммы
Схема *д*	$\mathrm{tg}\psi = \frac{y}{x}$; $\omega_{5i} = \frac{\dot{y}x - \dot{x}y}{x^2 + y^2}$; $\varepsilon_{5i} = \frac{(\ddot{y}x - \ddot{x}y) - 2\omega_{5i}(\dot{x}x + \dot{y}y)}{x^2 + y^2}$, где $x/r = \lambda(\rho - \cos\varphi) + A(\cos\varphi - \lambda + 1)$; $y/r = (\lambda - A)\sin\varphi$; $A = \sqrt{\rho^2 - 2\rho\cos\varphi + 1}$	$OA = r$, $AD = l$, $OB = d$; $\lambda = l/r$, $\rho = d/r$; $\lambda = 3\rho - 1 + \sqrt{8\rho(\rho - 1)}$; $1{,}1 \le \rho \le 2$; $\psi_\Sigma = 180°$; $0{,}3 \le k_\tau \le 0{,}72$	
Схема *е*	$\mathrm{tg}\psi = \frac{y}{x + x_0}$; $\omega_{5i} = \frac{\dot{y}(x + x_0) - (\dot{x} + \dot{x}_0)y}{(x + x_0)^2 + y^2}$; $\varepsilon_{5i} = \frac{[\ddot{y}(x + x_0) - (\ddot{x} + \ddot{x}_0)y] - 2\omega_{5i}[(\dot{x} + \dot{x}_0)(x + x_0) + \dot{y}y)]}{(x + x_0)^2 + y^2}$, где $y/r = (\delta + A)\sin\varphi$; $x_0 = A(1 - \delta)$; $A = \sqrt{\rho^2 + 2\rho\cos\varphi + 1}$	$OA = r$, $AD = k$, $OB = d$; $OD_0 = x_0$, $\delta = k/r$, $\rho = d/r$; $\delta = (\rho - 1)^2$, $1{,}5 \le \rho \le 3$; $\psi_\Sigma = 180°$; $k_\tau \ge 0{,}833$	

излома шатуна получить улучшение закона движения полуоборотных кулисно-рычажных механизмов с приводом от симметричного шарнирного четырехзвенного механизма общего вида.

Так, при $\beta = 90°$ константы пика скорости и ускорения соответственно уменьшаются в 1,23 и 1,57 раза по сравнению с четырехзвенными симметричными шарнирными механизмами с прямолинейной формой шатуна. Однако в конструктивном отношении симметричные четырехзвенные шарнирные механизмы общего вида являются более сложными. Влияние дополнительной погрешности угла излома β шатуна на динамику ведомого звена механизма может свести отмеченные кинематические преимущества к минимуму.

Кулисно-рычажные механизмы с приводом от симметричного лямбдообразного шарнирного четырехзвенного механизма П.Л. Чебышева с шатунной кривой второго вида (см. рис. 1, *б*) имеют более сложную циклограмму движения ведомого звена. За один полный цикл поворота ведущего кривошипа на угол 360° ведомая кулиса имеет две фазы движения: поворот на угол $\psi_1 = 180°$ – выстой; поворот в том же направлении на угол $\psi_2 = 180°$ – выстой.

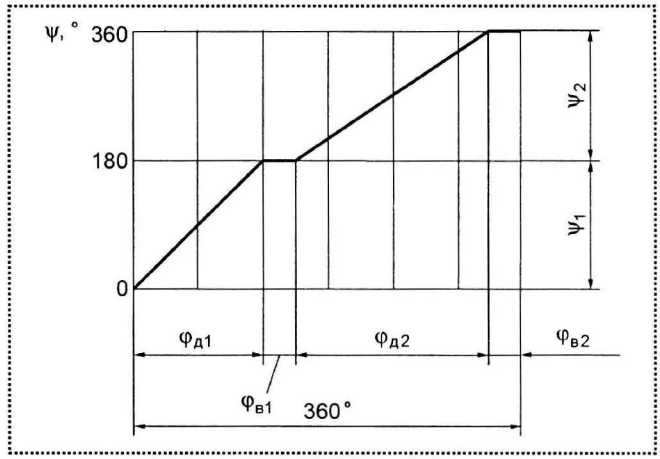


Рис. 2. Циклограмма движения ведомого звена полуоборотного кулисно-рычажного механизма (см. рис. 1, *б*)

Циклограмма движения данных механизмов показана на рис. 2.

Величины углов поворота кривошипа, соответствующие движению $\varphi_{д1}$, $\varphi_{д2}$ и выстою $\varphi_{в1}$, $\varphi_{в2}$ ведомой кулисы, зависят от безразмерного параметра ρ. Например, при $\rho = 0{,}7$ получим: $\varphi_{д1} = 140°$, $\varphi_{д2} = 200°$, $\varphi_{в1,2} = 10°$. Основные геометрические и кинематиче-

ские параметры данных механизмов приведены в табл. 4.

Характер изменения кривых инвариантов подобия угловой скорости ω_{5i} и ускорения ε_{5i} ведомого звена полуоборотного кулисно-рычажного механизма, выполненного по рис. 1, *б* для значения безразмерного геометрического параметра $\rho = 0{,}6$ и соответствующих фаз движения, показан в табл. 3.

Анализ табл. 4 и соответствующих кинематических диаграмм, приведенных в табл. 3, показывает, что размеры исходного механизма и закон движения ведомой кулисы при значениях безразмерного параметра $\rho \le 0{,}5$ идентичны кулисно-рычажному механизму с прямолинейной формой шатуна. При $\rho \ge 0{,}6$ габариты механизма растут, а закон движения ведомой кулисы в первой фазе поворота практически мало отличим от соответствующих кривых механизма по рис. 1, *а*. Вторая фаза движения при $\rho = 0{,}6$ имеет неблагоприятную динамику, которая показана константами пиков скорости $\omega_{5maxi} = 9{,}84$ и ускорения $\varepsilon_{5maxi} = 61{,}2$ ведомого звена.

При значениях $\rho = 0{,}7$ и 0,778 механизмы обеспечивают плавный поворот ведомой кулисы с благоприятными динамическими характеристиками.

4. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов с приводом от симметричного шарнирного четырехзвенного механизма 2-го вида (см. рис. 1, *б*)

Параметры механизма	Безразмерный параметр ρ					
	0,333	0,4	0,5	0,6	0,7	0,778
λ	1,333	1,296	1,225	1,131	1,0099	0,889
μ	2,309	2,182	1,953	1,661	1,324	1,019
Первая фаза движения						
ω_{5maxi}	4,72	4,95	5,39	5,9	6,92	8,37
ε_{5maxi}	13,45	14,47	16,73	19,52	26,23	37,96
$\pm\varphi_\varepsilon$	7,32°	7,08°	6,64°	6,24°	5,51°	4,68°
Вторая фаза движения						
ω_{5maxi}	–	–	–	9,84	1,93	1,99
ε_{5maxi}	–	–	–	61,2	2,32	3,69
$\pm\varphi_\varepsilon$	–	–	–	176,6°	143,7°	114,1°
Обозначения: $\rho = r/d = \frac{OA}{OC}$; $\lambda = l/d = \frac{AB}{OC}$; $\mu = y_0/d = \frac{EC}{OC}$.						

Причем в первом случае закон движения имеет участок с постоянной скоростью, а во втором – в середине второй фазы поворота кулиса имеет мгновенную остановку и "мягкий" удар вследствие заострения шатунной кривой.

При $\rho > 0{,}7$ во время первой фазы движения ведомого звена максимальные значения рассматриваемых критериев существенно возрастают. В моменты начала и конца поворота "мягкий" удар отсутствует. В целом за кинематический цикл движения полуоборотные кулисно-рычажные механизмы на основе лямбдообразного шарнирного четырехзвенного механизма с шатунной кривой второго вида имеют те же недостатки, что и механизмы, выполненные по рис. 1, *а*.

Применение данных механизмов в загрузочно-ориентирующих устройствах активного типа возможно, если за кинематический цикл необходимы два однонаправленных поворота и два выстоя ведомого звена.

Основные параметры кулисно-рычажных механизмов, выполненных по рис. 1, *в, г*, приведены в табл. 5 и 6. Характер изменения кривых инвариантов подобия угловых скорости ω_{5i} и ускорения ε_{5i} ведомого звена механизма для значений безразмерного геометрического параметра $1{,}8 \le \lambda \ge 5$ и углов поворота кривошипа, $\varphi_{max} = 80°$ (см. рис. 1, *в*) и $\varphi_{max} = 30°$ (см. рис. 1, *г*), соответствующих выстою кулисы, показан в табл. 3.

Анализ табл. 5 и 6 показывает, что для обеих схем полуоборотного механизма с ростом параметра λ увеличиваются габариты μ, а также константы пиков угловых скоростей и ускорений ведомого звена. Из кинематических диаграмм видно, что исследуемые параметры изменяются плавно, причем в начале и конце движения кулисы "мягкие" удары отсутствуют ($\omega_{5iн(к)} = 0$, $\varepsilon_{5iн(к)} = 0$). Закон движения ведомого звена механизма по схеме, приведенной на рис. 1, *в*, менее благоприятен, чем по схеме, приведенной на рис. 1, *г*. Это можно объяснить вытянутостью шатунной кривой первого механизма вдоль оси *y* и уменьшением угла поворота ведущего кривошипа, соответствующего времени движения кулисы. Исходя из динамики к недостаткам следует отнести резкий переход от положительных значений ускорений к отрицательным, что обусловлено малыми значениями угла $\varphi_\varepsilon = 34{,}6...11{,}5°$ при изменении $\lambda = 1{,}8...5{,}0$. Для сравнения на графиках ускорений ε_{5i} ведомого звена механизма

(см. рис. 1, *г*) при увеличении λ = 3,0...5,0 (см. табл. 6) угол поворота кривошипа φ_ε, соответствующий пику ускорения ε_{5maxi}, падает от 78,56 до 18,55°, т.е. кривые ускорений имеют более плавный характер.

Закон движения ведомой кулисы механизма по схеме, приведенной на рис. 1, *г*, при значении параметра $\lambda < 3$ неблагоприятен, так как кривые ускорений на полуинтервале движения кулисы имеют положительные и отрицательные экстремумы, тем бóльшие по абсолютной величине, чем меньше λ. Такие законы движения недопустимы при высоких скоростях, поскольку пульсирующие силы инерции приводят к возникновению дополнительных динамических нагрузок на привод и звенья механизма. Поэтому для данной схемы механизма необходимо принимать $\lambda \geq 3$.

Значение λ, соответствующее минимуму ε_{5max}, зависит от коэффициента k_τ, с увеличением которого положение минимума ε_{5max} смещается в сторону меньших значений λ (рис. 3).

Так, при $k_\tau = 0{,}889$ минимальное значение ε_{5max} ведомой кулисы соответствует $\lambda \approx 3$; при $k_\tau = 0{,}778 \rightarrow \lambda \approx 2{,}8$; при $k_\tau = 0{,}667 \rightarrow \lambda \approx 2{,}6$; при $k_\tau = 0{,}555...0{,}444 \rightarrow \lambda \approx 2{,}1$. При $k_\tau \leq 0{,}333$ функция ε_{5max} растет монотонно и локального минимума не имеет.

Следует отметить, что с учетом допустимого угла передачи, определяемого для кривошипно-ползунных механизмов, $\gamma_{min} = \arccos\lambda^{-1} \geq [\gamma]$, где $[\gamma]$ = 45...55° – допустимый угол передачи для шарнирных механизмов с поступательными кинематическими парами, минимальное значение λ должно быть не менее 1,6.

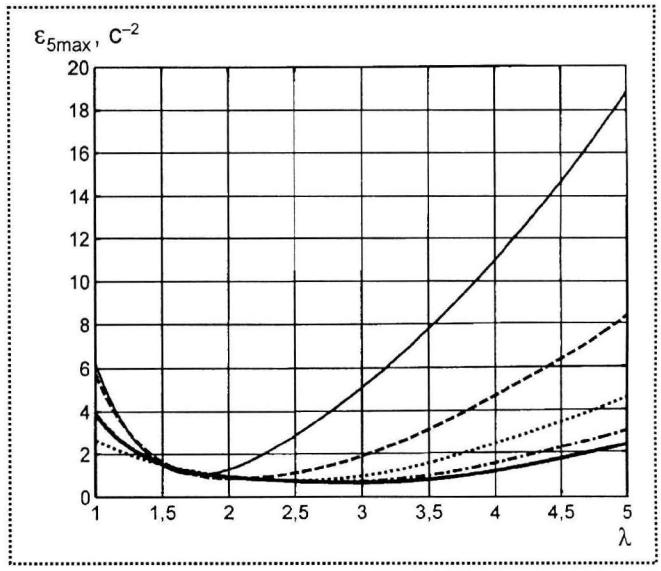


Рис. 3. Графики зависимостей констант пиков угловых ускорений ведомого звена полуоборотных кулисно-рычажных механизмов (см. рис. 1, *г*) от λ и k_τ:
——— – k_τ = 0,889; – · – · – – k_τ = 0,778; ····· – k_τ = 0,667; – – – – k_τ = 0,555; ——— – k_τ = 0,444

Основные параметры кулисно-рычажных механизмов, выполненных по рис. 1, *д*, приведены

5. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов по рис. 1, *в* (k_τ = 0,833)

Параметры механизма	Безразмерный параметр λ										
	1,8	2,0	2,2	2,6	3,0	3,2	3,6	4,0	4,2	4,6	5,0
μ	5,04	6	7,04	9,36	12	13,4	16,6	20	21,8	25,8	30
ω_{5maxi}, с$^{-1}$	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	2,6	2,8	3,0
ε_{5maxi}, с$^{-2}$	0,87	1,05	1,24	1,68	2,17	2,44	3,01	3,63	3,96	4,66	5,41
φ_ε,°	34,6	29,2	25,8	21,4	18,5	17,4	15,6	14,1	13,5	12,4	11,5
N_{5maxi}	0,97	1,27	1,61	2,45	3,51	4,13	5,57	7,30	8,28	10,5	13,0
B	2,33	2,50	2,67	3,00	3,33	3,50	3,83	4,17	4,33	4,67	5,00
C	7,59	9,17	10,8	14,7	18,9	21,3	26,3	31,7	34,6	40,7	47,2
D	14,1	18,5	23,4	35,6	51,0	60,0	81,0	106	120	153	189

Обозначения: $\lambda = l/r = \frac{AB}{OA}$; $\mu = k/r = \frac{BD}{OA}$.

в табл. 7. Характер изменения кривых инвариантов подобия угловой скорости ω_{5i} и ускорения ε_{5i} ведомой кулисы рассматриваемых механизмов для $\rho = 2$ показан в табл. 3.

Из табл. 7 и кинематических диаграмм, изображенных в табл. 3, видно увеличение геометрического параметра ρ, что приводит, с одной стороны, к росту габаритов механизма λ, с другой – к уменьшению длины L участка приближения шатунной кривой к прямой линии.

При $\rho = 2$ получаем теоретически

$$\Lambda = 0,$$

где $\Lambda = L/r$ – относительная длина прямолинейного участка шатунной кривой, соответствующая высотою ведомого звена; r – радиус кривошипа.

6. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов (по рис. 1, *г*)

Безразмерный параметр λ	Параметры механизма								
	ρ	ω_{5maxi}, c^{-1}	ε_{5maxi}, c^{-2}	$\pm\varphi_\varepsilon$, °	N_{5maxi}	γ_{min}	B	C	D
1,6	0,96	$\frac{1{,}090}{0{,}3}$	$\frac{1{,}322}{1{,}009}$	$\frac{112{,}4}{67{,}1}$	$\frac{0{,}888}{1{,}072}$	51°18′	–	–	–
1,8	1,44	$\frac{0{,}99}{0{,}4}$	$\frac{1{,}081}{0{,}741}$	$\frac{108{,}71}{57{,}51}$	$\frac{0{,}606}{0{,}789}$	56°15′	–	–	–
2,0	2	$\frac{0{,}93}{0{,}5}$	$\frac{0{,}927}{0{,}56}$	$\frac{104{,}81}{48{,}73}$	$\frac{0{,}442}{0{,}631}$	60°	–	–	–
2,2	2,64	$\frac{0{,}898}{0{,}6}$	$\frac{0{,}823}{0{,}418}$	$\frac{100{,}67}{40{,}78}$	$\frac{0{,}329}{0{,}536}$	62°57′	–	–	–
2,4	3,36	$\frac{0{,}886}{0{,}7}$	$\frac{0{,}75}{0{,}295}$	$\frac{96{,}19}{33{,}55}$	$\frac{0{,}239}{0{,}479}$	65°22′	–	–	–
2,6	4,16	$\frac{0{,}895}{0{,}8}$	$\frac{0{,}700}{0{,}180}$	$\frac{91{,}21}{26{,}62}$	$\frac{0{,}154}{0{,}447}$	67°22′	–	–	–
2,8	5,04	$\frac{0{,}928}{0{,}9}$	$\frac{0{,}667}{0{,}075}$	$\frac{85{,}47}{18{,}9}$	$\frac{0{,}07}{0{,}437}$	69°04′	–	–	–
3,0	6	1,0	0,651	78,56	0,45	70°31′	1,67	5,68	6,54
3,2	7,04	1,1	0,654	69,75	0,49	71°47′	1,83	5,71	7,12
3,4	8,16	1,2	0,687	58,05	0,59	72°53′	2,00	6,00	8,58
3,6	9,36	1,3	0,767	44,78	0,76	73°52′	2,17	6,70	11,05
3,8	10,64	1,4	0,899	35,26	0,99	74°44′	2,33	7,85	14,39
4,0	12	1,5	1,066	29,66	1,28	75°31′	2,50	9,31	18,60
4,2	13,44	1,6	1,256	26,05	1,62	76°13′	2,67	10,96	23,5
4,4	14,96	1,7	1,463	23,46	2,01	76°51′	2,83	12,77	29,2
4,6	16,56	1,8	1,686	21,48	2,45	77°26′	3,00	14,72	35,6
4,8	18,24	1,9	1,923	19,88	2,95	77°58′	3,17	16,79	42,9
5,0	20	2,0	2,174	18,55	3,51	78°27′	3,33	18,98	51,0

Примечание. В числителе указаны параметры, соответствующие их локальным экстремумам; в знаменателе – константы пиков ω_{5maxi}, ε_{5maxi}, N_{5maxi} при $\varphi = 0$.

Обозначения: $\lambda = l/r = \frac{AB}{OA}$; $\mu = k/r = \frac{BD}{OA}$.

Коэффициент относительной продолжительности поворота k_τ при этом возрастает от 0,172 до 0,997 при соответствующем увеличении ρ от 1,1 до 2. Константы пиков угловых скорости ω_{5maxi}, ускорения ε_{5maxi} и динамической мощности N_{5maxi} с увеличением параметра ρ монотонно убывают. Механизмы с параметрами $\rho \le 1{,}2$ недостаточно динамичны, так как показывают максимальные значения пиков угловых скорости ω_{5maxi} = 15,69, ускорения ε_{5maxi} = 135,7 и динамической мощности N_{5maxi} = 1688.

К недостаткам закона движения ведомого звена данного механизма следует отнести резкий переход от положительных ускорений к отрицательным, что соответствует углам φ_ε = 2,54...9,28°. Несмотря на то, что закон движения ведомой кулисы теоретически безударный, малые значения угла φ_ε могут привести к возникновению "мягкого" удара в середине фазы движения, соответствующей максимуму угловой скорости. Следовательно, устранение "мягкого" удара в начале и конце поворота ведомо-

7. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов по рис. 1, *д*

Параметры механизма	Безразмерный параметр ρ									
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
λ	3,238	3,986	4,666	5,317	5,949	6,571	7,185	7,794	8,399	9
Λ	5,23	5,605	5,751	5,734	5,570	5,257	4,776	4,067	2,999	0
ω_{5maxi}, c^{-1}	15,69	9,46	7,28	6,15	5,45	4,98	4,63	4,37	4,17	4
ε_{5maxi}, c^{-2}	135,7	48,5	28,6	20,5	16,2	13,6	11,8	10,6	9,67	8,96
φ_ε,°	2,54	4,25	5,47	6,39	7,12	7,71	8,20	8,61	8,97	9,28
k_τ	0,172	0,26	0,335	0,404	0,47	0,538	0,609	0,687	0,783	0,997
N_{5maxi}	1688	365	166	100,5	70,5	54,0	43,9	37,1	32,3	28,7
B	5,40	4,92	4,87	4,96	5,13	5,35	5,64	6,00	6,52	7,98
C	50,4	41,2	40,25	42,0	45,1	49,3	55,1	62,8	74,4	112
D	216	161	156	166	185	211	249	302	389	715
Обозначения: $\rho = d/r = \frac{OB}{OA}$; $\lambda = l/r = \frac{AD}{OA}$.										

8. Параметры полуоборотных кулисно-рычажных механизмов по рис. 1, *е*

Параметры механизма	Безразмерный параметр ρ										
	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
δ	0,25	0,36	0,49	0,64	0,81	1,0	1,44	1,96	2,56	3,24	4,0
ω_{5maxi}, c^{-1}	0,55	0,57	0,59	0,61	0,64	0,67	0,72	0,79	0,85	0,93	1,00
ε_{5maxi}, c^{-2}	1,28	1,08	0,93	0,82	0,74	0,67	0,57	0,50	0,45	0,41	0,40
φ_ε,°	168	166	163	161	159	157	153	149	144	139	134
N_{5maxi}	0,34	0,29	0,25	0,22	0,20	0,19	0,16	0,15	0,18	0,24	0,32
B	0,92	0,95	0,98	1,02	1,07	1,12	1,20	1,32	1,42	1,55	1,67
C	11,2	9,42	8,12	7,16	6,46	5,85	4,98	4,36	3,93	3,60	3,52
D	4,93	4,16	3,62	3,23	2,93	2,71	2,39	2,25	2,58	3,48	4,70
Обозначения: $\rho = d/r = \frac{OB}{OA}$; $\delta = k/r = \frac{AD}{OA}$.											

го звена для рассматриваемой схемы механизма связано с существенным увеличением пика скорости, ускорения, динамической мощности и возникновением "мягкого" удара в середине фазы движения. Поэтому применение таких механизмов в загрузочно-ориентирующих устройствах может быть нецелесообразным.

Сравнивая кинематические и динамические параметры механизмов по рис. 1, *е*, *д*, видно, что в первом случае законы движения ведомого звена более благоприятны с точки зрения динамики поворота. Кроме того, для механизма, выполненного по рис. 1, *д*, габариты ведомой кулисы и механизма в целом значительно больше, так как шатунная кривая более вытянута вдоль оси *y*. Возможность изменения коэффициента k_ε у механизмов по рис. 1, *е* существенно ограничена ($k_\varepsilon \geq 0{,}833$), что накладывает ограничения на их использование в машинах-автоматах с централизованной системой управления.

Основные параметры кулисно-рычажных механизмов по рис. 1, *е* приведены в табл. 8.

Характер изменения кривых инвариантов подобия угловой скорости ω_{5i} и ускорения ε_{5i} кулисы полуоборотного кулисно-рычажного механизма (см. рис. 1, *е*) для значений безразмерных параметров $\rho = 2{,}5$, $\delta = 2{,}25$ показан в табл. 3.

Из данных табл. 8 следует, что с ростом параметра ρ возрастают габариты механизма, а также константы пиков угловых скоростей ω_{5maxi}. Пики ускорений ведомого звена при этом монотонно убывают. Положение экстремумов φ_ε ускорений смещено в сторону углов φ, соответствующих началу (концу) движения кулисы, т.е. переход от положительных значений ускорений (разбег) к отрицательным (выбег) происходит более плавно, что является благоприятным фактором с точки зрения динамики. Константа пика динамической мощности N_{5maxi} имеет минимум, равный 0,15 при соответствующем значении $\rho = 2{,}4$. Из приведенных в табл. 3 кинематических диаграмм видно, что исследуемые параметры изменяются плавно. "Мягкие" удары в начале и конце движения ведомого звена отсутствуют.

Семейство законов движения ведомого звена рассматриваемого механизма отличается многообразием в зависимости от безразмерного геометрического параметра ρ:

- при $\rho \leq 1{,}8$ закон движения на большом участке движения близок к $\omega_{5i} = \text{const}$;
- при $1{,}8 < \rho \leq 2{,}4$ – диаграмма скоростей – полуветвь эллипса (или частный случай – полуокружность);
- при $2{,}4 < \rho \leq 2{,}7$ диаграмма ускорений близка к комбинированной из двух ветвей сопряженных гармоник (см. табл. 3, схема *е*);
- при $\rho > 2{,}7$ диаграмма ускорений близка к равнобокой трапеции.

Недостатком рассматриваемой схемы механизма является относительно узкий диапазон изменения коэффициента относительной продолжительности поворота ведомого звена ($k_\tau \geq 0{,}833$) вследствие малой длины прямолинейного участка приближения шатунной кривой и углов поворота ведущего звена – $30° \leq \varphi_{max} \leq 30°$, соответствующих периоду выстоя. С уменьшением ρ коэффициент k_τ возрастает и при $\rho < 1{,}2$ стремится к 1,0. В этом случае механизм теоретически будет иметь в крайних точках позиционирования только мгновенную остановку ведомой кулисы.

В табл. 9 приведены значения критериев *B*, *C*, *D* качественной оценки законов движения полуобо-

9. Критерии качественной оценки законов движения полуоборотных механизмов, выполненных по рис. 1

Схема механизма по рис.1	Критерии оценки законов движения		
	B	*C*	*D*
Схема а: $\rho = 0{,}8$; $\lambda = 1{,}1$; $\beta = 180°$; $k_\tau = 0{,}23$	4,35	32,0	111,5
Схема б: $\rho = 0{,}4638$; $\lambda = 2{,}828$; $\beta = 90°$; $k_\tau = 0{,}667$	5,4	52,0	–
Схема в: $\lambda = 1{,}8$, $k_\tau = 0{,}778$	2,96	12,9	–
Схема г: $\lambda = 2{,}8$, $k_\tau = 0{,}778$	2,81	5,32	–
Схема д: $\rho = 1{,}3$; $\lambda = 4{,}67$; $k_\tau = 0{,}335$	4,87	40,25	156
Схема е: $\rho = 3$; $\delta = 4$; $k_\tau = 0{,}833$	1,67	3,49	4,70

ротных механизмов (см. рис. 1), имеющих наиболее благоприятные кинематические и динамические характеристики:

$$B = \omega_{5\,\max i}\varphi_{\Sigma}/\pi;\ C = \varepsilon_{5\,\max i}\varphi_{\Sigma}^{2}/\pi;$$

$$D = N_{5\,\max i}\varphi_{\Sigma}^{3}/\pi^{2}.$$

Анализ табл. 9 показывает, что механизмы, выполненные по рис. 1, *г* и *е*, имеют минимальные значения критериев скорости *B* и ускорения *C*. Наибольшее значение пика ускорения *C* характерно для механизмов с приводом от лямбдообразного шарнирного четырехзвенного механизма общего вида (см. рис. 1, *а*) и с приводом от прямолинейно-направляющего кривошипно-кулисного механизма (см. рис. 1, *д*). Для последнего механизма константа пика кинетической мощности *D* будет также максимальной.

Закон движения механизма с приводом от прямолинейно-направляющего кривошипно-ползунного механизма (рис. 1, *е*) является оптимальным, так как уменьшение пиков ускорения *C* не связано с ростом пиков кинетической мощности *D* и при этом в меньшей мере увеличиваются пики скоростей *B*.

Выводы

1. Сравнительный анализ качественных характеристик безударных полуоборотных механизмов периодического движения, выполненных по рис. 1, показал, что наилучшими кинематическими и динамическими свойствами обладают механизмы, выполненные по рис. 1, *г, е*.

2. Механизмы с приводом от шарнирного четырехзвенника общего вида ($\beta \neq 180°$) и с прямолинейной формой шатуна ($\beta = 180°$) могут быть использованы в устройствах активной ориентации заготовок, а также в поворотно-фиксирующих и ориентирующих устройствах сборочных машин-автоматов с централизованной и децентрализованной системами управления. Если исходные механизмы использованы в основном технологическом оборудовании или в силу компоновочных особенностей, которые должны удовлетворять специфическим требованиям конструкции сборочного автомата.

Список литературы

1. **Артоболевский И.И.** Механизмы в современной технике: в 7 т. / 2 изд. М.: Наука, 1979. 1981. 3244 с.

2. **Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М.** Механизмы: справочник. 4 изд. М.: Машиностроение, 1976. 784 с.

3. **А.с. 1315698 СССР, МКИ F16H27/06.** Кантователь / И.В. Надеждин, В.М. Абрамов, В.В. Михрютин // Открытия. Изобретения. Бюл. № 21.

НОВАЯ КНИГА

Распопов В.Я.

Микромеханические приборы: учебное пособие. – М.: Машиностроение, 2007. – 400 с.: ил.

ISBN 5-217-03360-6

Изложены терминология, классификация, конструкции и принципы работы микромеханических осевых и маятниковых акселерометров, датчиков давления и гироскопов LL-, LR- и RR-типов. Даны описание и расчет прямых (датчиков перемещений и деформаций) и обратных (датчиков сил и моментов) преобразователей в микромеханическом исполнении, схемы электронной обработки сигналов.

Приведены примеры электронного устранения ошибок микрогироскопов, в частности квадратурной; описана электронная частотная настройка режимов работы микрогироскопов. Рассмотрены конструктивные схемы и расчет упругих подвесов и мембран, динамика чувствительных элементов, включающая уравнения движения, передаточные функции, частотные характеристики и функциональные зависимости перемещений чувствительных элементов от измеряемой величины. Даны расчет газового и конструкционного демпфирования, теория и расчет измерительных цепей приборов прямого и компенсационного преобразований, а также основные погрешности измерений, примеры вычислений.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности "Приборостроение" направления подготовки "Приборостроение", а также может быть полезна аспирантам и инженерно-техническим работникам.

Цена с НДС 550 р.

УДК 658.2

А.И. Коршунов, *канд. техн. наук*
(Ижевский государственный технический университет)

Конструктивно-технологическая сложность технологического передела "слесарно-сборочные работы"

Дано описание общей модели оценки конструктивно-технологической сложности машиностроительного изделия, уточненной для технологического передела "слесарно-сборочные работы", основные определения и необходимые расчетные формулы.

In the article the generalized model of evaluation of constructive – technological complexity of a machine-building item specified for technological alteration "metalwork-assembly works" is described. The main definitions and necessary settlement formulas are given.

Решение ряда производственно-экономических задач, возникающих на различных этапах и стадиях жизненного цикла машиностроительного изделия, требует определения показателя конструктивно-технологической сложности (КТС) [1] машиностроительного изделия.

Конструктивно-технологическая сложность машиностроительного изделия представляет собой неотъемлемое его свойство, учитывающее геометрические, структурные и субстантные свойства изделия и его структурных составляющих, а также предъявляемые к ним конструкторские и технологические требования в соответствии с существующим уровнем развития производительных сил. Ее можно рассматривать как меру затрат ресурсов на реализацию различных этапов жизненного цикла машиностроительного изделия.

Конструктивно-технологическая сложность машиностроительного изделия представляет собой комплексный показатель, обобщающий ряд показателей сложной технической системы – машиностроительного изделия. Определим общий алгоритм построения этого сводного показателя [2]:

1. Формирование вектора $x = (x_1, ..., x_n)$ исходных характеристик, каждая из которых необходима и достаточна для оценки исследуемого объекта.

2. Формирование вектора $q = (q_1, ..., q_m)$ отдельных (частных) показателей, представляющих собой функции $q_i = f(x)$, $i = 1, ..., m$ вектора исходных характеристик, оценивающие различные аспекты исследуемого объекта.

3. Выбор вида синтезирующей функции $Q(q)$, сопоставляющей вектору отдельных показателей $q = (q_1, ..., q_m)$ сводную оценку Q, характеризующую исследуемый объект в целом.

В соответствии с предложенной структурно-иерархической моделью машиностроительного изделия введем дополнительные определения.

Назовем *деталесборочной единицей (ДСЕ)* структурный элемент машиностроительного изделия, который может представлять собой сборочную единицу или деталь.

Назовем *технологическим переделом* совокупность технологических операций в машиностроительном производстве, характеризующуюся определенным сходством применяемых технологических способов обработки и относящихся к определенному технологическому методу.

Модель машиностроительного изделия при оценке КТС показана на рис. 1.

В общем случае будем рассматривать m технологических переделов TP_j, применяемых в машиностроительном производстве. Таким образом, существует множество технологических переделов,

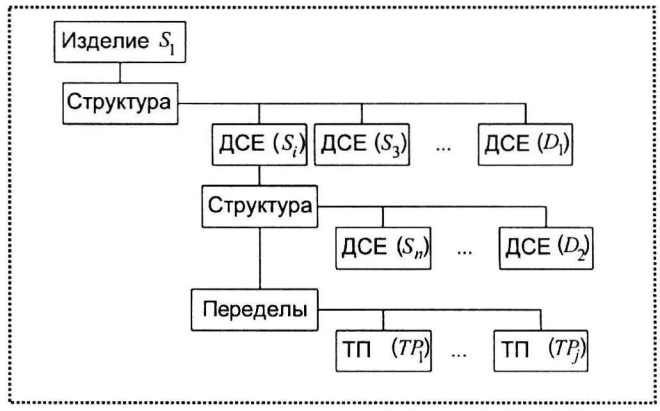


Рис. 1. Модель машиностроительного изделия при оценке конструктивно-технологической сложности:
S – сборочная единица; D – деталь

охватывающее все технологические переделы, применяемые в машиностроении:

$$TP = \{TP_j | j = 1, 2, ..., m\}. \quad (1)$$

В общем случае КТС машиностроительного изделия представляет собой функцию

$$C = f(S, D, R, P, TP), \quad (2)$$

где S – множество сборочных единиц машиностроительного изделия; D – множество деталей машиностроительного изделия; R – множество отношений между структурными составляющими машиностроительного изделия; P – множество параметров машиностроительного изделия.

КТС деталесборочной единицы определяется как функция, аддитивная относительно конструктивно-технологической сложности непосредственно входящих в нее ДСЕ и применяемых к ней технологических переделов [3]:

$$C_{\text{ДСЕ}} = \sum_{j=1}^{m} C_{\text{ДСЕ}\,j} + \sum_{i=1}^{n} C_{\text{п}\,i}, \quad (3)$$

где m – количество ДСЕ, непосредственно входящих в общую ДСЕ; $C_{\text{ДСЕ}j}$ – конструктивно-технологическая сложность j-й ДСЕ нижнего уровня; n – количество технологических переделов, применяемых к ДСЕ; $C_{\text{п}\,i}$ – конструктивно-технологическая сложность, соответствующая i-му технологическому переделу, применяемому к конкретной ДСЕ.

Функция (3) является рекурсивной и должна применяться в соответствии с иерархической структурой машиностроительного изделия, причем изделие является ДСЕ самого верхнего уровня, т.е. корнем дерева структуры изделия.

КТС изготовления деталесборочной единицы, являющейся терминальной вершиной дерева структуры, соответственно детали, определяется как функция

$$C_{\text{ДСЕ}} = \sum_{i=1}^{n} C_{\text{п}\,i}. \quad (4)$$

Расчет КТС, соответствующей конкретному технологическому переделу, должен производиться с использованием математической модели, разрабатываемой индивидуально для каждого передела. Для определения сложности технологического передела используют декомпозицию сущности (в данном случае передела) на отдельные сущности более низкого порядка (элементы).

Для каждого передела определяется множество допустимых элементов E_i, относящихся к данному переделу,

$$E^{TP_j} = \{E_i | i = 1, 2, ..., n\}.$$

Каждый элемент также относится к определенному классу элементов G_j, составляющих некоторое множество

$$G = \{G_j | j = 1, 2, ..., l\}.$$

Каждый элемент E_i может быть отнесен только к одному из рассматриваемых классов G_j.

Для каждого класса элементов определяют некоторое множество элементов

$$B^{G_j} = \{b_h | h = 1, 2, ..., r\},$$

обеспечивающих порождение всех допустимых элементов данного класса

$$E^{G_j} = \{E_l | l = 1, 2, ..., s\},$$

где $E^{G_j} \subseteq E^{TP_j}$.

Элементы, относящиеся к множеству B^{G_j}, называются *порождающими элементами* класса G_j.

Элементы E_i, относящиеся к множеству E^{TP_j}, называются, соответственно, *порожденными элементами*. Для каждого из элементов определено множество порождающих элементов

$$B^{E_i} = \{b_k | k = 1, ..., u\},$$

определяющих данный элемент, $B^{E_i} \subseteq B^{G_j}$:

$$E_i = f(B^{E_i}, M), \quad (5)$$

где M – множество преобразований, разрешенных для данного технологического передела.

Каждый элемент E_i характеризует некоторая совокупность параметров

$$P^E = \{P_i^E | i = 1, 2, ..., p\},$$

где $P^E \subseteq P$.

Каждый из параметров определяет некоторое множество значений, мощность которого специфична для каждого конкретного параметра:

$$Pz = \{pz\}.$$

При анализе технологического передела, применяемого к конкретной ДСЕ, выделяют элементы, соответствующие порожденным элементам E_i, относящимся к данному технологическому переделу.

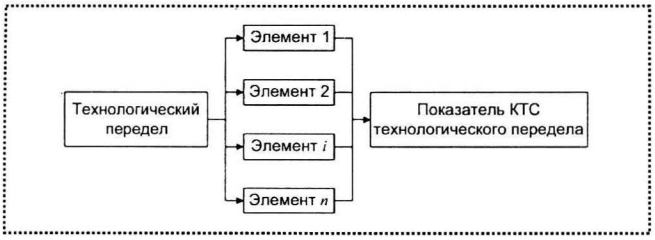


Рис. 2. Принципиальная схема формирования показателя конструктивно-технологической сложности технологического передела

КТС технологического передела определяют в виде аддитивной функции, учитывающей сложности выделенных для конкретной ДСЕ элементов (рис. 2), относящихся к данному переделу:

$$C_{\text{п}} = \sum_{j=1}^{l}\left[\sum_{i=1}^{s}\left[\sum_{k=1}^{n_i} C_k^E\right]\right], \qquad (6)$$

где $C_{\text{п}}$ – КТС технологического передела, применяемого к ДСЕ; l – число классов элементов технологического передела; s – количество порожденных элементов в j-м классе; n_i – количество однотипных элементов, соответствующих i-му порожденному элементу; C_k^E – сложность k-го элемента, соответствующего i-му порожденному элементу.

КТС элемента класса определяется в виде функциональной зависимости, учитывающей параметры элемента и соответствующего изделия:

$$C^E = f(B^E, P^E, P_{\text{ДСЕ}}, P), \qquad (7)$$

где B^E – множество порождающих элементов, определяющих данный элемент; P^E – множество параметров, характеризующих элемент E_i; $P_{\text{ДСЕ}}$ – множество параметров, характеризующих конкретную деталесборочную единицу, относительно которой рассматривают элемент; P – множество параметров, характеризующих машиностроительное изделие.

Конструктивно-технологическая сложность элемента может определяться для некоторых переделов как сложность связи между двумя элементами или ДСЕ.

Функция сложности для элемента, относящегося к некоторому технологическому переделу, должна рассматриваться как мультипликативная функция относительно ряда показателей, учитывающих конструкторско-технологические признаки элемента, деталесборочной единицы и собственно изделия, представленные соответственно их параметрами P^E, $P_{\text{ДСЕ}}$, P. Таким образом,

$$C^E = q\prod_{m=1}^{n} K_m, \qquad (8)$$

где q – нормирующий коэффициент для соответствующего элемента класса; K – m-й показатель; n – общее количество показателей, определенных для данного технологического передела.

В ходе исследований было предложено показатели K_m представлять в виде относительных коэффициентов, учитывающих соответствующие конструкторско-технологические признаки исследуемого объекта, где $K_m > 0$.

Модель КТС "слесарно-сборочных работ"

Одним из наиболее трудоемких технологических переделов являются "слесарно-сборочные работы".

Под сборкой следует понимать совокупность технологических операций по подготовке деталей к сборке, их соединение в определенной технически и экономически целесообразной последовательности для получения готового изделия, отвечающего установленным для него требованиям [4].

В соответствии с общей моделью КТС машиностроительного изделия для передела "слесарно-сборочных работ" используют математическую модель, разработанную в соответствии с существующей спецификой и технологическими методами ее реализации. В качестве первичного элемента, обеспечивающего декомпозицию соответствующего технологического передела, используют *элементарную работу*.

Элементарной работой будем называть последовательность действий, обеспечивающих выполнение определенной ограниченной совокупности работ по слесарной обработке и сборке деталесборочной единицы.

В соответствии с предложенной моделью КТС определено множество классов элементарных работ.

При $l = 6$

$$G = \{G_j \mid j = 1, 2, ..., l\}.$$

Тогда (рис. 3):

- G_1 = "Подготовительные работы";
- G_2 = "Сборка узлов с подшипниками и втулками";

- G_3 = "Сборка зубчатых передач";
- G_4 = "Сборка соединений со шпонками";
- G_5 = "Сборка резьбовых соединений";
- G_6 = "Сборка неразъемных соединений".

Порождающими элементарными работами класса элементарных работ G_j называется некоторое множество элементов $B^{G_j} = \{b_h | h = 1, 2, ..., r\}$, являющихся носителями характерных технологических и организационно-технических признаков данного класса и обеспечивающих порождение всех допустимых элементов данного класса $E^{G_j} = \{E_l | l = 1, 2, ..., s\}$.

Для описания совокупности всех возможных элементарных работ в каждом классе определено множество порождающих элементарных работ [1]:

- B^{G_1} = "Мойка плоскости", "Опиливание контура", "Полирование плоскости", "Притирка плоскости";
- B^{G_2} = "Сборка втулки с валом", "Сборка вала с цилиндрическим подшипником";
- B^{G_3} = "Сборка вала с цилиндрическим зубчатым колесом";
- B^{G_4} = "Сборка соединения с призматической шпонкой";
- B^{G_5} = "Сборка винтового соединения", "Сборка болтового соединения";
- B^{G_6} = "Сборка заклепочного соединения".

Каждой порождающей элементарной работе соответствует нормативная совокупность действий, обеспечивающая технологический метод его изготовления, соответствующий существующему уровню развития производительных сил.

Порожденные элементарные работы формируются путем модификации последовательности действий, соответствующих порождающей элементарной работе, либо комбинации нескольких порождающих элементарных работ [1]. Они составляют исходное множество элементов $E^{TP_2} = \{E_i | i = 1, 2, ..., n\}$, непосредственно используемых для формирования информационной модели технологического передела "слесарно-сборочные работы" для конкретной деталесборочной единицы.

В настоящее время мощность множества достигает нескольких десятков элементов, и по мере необходимости, вводятся новые элементарные работы. Для каждого из элементов E_i сформировано множество порождающих элементарных работ $B^{E_i} = \{b_k | k = 1, ..., u\}$, определяющих данную элементарную работу, где $B^{E_i} \subseteq B^{G_j}$ (см. рис. 3).

Каждая элементарная работа как элемент множества E_i характеризуется некоторой совокупностью параметров $P^{E_i} = \{P_j^{E_i} | j = 1, 2, ..., p\}$.

В соответствии с общей моделью КТС сложность передела "слесарно-сборочных работ" определяют, используя аддитивную функцию:

$$C_{\text{п(сс)}} = \sum_{j=1}^{l} \left[\sum_{i=1}^{s} \left(\sum_{k=1}^{n_j} C_{\text{А}} \right) \right], \qquad (9)$$

где $C_{\text{п(сс)}}$ – конструктивно-технологическая сложность технологического передела "слесарно-сборочные работы"; l – число классов элементарных работ; s – количество порожденных элементарных работ в j-м классе; n_i – количество однотипных элементарных работ, соответствующих i-й порожденной элементарной работе; $C_{\text{А}}$ – сложность k-й элементарной работы.

Функция сложности (7) для элементарной работы, относящейся к данному технологическому переделу, в соответствии с принятой концепцией определяют как мультипликативную функцию относительно ряда коэффициентов, учитывающих параметры элементарной работы, в соответствии с [1]

$$C_{\text{А}} = f(B^{E_i}, P^{E_i}, P_{\text{ДСЕ}}). \qquad (10)$$

В результате исследований определено конечное множество показателей, учитывающих соответствующие параметры:

$$K = \{K_m | m = 1, 2, 3\},$$

где K_1 – показатель, учитывающий размерные характеристики элементарной работы $K_{\text{р}}$; K_2 – показатель, учитывающий весовые характеристики элементарной работы $K_{\text{в}}$; K_3 – структурно-параметрический показатель сложности элементарной работы $K_{\text{стр}}$.

Таким образом, выражение (8) принимает вид мультипликативной функции:

$$C_{\text{А}} = q \prod_{m=1}^{3} K_m.$$

Коэффициент q нормирует полученные значения сложности элементарных работ, обеспечивая их однородность. В том случае, когда мощность множества B^E равна одному элементу, т.е. данному

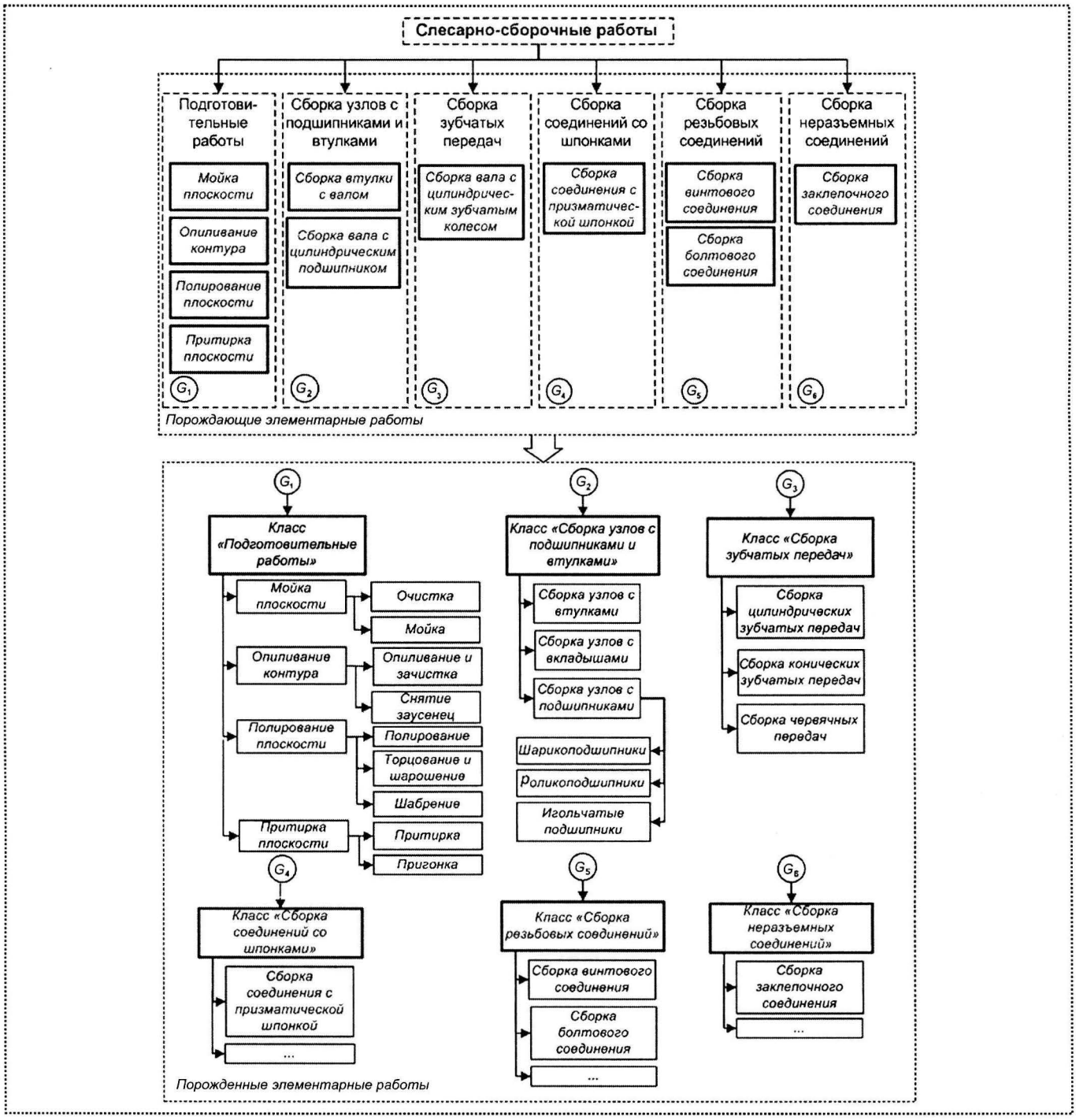


Рис. 3. Классификатор элементарных работ, относящихся к технологическому переделу "слесарно-сборочные работы"

элементу соответствует один порождающий элемент, формула принимает следующий вид:

$$q = \frac{T_{b_i}}{T_0}, \qquad (11)$$

где T_{b_i} – трудоемкость, которая соответствует данной элементарной работе, порождаемой элементарной работой $b_i \in B^E$; T_0 – трудоемкость обработки базового элемента модели, в качестве которого выбран элемент "Плоскость открытая", таким образом T_0 = 5,48 мин [1].

Выражение, используемое для определения сложности элементарной работы, принимает вид

$$C_{\text{А}} = qK_{\text{р}}K_{\text{в}}K_{\text{стр}}. \qquad (12)$$

Структурно-параметрический показатель сложности $K_{стр}$ представляет собой также мультипликативную функцию вида

$$K_{стр} = K_{уд} K_{усл}, \quad (13)$$

где $K_{уд}$ – показатель, учитывающий удобство выполнения работы; $K_{усл}$ – показатель, учитывающий дополнительные условия выполнения работы.

В результате функция (6) принимает вид

$$C_{п(сс)} = \sum_{j=1}^{l} \left[\sum_{i=1}^{s} q_i \left(\sum_{k=1}^{n^i} K_р K_в K_{стр} \right) \right]. \quad (14)$$

Показатели, входящие в выражения (12), (13), определены таким образом, что $K > 0$.

Для численной оценки показателей использовались методы математической статистики и экспертного оценивания.

Для оценки показателей, учитывающих размерные и весовые характеристики работ, использовались методы корреляционно-регрессионного анализа, позволившие выявить значимые факторы и построить уравнения регрессии для оценки численных значений рассматриваемых показателей. Значения показателей, входящих в структурно-параметрический показатель сложности элементарной работы, оценивались с привлечением процедур экспертного оценивания.

Вывод

Предложенная модель оценки КТС "слесарно-сборочных работ" обеспечивает определение показателя сложности изготовления машиностроительного изделия в соответствии со структурой и конструкторско-технологическими требованиями, предъявляемыми к изделию и ее структурным составляющим ДСЕ. Использование показателя КТС позволяет оценивать трудоемкость и затраты на изготовление изделия на основных этапах и стадиях его жизненного цикла.

Список литературы

1. **Шарин Ю.С., Якимович Б.А., Толмачев В.Г., Коршунов А.И.** Теория сложности. Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 1999. 132 с.

2. **Построение** в условиях дефицита информации сводных оценок сложных систем / С.К. Колганов, В.В. Корников, П.Г. Попов, Н.В. Хованов. М.: Радио и связь, 1994. 80 с.

3. **Коршунов А.И., Якимович Б.А.** Разработка элементов информационной системы машиностроительного предприятия с использованием показателя конструктивно-технологической сложности // Информационные технологии. 2004. № 6. С. 33–40.

4. **Суслов А.Г.** Технология машиностроения: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 2004. 400 с.

НОВАЯ КНИГА

Кожевников Д.В., Кирсанов С.В.

Резание материалов: Учебник для студентов высших учебных заведений / под общей редакцией С.В. Кирсанова. – М.: Машиностроение, 2007. 304 с.; ил.

ISBN 5-217-03357-6

Рассмотрены общие сведения о резании материалов, вопросы стружкообразования, сложные схемы резания, тепловые явления, прочность, износ и стойкость инструментов, обрабатываемость материалов резанием и особенности процесса резания многолезвийными и абразивными инструментами.

Для студентов машиностроительных специальностей технических вузов и инженерно-технических работников машиностроительных производств.

Цена с НДС 363 р.

УДК 658.5:681.5.015

А.П. Кузнецов, *канд. техн. наук (Воткинский филиал ИжГТУ)*

Теоретические основы синтеза и анализа структур–стратегий производственных систем машиностроения при выборе многономенклатурного оборудования

На основе теоретических разработок решается важная научно-практическая задача повышения эффективности машиностроительных производственных систем на этапе их модернизации или проектирования.

In this work on the base of theoretical researches has been solved scientific-practical problem of efficiency increasing of manufacturing systems in machine building industry at a stage of their modernization or designing.

Российские и зарубежные ученые добились значительных результатов в исследованиях вопросов методологии создания и управления организационными и технологическими инновациями, включая совершенствование и техническое развитие производственных систем изготовления новой машиностроительной продукции и оценки эффективности их функционирования.

На современном этапе развития машиностроительного комплекса страны требуются научно-обоснованные подходы к выбору элементов, наполняющих производственные системы (ПС) предприятий. К таким элементам ПС машиностроения относится и многономенклатурное оборудование, выполняющее как операции, связанные с металлообработкой, так и сборкой изделий отрасли. Особую важность все это имеет в условиях, когда существенная часть основных фондов предприятий страны требует модернизации, частичной замены и разработки формального теоретического аппарата, обеспечивающего обоснованное принятие решения о выборе и приобретении того или другого вида оборудования.

Цель настоящей работы: повысить эффективность развития производственных систем машиностроения на основе разработки и исследования формирования структур–стратегий многономенклатурных металлообрабатывающих и сборочных производств.

Работа написана в развитие теоретических основ структур–стратегий ПС машиностроения и дополнена критериями выбора, необходимыми для логического завершения работы.

*Введем следующие определения, применяемые в работе.**

Определение 1. Производственная система – это совокупность процессов, происходящих в технологической, информационной и организационных структурах предприятия, при изготовлении изделий с требуемыми свойствами.

Определение 2. Под структурой–стратегией ПС машиностроения понимается определенный набор ее элементов и упорядоченных вариантов технологий: изготовления изделий, передачи информации, организации управления, реализующих этапы жизненного цикла изделий.

Примечание. Элементы и технологии взаимно адаптированы к изделиям определенной конструктивно-технологической сложности (КТС).

Более подробно с исследованиями в области конструктивно-технологической сложности можно ознакомиться в [1, 2].

КТС учитывает такие параметры изделия, как точность, материал, заготовка, качество поверхности, количество конструктивно-технологических элементов, и может служить тем технико-экономическим показателем, который позволяет классифицировать изделия по группам относительно их трудоемкости и сложности изготовления.

Структуру-стратегию представим в виде кортежа

$$F = \langle T;\ I;\ O \rangle, \qquad (1)$$

где T – технологическая структура; I – информационная структура; O – организационная структура.

Отношение F над множествами [см. (1)] определяется через их декартово произведение

$$F = T \times I \times O, \qquad (2)$$

где множество F – декартово произведение.

Выберем какое-либо собственное подмножество C

$$F^C \in F.$$

*С точки зрения понимания проблемы авторами.

Это подмножество определит конкретное отношение на множествах T, I, O или взаимосвязь между ними, т.е. зафиксирует взаимосвязь между элементами

$$F^C \in T \times I \times O.$$

Определение 3. Будем называть множество F^C множеством вариантов изготовления изделия определенной КТС.

Как мы видим, изделия могут быть изготовлены в разных структурах-стратегиях.

Модель структур–стратегий ПС машиностроения. В общем виде модель F_i^C представим следующим образом:

$$F_i^C = (ST_k, US_j, \Phi_i, PK_i^Q, PP_i^Q, OP_i^Q, I_i^Q, BL, G), \quad (3)$$

где ST_k – k-е состояние системы; US_j – j-й вектор внешних условий; Φ_i – показатель i-й структуры-стратегии; PK_i^Q, PP_i^Q, OP_i^Q, I_i^Q – множество вариантов реализации соответственно проектно-конструкторских работ, технологической подготовки производства, опытного производства, информационного сопровождения продукции в i-й структуре-стратегии; BL – критерий Байеса-Лапласа; G – гибкий критерий; Q – подмножество характеристик вариантов реализации.

Исследования [3] показали, что каждая F_i^C имеет свои особые характеристические кривые

$$\phi_i = f[(US_j)(ST_i)],$$

где ϕ_i – эффективность системы при i-й структуре-стратегии ПС машиностроения [3]; $US_j = (US_1, ..., US_k)$ – вектор внешних условий; $(ST_k) = (ST_1, ..., ST_k)$ – состояния системы.

Эффективность всего множества F_i^C структур-стратегий (минимальные финансовые и временны́е затраты, высокое качество изделий, надежность производственных процессов и т.д.) описывается не единственной кривой, а набором из числа имеющихся структур–стратегий и интервалов КТС.

Определение 4. Будем называть структуру-стратегию универсальной, если ее действия охватывают весь диапазон КТС изготавливаемых изделий или большую его часть и эффективны.

Определение 5. Структура–стратегия ПС машиностроения является специализированной, если максимум ее эффективности приходится на один интервал КТС.

Наполнение множеств PK_i^Q, PP_i^Q, OP_i^Q, I_i^Q производится на основании алгоритмов, описанных в работе [4].

Рассматривая структуры-стратегии представленным выше образом, необходимо говорить об их развитии в случае изменения КТС производственной программы. Здесь необходимо ввести *понятие состояния структур-стратегий*, так как это требует понимание тенденции ее развития.

Состояния структур–стратегий ПС машиностроения. Примем, что любая F_i^C в начальный момент времени t может иметь в качестве своего состояния следующие три равновероятных состояния ST_i:

$$ST_k(R_k, t_k, C_k, C_k^L) \begin{cases} ST_1(R_1, t_1, C_1, C_1^L), \\ ST_2(R_2, t_2, C_2, C_2^L), \\ ST_3(R_3, t_3, C_3, C_3^L), \end{cases} \quad (4)$$

где $ST_k(R_k, t_k, C_k, C_k^L)$ – k-е состояние структуры–стратегии, характеризующееся (R_k, t_k, C_k, C_k^L) – вектор параметров k-го состояния, состоящий из: R_k – риск при условии изменения k-го состояния структуры-стратегии; t_k, C_k – соответственно время и себестоимость изготовления производственной программы, определенного диапазона КТС сложности в k-м состоянии структуры-стратегии; C_k^L – конструктивно-технологическая сложность изготавливаемых деталей производственной программы в k-м состоянии структуры-стратегии.

- $ST_1(R_1, t_1, C_1, C_1^L)$ – структура-стратегия не изменяется при $R_1 = 0$, $t_1 \neq 0$, $C_1 \neq 0$, $C_1^L \neq 0$;

$$(R_1, t_1, C_1, C_1^L) \Rightarrow \text{const},$$

- $ST_2(R_2, t_2, C_2, C_2^L)$ – структура-стратегия частично изменяется (модернизируется) при $R_2 \neq 0$, $t_2 \neq 0$, $C_2 \neq 0$, $C_2^L \neq 0$;

$$(R_2, t_2, C_2, C_2^L) \Rightarrow \text{var},$$

- $ST_3(R_3, t_3, C_3, C_3^L)$ – структура-стратегия частично изменяется (модернизируется) при $R_3 \neq 0$, $t_3 \neq 0$, $C_3 \neq 0$, $C_3^L \neq 0$;

$$(R_3, t_3, C_3, C_3^L) \Rightarrow \text{var}.$$

В случае $ST_3 \neq ST_2$ будем считать, что

$$(R_2, t_2, C_2, C_2^L) \neq (R_3, t_3, C_3, C_3^L)$$

за счет прогностического изменения производственной номенклатуры изделий.

В рамках одной F_i^C можно сочетать несколько состояний, но $C_1^L \neq C_2^L \neq C_3^L$.

Целью F_i^C в любом из состояний является:

$$\phi_i \underset{\varphi}{\rightarrow} \max; \quad (5)$$

$$\varphi \begin{cases} R_{ki} \leq [R_{ki}], \\ t_{ki} \leq [t_{ki}], \\ C_{ki} \leq [C_{ki}], \\ C_{ki}^L \leq [C_{ki}^L] \leq C_{ki}^L, \end{cases} \quad (6)$$

где ϕ_i – показатель эффективности F_i^C структуры-стратегии [3]; $[R_{ki}]$ – допустимое значение риска F_i^C структуры-стратегии, находящейся в k-м состоянии; $[t_{ki}]$, $[C_{ki}]$ – допустимые значения соответственно времени изготовления производственной программы, себестоимости производственной программы определенного диапазона КТС в структуры-стратегии, находящейся в k-м состоянии; $[C_{ki}^L]$ – допустимое значение КТС производственной программы в F_i^C структуры-стратегии, находящейся в k-м состоянии.

Таким образом, все это позволяет обоснованно подойти к реализации стратегии развития производства на предприятии, перед которым возникла проблема технического развития или смена КТС номенклатуры производственной программы. Само множество может быть дополнено в зависимости от понимания процесса развития предприятия и от вектора внешних условий.

Вектор внешних условий. Под вектором внешних условий US_j будем понимать следующее:

$$US_j = (C_j^L,\ N_j,\ P_j), \quad (7)$$

где C_j^L, N_j – соответственно конструктивно-технологическая сложность и количество изделий j-й группы изделий; P_j – вероятность изготовления j-й группы изделий в F_i^C структуре-стратегии.

В качестве основной характеристики осваиваемого изделия принимается показатель его КТС.

Как показали исследования, представленные в [3], целесообразно ввести параметр, характеризующий вероятность появления изделия определенной КТС и величины партии.

Возможно несколько способов задания вектора внешних условий, перечислим их в порядке возрастания степени неопределенности.

Влияние внешних условий описывается заданием детерминированных параметров, где каждый параметр задан единственным значением из заданного множества $C_j^L \in C^L$, $N_j \in N$, $P_j \in P$.

Составляющие US_j *стохастические параметры,* принимающие значения в какой-либо определенной области согласно некоторому распределению вероятностей. Эти вероятностные распределения оценивают посредством частот, измеряемых или наблюдаемых при проведении достаточного большого числа опытов с соблюдением одинаковых условий.

В случае отсутствия каких-либо измерений или наблюдений частот необходимы гипотетические способы задания данных параметров, которые должны быть заданы интервальной оценкой:

$$US_j \begin{cases} \breve{C}_j^L \leq \overline{C}_j^L \leq \hat{C}_j^L; \\ \breve{N}_j \leq \overline{N}_j \leq \hat{N}_j; \\ \breve{P}_j \leq \overline{P}_j \leq \hat{P}_j. \end{cases} \quad (8)$$

Примечание. Необходимо учесть, что в матрице решений значения вектора внешних условий по параметрам можно задавать различными способами. В связи с этим необходимо предусмотреть различные виды критериев выбора.

Критерии выбора структур–стратегий производственных систем машиностроения:

- показатель эффективности ϕ_i F_i^C структуры–стратегии ПС машиностроения зависит от вектора внешних условий ST, а также от ее вариантов:
- параметры внешних условий могут быть заданы согласно (7, 8);
- поскольку в векторе внешних условий учитывается вероятность появления того или другого параметра, в качестве критерия выбора приняты два: критерий Байеса-Лапласа BL и гибкий критерий G. Данные критерии могут быть использованы как вместе, так и отдельно.

В условиях, когда параметры вектора внешних условий заданы детерминировано, с точки зрения времени проведения процедуры выбора более целесообразно применять критерий BL. При оценочной функции [5]

$$Z_{BL} = \max_i \phi_{ir}; \quad (9)$$

$$\phi_{ir} = \sum_{j=1}^{n} \phi_{ij} P_j; \quad (10)$$

$$F_0 = \{F_{i0} | F_{i0} \in F \wedge \phi_{i0} = \max_i \sum_{j=1}^{n} \phi_{ij} P_j \wedge \sum_{j=1}^{n} P_j = 1, \quad (11)$$

где Z_{BL} – оценочная функция BL-критерия (Байеса-Лапласа); ϕ_{ij} – показатель эффективности i-й ПС

в зависимости от j-го внешнего состояния; F_i – структура–стратегия i-й производственной системы.

Соответствующее правило выбора интерпретируют следующим образом: матрица решений $\|\phi_{ij}\|$ дополняется еще одним столбцом, содержащим математическое ожидание значений каждой из строк. Выбирают те варианты F_{i0}, в строках которых стоит наибольшее значение ϕ_{ir} этого столбца.

В этом случае, если хотя бы один параметр стохастический, необходимо использовать критерий G, который гибко сочетается с качественными характеристиками исходной информации и числом предстоящих реализаций решения, что характеризуют, соответственно, эмпирическим и прогностическим доверительными факторами. Кроме того, проводится учет возможного риска, ограниченного его допустимой величиной. С помощью пяти требующих обязательного выполнения условий G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, формулировки которых будут даны ниже, опишем множество F_0 оптимальных согласно данному гибкому критерию решений $F_i \in F_0$ в виде [5]

$$F_0 = \{F_i | G_1 \wedge (G_2 \vee G_3) \wedge G_4 \wedge G_5\}. \quad (12)$$

При этом условия (12) приводим к следующим соотношениям:

G_1:

$$F_i \in F_0; \quad (13)$$

G_2:

$$V(\alpha)_i = V_{\text{доп}}, \quad (14)$$

где $V(\alpha)_i$ – доверительный фактор; $V_{\text{доп}}$ – максимально допустимый доверительный фактор;

G_3:

$$Z_{mm} - \min_j \phi_{ij} \le \varepsilon_{\text{доп}i}; \quad (15)$$

G_4:

$$Z_r = \mu^* = \max_i \left\{ V(\alpha)_i \sum_{j=1}^{n} \phi_{ij} h_j + (1 - (\alpha)_i) \times (\min_j \phi_{ij} + \varepsilon_i) \right\}, \quad (16)$$

где Z_r – гибкая оценочная функция;

G_5:

$$\mu^{**} = \max_{i: E_j \in E^*(\varepsilon)} \sum_i \phi_{ij} h_j. \quad (17)$$

Условие G_1 говорит о том, что при выборе оптимального варианта решения рассмотрению подлежат все возможные варианты из множества F. Условия G_2 и G_3 определяют границы величины допустимого риска при использовании гибкого критерия G_4. При этом лицо, принимающее решение, может ограничить величину риска по собственному усмотрению путем выбора условия G_2 или G_3.

Выводы

Новым и основным результатом данной работы является разработка формального аппарата, позволяющего не только математически описать структуры–стратегии ПС машиностроения (металлообрабатывающие и сборочные производства), но и произвести их выбор в зависимости от вектора внешних условий. Для этого дополнительно к формальному описанию структур–стратегий ПС машиностроения предложено использовать критерии Байеса-Лапласа и гибкий критерий, которые позволят в зависимости от вида информации, подаваемой на вход алгоритма принятия решения (согласно логике данной работы), выбрать наиболее эффективный вариант.

Результаты работы использованы при разработке программ технического развития ряда предприятий машиностроения Уральского региона. Они позволили реально оценить и обосновать необходимость приобретения того или иного оборудования для многономенклатурных металлообрабатывающих и сборочных производств данных предприятий.

Результаты работы позволяют учесть свойства номенклатуры изделий, изготавливаемых на конкретном предприятии, и дать прогноз по эффективности его структуры-стратегии в отношении новых изделий, т.е. спрогнозировать эффективность изготовления их на данном оборудовании. Особенно это важно для многономенклатурных производств с частой ее сменой.

Результаты проведенных исследований и разработок после некоторого уточнения входных параметров могут быть применены в смежных областях промышленности.

Список литературы

1. **Якимович Б.А., Толмачев В.Г., Коршунов А.И.** Логико-вероятностная модель конструктивно-технологической сложности изделий машиностроения. Ижевск: "Вестник ИжГТУ". 1999. № 1.

2. **Шарин Ю.С., Якимович Б.Я., Толмачев В.Г., Коршунов А.И.** Теория сложности. Изд-во ИжГТУ, 1999.

3. **Кузнецов А.П.** Оптимальный выбор элементов структур–стратегий производственных систем машиностроения / Экономика и производство. 2004. № 1.

4. **Кузнецов А.П., Домбрачев А.Н., Решетников Е.В.** Модель формирования структур-стратегий в машиностроительном производстве на основе методов математической логики и теории множеств / Автоматизация и современные технологии. 2006. № 8.

5. **Мушик Э., Мюллер П.** Методы принятия технических решений / пер. с нем. М.: Мир, 1990.

И.В. Антонец *(Ульяновский государственный технический университет)*

Магнитометрический датчик на основе феррозондов с односторонней импульсной схемой возбуждения для считывания информации с магнитного устройства адресования

Предлагается принципиально новая схема системы феррозондов с односторонней импульсной схемой возбуждения, обладающая простотой схемного решения, высокой чувствительностью и низким энергопотреблением. Приведены расчеты и исследования разработанной конструкции.

It is offered in essence a new scheme of magnetomodule transducer one-way impulse scheme of excitation, simple scheme decision a high sensitivity and a low energy use. The calculation and research of the developed construction are indicated.

Устройства автоматического адресования (УАА) входят в состав системы управления перемещением штучных грузов на внутризаводском поточном и циклическом транспорте.

Создание устройств адресования с бесконтактно взаимодействующими блоками [1] является перспективным направлением, так как в этом случае значительно снижаются требования к точности изготовления и монтажа элементов и узлов конвейера. Кроме того, практически устраняются ограничения на величину скорости перемещения грузонесущих устройств конвейера. Установлено, что наибольшей функциональной надежностью обладают децентрализованные (сопровождающие) электромагнитные устройства автоматического адресования.

Однако известные конструкции бесконтактных децентрализованных электромагнитных устройств адресования обладают рядом существенных недостатков, главным из которых является требование минимального зазора взаимодействующих блоков адресования. Это вынужденное требование является следствием использования в блоках адресования типовых (стандартных) устройств хранения, записи и считывания информации, которые не учитывают специфики работы транспортных механизмов.

Из зарубежных конструкций следует отметить устройство адресования фирмы "Siemens" (Германия), позволяющее осуществлять запись информации с зазором между адресователем и адресоносителем до 10 мм, а считывание – с зазором до 15 мм. Исследования [1, 2] показали, что зазор взаимодействия блоков адресования этого устройства мал, механические повреждения – наиболее частая причина нарушения их функционирования.

Использование магнитного носителя информации предопределило выбор датчиков считывателя информации – чувствительных к магнитному полю. Для регистрации магнитных полей чаще всего используют их воздействие на физические свойства вещества (гальваномагнитные эффекты Холла и магнитосопротивления), а также индукционный и магнитомодуляционный методы.

Исходя из проведенного анализа и учитывая практические исследования, можно сказать, что индукционные датчики (феррозонды) наиболее полно отвечают требованиям и задачам автоматизации процессов управления. Их метрологические параметры, надежность, экономичность в значительной степени определяются режимом возбуждения, т.е. законом изменения во времени напряжения на зажимах возбуждающей обмотки и протекающего по ней тока. Режим синусоидального напряжения позволяет получать достаточные напряженность и длительность возбуждающего поля, однако при создании датчика, чувствительного к направлению магнитного поля, применяют довольно сложные схемы.

Нами разработана оригинальная [3] конструкция магнитометрического датчика, состоящая из системы двух феррозондов с импульсным полем возбуждения и с компенсацией магнитного поля Земли (рис. 1).

Считыватель содержит датчики, представляющие собой систему из двух феррозондов *8* и *9*, выходные обмотки *10* и *11* которых через диоды *12–15* соединены с выходным тиристором *16*, а обмотки *17–20* возбуждения – с тиристором *21* возбуждения

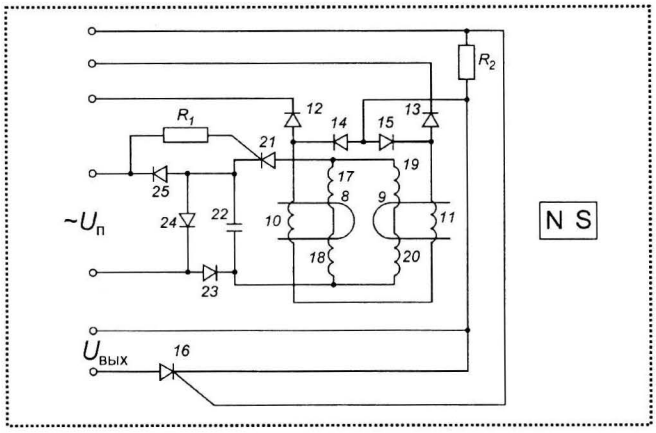


Рис. 1. Принципиальная схема феррозонда с импульсной схемой возбуждения и компенсацией магнитного поля Земли [3]

и конденсатором *22*. Конденсатор *22* соединен с системой диодов *23–25*.

Обмотки возбуждения *17, 18* и *19, 20* феррозондов *8* и *9* соединены параллельно, а выходные обмотки *10* и *11* – последовательно и встречно. Такое соединение устраняет влияние магнитного поля Земли, которое в равной степени воздействует на оба феррозонда. При подаче напряжения питания $U_п$ положительная полуволна заряжает конденсатор *22* через диоды *23* и *25*. Управляющий ток через тиристор *21* проходит по цепи: резистор R_1 – управляющий электрод тиристора *21* – диод *24*. Тиристор открывается и происходит разряд конденсатора *22* через обмотки возбуждения феррозондов. Создаваемые магнитные потоки в пластинах феррозондов взаимно уравновешиваются, и наводимая в выходных обмотках ЭДС равна нулю.

При наличии адресоносителя в зоне действия датчика локальное магнитное поле постоянных магнитов носителя информации воздействует лишь на один из феррозондов, при этом равновесие магнитных потоков феррозондов нарушается и появляется выходной сигнал, полярность которого зависит от направления магнитного поля магнита адресоносителя.

Сигнал с выходных обмоток *10* и *11* феррозондов подается через диодный мостик *12–15* на управляющий электрод тиристора *16*.

Разработанная схема магнитометрического датчика характеризуется тем, что магнитные сердечники феррозондов эксплуатируются в пульсирующих магнитных полях, имеющих постоянную B_0 и переменную $B_\sim$ составляющие индукции.

Перемагничивание сердечника в пульсирующих полях осуществляется по смещенным частным циклам, которые характеризуются пульсационной магнитной проницаемостью:

$$\mu_\Delta = \frac{\Delta B}{\Delta H} = \frac{B_2 - B_1}{H_2 - H_1}. \qquad (1)$$

Управляющее поле постоянного магнита адресоносителя H_0 обуславливает появление четных гармоник ЭДС вторичной обмотки каждого сердечника, причем с изменением полярности меняется полярность четных гармоник.

Для количественной оценки четных гармоник разложим выражение $B(H_\sim \pm \Delta H_0)$ в ряд Тейлора, причем для достаточного малых значений H_0 ограничимся тремя членами ряда:

$$B(H_\sim \pm \Delta H_0) = B(H_+) \pm \frac{H_0 dB}{dH_\sim} + \frac{H_0^2}{2}\frac{d^2B}{dH^2}. \qquad (2)$$

Соответственно ЭДС во вторичной обмотке для каждого сердечника равна

$$e_\Delta(t, H_0) = -\frac{A\,dB(H_\sim)}{dt} - \frac{AH_0 d}{dt\left(\frac{dB}{dH_\sim}\right)} - \frac{AH_0^2}{2}\frac{d}{dt}\left(\frac{d^2B}{dH_\sim^2}\right); \qquad (3)$$

$$e_\delta(t, H_0) = -\frac{A\,dB(H_\sim)}{dt} + \frac{AH_0 d}{dt\left(\frac{dB}{dH_\sim}\right)} - \frac{AH_0^2}{2}\frac{d}{dt}\left(\frac{d^2B}{dH_\sim^2}\right), \qquad (4)$$

где $A = S_{ср} n_2 10^{-10}$ – произведение среднего значения сечения сердечника на число витков вторичной обмотки.

Так как в каждый момент времени на один из сердечников действует сумма $H + H_0$, а на другой – разность $H - H_0$, ЭДС вторичной обмотки равна

$$e = e_\delta - e_0 = 2H_0\frac{d}{dt}\left(\frac{dB}{dH_\sim}\right) = 2AH_0\frac{d\mu^*}{dt}. \qquad (5)$$

Интерес представляет несимметричный режим возбуждения с однонаправленным насыщением сердечника, при котором обмотки возбуждения включены в нелинейный колебательный контур, состоящий из накопительной емкости и линейной индуктивности. Идея состоит в том, чтобы исполь-

зовать накопленный за время перемагничивания сердечника разрядный ток большой величины без затрат на это активной энергии.

Разряд емкости происходит при подаче на управляющий электрод тиристора положительного потенциала. Определим изменение тока в обмотке возбуждения феррозонда при разряде конденсатора.

Для цепи разряда конденсатора уравнение, составленное по второму закону Кирхгофа, имеет вид

$$i(r_{об} + r_т) + u_L + u_C = 0, \qquad (6)$$

где $r_{об}$ – сопротивление обмотки возбуждения; $r_т$ – сопротивление открытого тиристора; u_L – напряжение на индуктивности L обмотки возбуждения; u_C – напряжение заряда емкости.

Учитывая, что $u_L = \frac{Ldi}{dt}$, а также $i = \frac{Cdu_C}{dt}$, имеем

$$\frac{C(r_{об} + r_т)du_C}{dt} + \frac{L_0 Cd^2 u_C}{dt^2} + u_C = 0. \qquad (7)$$

Обозначим $r_{об} + r_т = r$ и разделим каждый член уравнения (7) на LC, получим дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2 u_C}{dt^2} + \frac{r}{L}\frac{du_C}{dt} + \frac{1}{LC}u_C = 0. \qquad (8)$$

Его характеристическое уравнение имеет вид $\alpha^2 + \frac{r\alpha}{L} + \frac{1}{LC} = 0$. Его корни определяются как

$$\alpha_{1,2} = -\frac{r}{2L} \pm \sqrt{\frac{r^2}{4L^2} - \frac{1}{LC}}.$$

Произведем расчет наиболее распространенного дифференциального феррозонда со стержневыми плоскими сердечниками. Методика расчета близка к известным методикам [4], однако принципиальным отличием является импульсная односторонняя схема возбуждения феррозонда, а также введение встречно включенного второго феррозонда для компенсации магнитного поля Земли.

Заданными параметрами будем считать габаритные размеры (главным образом длину феррозонда), чувствительность в режиме холостого хода (амплитудное значение), а также условие обеспечения устойчивости нуля и потребляемая феррозондом мощность.

Пусть длина проектируемого феррозонда будет 45 мм. Чувствительность феррозонда определяем из условий, что датчик должен определять:

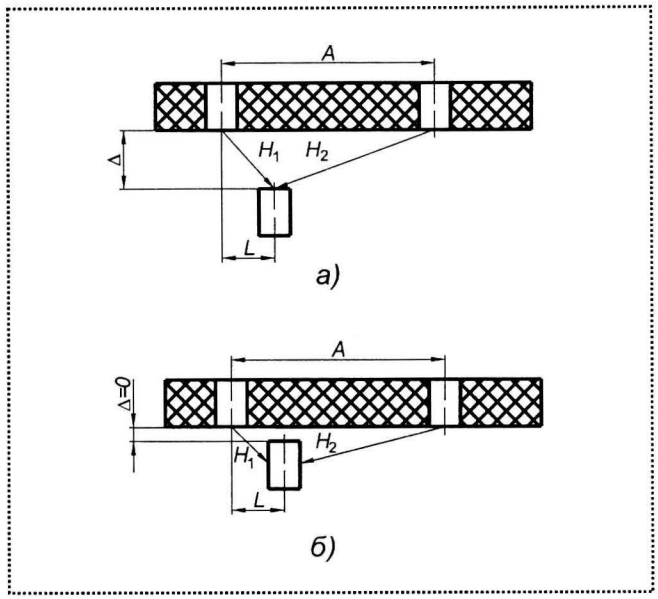


Рис. 2. Схемы взаимодействия магнитов адресоносителя с датчиком считывания информации при максимально возможных отклонениях адресоносителя:
а – с максимальным зазором; *б* – с нулевым зазором

- полезный сигнал H_1 постоянного магнита адресоносителя при максимальном зазоре Δ и одновременно при максимальном смещении L адресоносителя в направлении, перпендикулярном движению, а также при воздействии поля противоположной полярности H_2 соседнего магнита (рис. 2, *а*);
- полезный сигнал H_1 при минимальном зазоре Δ и максимальном смещении L адресоносителя в направлении, перпендикулярном движению (рис. 2, *б*);
- полезный сигнал H_1 во всех остальных промежуточных относительных положениях адресоносителя и считывания.

Наконец, при Δ = 0 и L = max магнитный поток H_1, воспринимаемый датчиком, имеет знак, противоположный полезному сигналу (рис. 3).

Для исключения указанного обстоятельства необходимо ввести гарантированный зазор δ, который исключает воздействие ложного сигнала и, в свою очередь, еще более ослабляет полезный сигнал.

Сочетание указанных аргументов привело к следующим решениям. Для найденных нами максимальных отклонений грузонесущей подвески ПТК, равных ±20 мм для вертикальной и горизонтальной плоскостей, габаритные размеры постоянного магнита адресоносителя марки ЮНДК-25БА составляют: длина 10 мм, диаметр 10 мм. Напряженность поля, создаваемая таким магнитом на максималь-

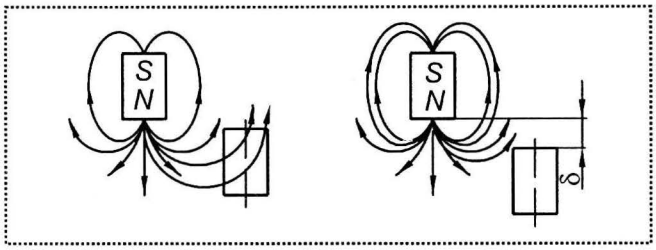


Рис. 3. Схемы распределения магнитных полей постоянного магнита относительно феррозонда при "нулевом" зазоре

ном удалении от датчика считывателя, составляет величину порядка 0,08 Э. Исходя из этого, назначаем чувствительность феррозонда в пределах: 20 мкВ/γ ≤ G ≤ 40 мкВ/γ.

В качестве материала сердечника выбираем сплав 80НХС. Сердечник изготовлен методом штамповки, принимаем размеры сердечника 45×3×0,025 мм³.

Найдем усредненный коэффициент размагничивания сердечника для случая размещения обмотки симметрично относительно центрального сечения сердечника:

$$N_y = \frac{4S\left(\ln\frac{kl}{\delta+h}-1\right)}{\pi\left(l^2-\frac{C}{3}l_\omega^2\right)} = \frac{4\cdot 0{,}75\left(\ln\frac{3{,}6\cdot 45}{3{,}0\cdot 0{,}025}-1\right)}{3{,}14\left(45^2-\frac{0{,}75}{3}30^2\right)} \approx 2\cdot 10^{-4},$$

где l_ω – длина обмотки, мм; k = 3,6; C = 0,75 – для стержня прямоугольного сечения; S – площадь поперечного сечения сердечника, мм²; l – длина сердечника, мм; δ и h – поперечные размеры сердечника, мм.

Проницаемость сердечника равна

$$\mu^* = \frac{1}{N_y} = m \approx 5\cdot 10^3.$$

Для выбранных материала и толщины сердечника максимальный коэффициент проницаемости μ_{max} = 150 000, следовательно, соотношение $N_\mu >> 1$ выполняется. Это позволяет полагать, что проницаемость сердечника (тела) целиком определяется его формой.

Далее определим количество витков измерительной (вторичной) обмотки:

$$\omega_2 = \frac{G}{32 f S \xi \mu_0 m A},$$

где $A = \frac{H_s}{H_m}\sqrt{1-\frac{H_s^2}{H_m^2}}$, принимаем $H_m = 3H_s$, откуда A = 0,35.

Теперь необходимо найти коэффициент ξ. Этот коэффициент зависит от конструктивных параметров и в общем случае может быть представлен как произведение, по крайней мере, трех сомножителей:

$$\xi = \xi_1 \xi_2 \xi_3,$$

где ξ_1 – коэффициент, зависящий от близости сердечников; ξ_2 – коэффициент, зависящий от среднего диаметра измерительной обмотки; ξ_3 – коэффициент, зависящий от шунтирующего действия сердечников или каких-либо металлических частей, образующих короткозамкнутые витки по отношению к измерительной обмотке.

На основании теоретического анализа и опытных данных, предполагая, что в проектируемом феррозонде расстояние между сердечниками будет 2...3 мм, принимаем ξ_1 = 0,6.

Коэффициент ξ_2, как правило, близок к единице. Он может быть вычислен по формуле

$$\xi_2 = \frac{1}{\sqrt{1{,}5\left(\frac{d_{ср}}{l}\right)+1}},$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр измерительной обмотки. Предполагая, что в проектируемом феррозонде $d_{ср}$ = 10...12 мм, находим ξ_2 = 0,98.

Коэффициент ξ_3 для проектируемого феррозонда может быть приравнен единице, поскольку в нем используются плоские сердечники и остальные детали будут изготовлены из непроводящих материалов. В соответствии с вышеизложенным получаем:

$$\xi = 0{,}6\cdot 0{,}98\cdot 1{,}0 \approx 0{,}59.$$

Определив значения величин A и ξ и выразив заданную чувствительность феррозонда (В·м/А), находим

$$\omega_2 = \frac{3\cdot 10^{-2}}{1{,}5\cdot 10\cdot 7{,}5\cdot 10^{-8}\cdot 0{,}59\cdot 1{,}26\cdot 10^{-6}\cdot 5\cdot 10^3\cdot 0{,}315} \approx 72.$$

Принимаем ω_2 = 100 витков.

Определим число витков цепи возбуждения. Исходя из выбранной аппроксимации: $B_s = \mu_0 m H_s$, а также с учетом $H_m = 3H_s$ имеем

$$H_m = \frac{3B_s}{\mu_0 m}.$$

Отсюда амплитудное значение тока возбуждения определим по формуле

$$J_m = \frac{H_m l}{\omega_1} = \frac{3B_s l}{\omega_1 \mu_0 m}.$$

Длина обмотки возбуждения

$$l_{об} = S_{пр}\,\omega / K_{з.об} h_{об},$$

где $S_{пр}$ – сечение провода; $K_{з.об}$ – коэффициент заполнения обмотки; $h_{об}$ – толщина обмотки.

Для обмотки возбуждения будем использовать провод марки ПЭВ-2. Выбираем провод с номинальным значением диаметра по меди $d_м = 0{,}35$ мм, для которого величина сечения $S_{пр} = 0{,}09621$ мм^2. Диаметр провода с изоляцией $d_{из} = 0{,}41$ мм.

При шахматной намотке провода коэффициент заполнения обмотки

$$K_{з.об} = K_н \frac{\pi d_м^2}{4 d_{из}\sqrt{(d_{из}+\Delta)^2 - (0{,}5 d_{из})^2}},$$

где $K_н = 0{,}9...0{,}95$ при $d_{из} > 0{,}3$ мм – коэффициент, учитывающий качество намотки провода; $K_н = 0{,}92$; Δ – толщина межслойной изоляции. Так как обмотка возбуждения не имеет межслойной изоляции, то $\Delta = 0$.

Величина коэффициента заполнения обмотки

$$K_{з.об} = 0{,}92 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}35^2}{4 \cdot 0{,}41\sqrt{0{,}41^2 - (0{,}5 \cdot 0{,}41)^2}} = 0{,}66.$$

Принимаем толщину обмотки равной 0,5 мм. Тогда число витков обмотки возбуждения

$$\omega_1 = \frac{l_{об} K_{з.об} h_{об}}{S_{пр}} = \frac{30 \cdot 0{,}66 \cdot 0{,}5}{0{,}09621} \approx 102{,}8.$$

Принимаем $\omega_1 = 100$. Активное сопротивление обмотки возбуждения, Ом,

$$r = \frac{(4\rho d_c)\omega_1}{\pi d_{пр}^2} = \frac{4 \cdot 1{,}75 \cdot 10^{-8} \cdot 0{,}7 \cdot 10^{-2} \cdot 100}{12{,}25 \cdot 10^{-9}} = 4,$$

где ρ – удельное сопротивление; $l_{пр}$ – длина провода; $d_{пр}$ – диаметр провода; d_C – средний диаметр витка обмотки возбуждения.

Индуктивность обмотки возбуждения (Г)

$$L = \frac{(\mu_0 \mu \omega_1^2 S) k_C}{l} =$$

$$= \frac{1{,}26 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}5 \cdot 10^2 \cdot 10^4 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-1}}{45} \approx 3 \cdot 10^{-4},$$

где k_C – коэффициент магнитной проницаемости, определяемый сечением сердечника.

Ток, необходимый для получения магнитного потока возбуждения, создается вследствие разряда емкости через первичные обмотки феррозонда. В зависимости от значений емкости, индуктивности и активного сопротивления возможны три режима разряда – апериодический, критический и периодический. Для получения требуемого значения тока используем колебательный режим при соблюдении условия, что ток вторичной обмотки, возникающий от заднего фронта импульса возбуждения, не превысит порогового значения. Принимаем значение емкости $C = 2$ мкФ.

Тогда максимальное значение тока определяется из выражения, А,

$$J_{max} = U_0 \sqrt{\frac{C}{h}} \exp - \left[\frac{\operatorname{arctg}\left(\sqrt{\frac{4h}{r^2 C} - 1}\right)}{\sqrt{\frac{4h}{r^2 C} - 1}} \right] =$$

$$= 27 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 10^{-4}}} \exp \left[\frac{\operatorname{arctg}\left(\sqrt{\frac{12 \cdot 10^{-4}}{16 \cdot 2 \cdot 10^{-6}}}\right)}{\sqrt{\frac{12 \cdot 10^{-4}}{16 \cdot 2 \cdot 10^{-6}} - 1}} \right] =$$

$$= 2{,}7 \cdot 0{,}82 \cdot e^{-0{,}23} = 2{,}7 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}7945 = 1{,}76.$$

Время нарастания максимального значения тока, с

$$t = \frac{2h}{2\sqrt{\frac{4h}{r^2 C} - 1}} \operatorname{arctg}\left(\sqrt{\frac{4h}{r^2 C} - 1}\right) = \frac{6 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 6{,}04} \cdot 1{,}39 \approx 35 \cdot 10^{-6}.$$

На рис. 4 показаны графики изменения тока в обмотках цепи возбуждения и в выходной обмотке для трех вариантов значения емкости. Наилучшим оказался расчетный вариант, при котором обратный выброс оказался ниже порогового значения, а габаритные размеры – минимальные.

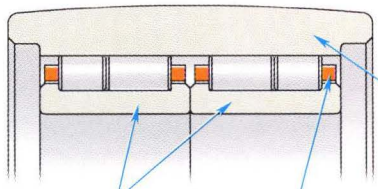
Для выявления реальных закономерностей, возникающих в процессе считывания информации, разработаны два магнитометрических датчика из

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ (в историческом и логическом развитии). Продолжение

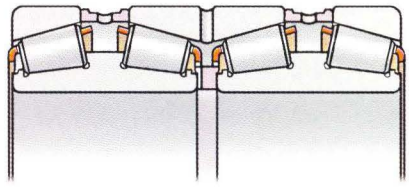
Многорядные роликовые подшипники и подшипниковые опоры для различных сочетаний воспринимаемых нагрузок

Радиальный четырехрядный подшипник (из каталога компании **"Самарские подшипниковые заводы" 2006 г.)**

Внутренний диаметр 460 мм
Наружный диаметр 800 мм
Ширина 500 мм
Статическая грузоподъемность 17 МН
Масса 1111 кг

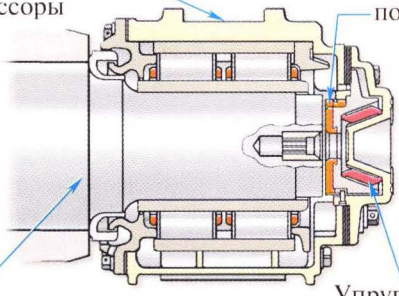


Радиально-упорный четырехрядный подшипник с коническими роликами (из каталога компании **"Самарские подшипниковые заводы" 2006 г.)**



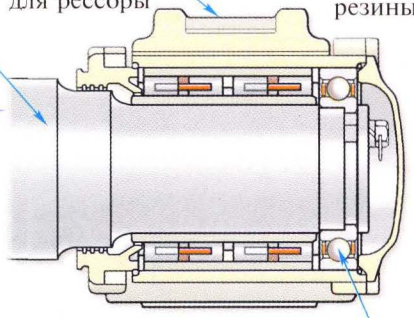
Пример параметров
Внутренний диаметр 380 мм
Наружный диаметр 620 мм
Ширина 418,5 мм
Статическая грузоподъемность 12,3 МН
Масса 515 кг

Роликовый двухрядный подшипник фирмы Хайатт в локомотивной буксе* с осевым амортизатором (из Американской железнодорожной энциклопедии 1956 г.)



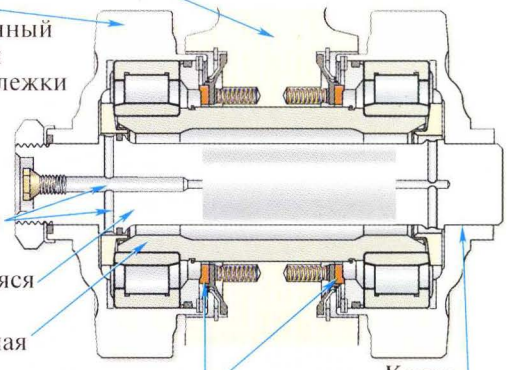
Ось колесной пары

Роликовый четырехрядный подшипник фирмы SKF в локомотивной буксе* (из Американской железнодорожной энциклопедии 1956 г.)

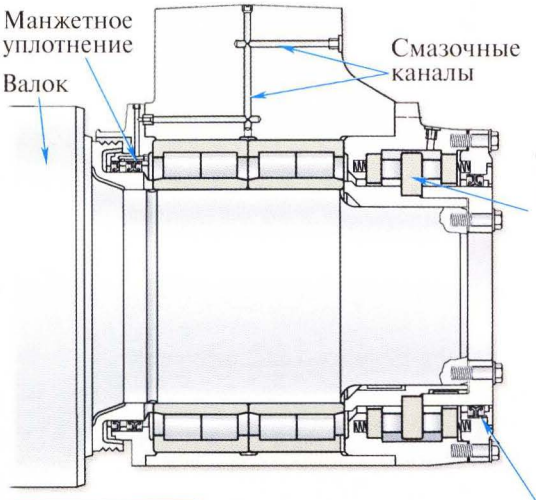


Посадка с зазором обеспечивает восприятие шарикоподшипником только осевой нагрузки.

Роликовые подшипники в опорном катке гусеничного хода трактора (80-е гг. XX в.)

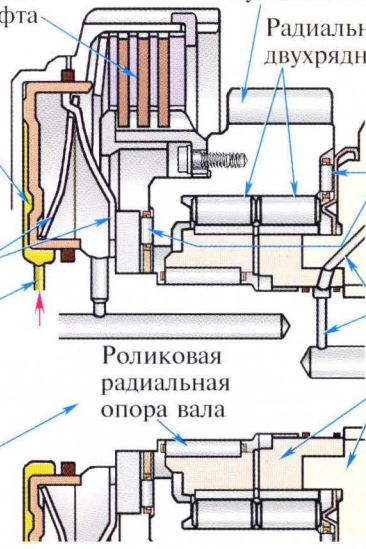


Подшипниковая опора* прокатного валка с раздельным восприятием радиальных и осевых сил (60-е гг. XX в.)



* Такая же опора расположена симметрично с противоположной стороны.

Роликовые подшипники без колец в коробке передач легкового автомобиля (Мерседес-Бенц-А160 2000 г.)



© А. Крайнев

Подшипниковые опоры вала с коническим зубчатым колесом

Наиболее распространенная схема опор с радиально-упорными подшипниками (с коническими роликами) при консольном нагружении [в редукторе полноприводного легкового автомобиля Mitsubishi Lancer (начало XXI в.)]

Сопряженное зубчатое колесо

Упругая распорная втулка предохраняет конические подшипники от их недопустимого зажатия при регулировке зазоров.

Точка приложения внешних сил

Гайка для регулировки зазоров в подшипниках

Фланец муфты для передачи вращающего момента

От ориентации конусов подшипников в опорах зависят расчетные расстояния между опорами и точкой приложения сил и соответственно характер нагружения и деформирования деталей.

Расположение конического зубчатого колеса на валу между подшипниковыми опорами в трансмиссии вертолета Ми-8 (1975 г.)

Зубчатое колесо

Радиальный зазор

Вал

Радиальные роликовые подшипники

Радиальный шариковый подшипник с трехточечным контактом самоустанавливается в радиальном направлении и воспринимает только осевую нагрузку.

Схемы опор с раздельным восприятием радиальных (роликовыми подшипниками) и осевых (шариковым подшипником) сил при консольном нагружении вала

Вал-шестерня редуктора и его опоры (из книги FAG Die Gestaltung von Wälzlagerungen. Schweinfurt, 1970)

Смазочные каналы

Фланец муфты для передачи вращающего момента

Средняя опора выполнена в виде двух упорных шариковых подшипников.

Радиальная и осевая составляющие силы в зацеплении (окружная составляющая нагружает подшипники также, как и радиальная)

Наиболее нагруженный роликовый подшипник максимально приближен к месту приложения внешних сил.

Шариковый подшипник с трехточечным контактом самоустанавливается в радиальном направлении и воспринимает только осевую нагрузку.

Двухподшипниковая опора с восприятием радиальных и осевых сил радиальным шарикоподшипником в редукторе авиационного двигателя (60-е гг. XX в.)

Подшипники совместно воспринимают радиальные силы и опрокидывающий момент. К соотношению зазоров предъявляются высокие требования, чтобы не допустить перекоса роликового подшипника.

Зубчатое колесо

Радиальный шарикоподшипник

Вал-шестерня редуктора и его опоры (80-е гг. XX в.)

Радиальная реакция корпуса

Осевая реакция корпуса

Уплотнение

Соединительная муфта

Направление силового потока

Радиальный зазор

Центрирующие подшипники муфты

© А. Крайнев

Подшипниковые опоры для различных соотношений радиальных и осевых нагрузок

Подшипниковые опоры выходного вала аксиально-поршневых насосов/гидромоторов (Германия, 60-е годы XX в.)

Вращающийся блок цилиндров с управляемым углом наклона

Радиально-упорные подшипники с коническими роликами

Уплотнение

Внешняя радиальная нагрузка

Вал

Гайка для регулировки зазоров в подшипниках

Радиально-упорные шариковые подшипники

Радиальный шариковый подшипник

Корпус

Внешняя радиальная нагрузка

Силы со стороны плунжеров вращающегося блока цилиндров

Вал

Уплотнение

Шарнирное соединение лопасти несущего винта вертолета Ми-6А (1957 г.) предназначено для небольших угловых перемещений (продольный шарнир при управлении шагом винта, а поперечные шарниры при самоустановке лопасти относительно втулки винта).

Радиально-упорные подшипники воспринимают опрокидывающий момент (пару радиальных сил) и препятствуют "раскрытию" роликового подпятника.

Соединительное звено продольного и поперечного шарниров

Соединительное звено поперечных шарниров (шарнир с тангенциальной осью здесь не показан)

Направление силового потока

Радиальные силы (от опрокидывающего момента)

Центробежная сила лопасти

Роликовые (игольчатые) подшипники поперечного шарнира с вертикальной осью

Полость для размещения центробежного ограничителя свеса лопасти

Уплотнение

Поджимная пружина для обеспечения регламентированного осевого натяга во всех трех подшипниках

Корпус опоры соединен с "комлем" лопасти.

Роликовый подпятник воспринимает только осевые нагрузки (центробежные силы вдоль лопасти).

Подшипниковая опора поворотного стола карусельного станка (из книги FAG Die Gestaltung von Wälzlagerungen. Schweinfurt, 1970)

Зубчатый венец

Планшайба стола

Упорный подшипник (роликовый подпятник) с внешним диаметром 1400 мм самоустанавливается в радиальном направлении.

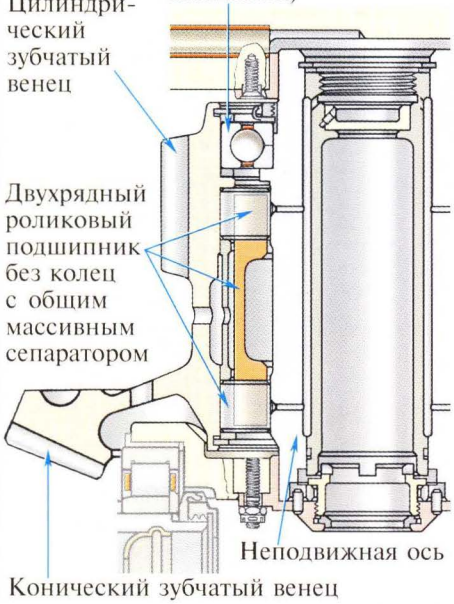
Радиально-упорный подшипник с коническими роликами предназначен для центрирования стола и восприятия радиальной нагрузки (до 11 кН).

Только при создании предварительного осевого натяга в подшипниках обеспечивается нормальное восприятие всей совокупности нагрузок, действующих на стол.

Неподвижное основание стола

© А. Крайнев

Установка двухвенцового зубчатого колеса на неподвижной оси в трансмиссии вертолета Ми-8 (1975 г.)



Шарикоподшипник (с трехточечным контактом) установлен в колесе с радиальным зазором, поэтому он воспринимает только осевую нагрузку.

Размещение опор в редукторе несущего винта вертолета Ми-6А

(Разработка вертолета начата в 1954 г., с 1957 по 1980 г. он выпускался серийно, на нем установлен ряд мировых рекордов, разработчики награждены призом им. И.И. Сикорского, конструкция отличается оригинальными и совершенными решениями, в том числе исполнением и расположением подшипников.)

Направление подъемной силы, действующей на выходной вал и соответственно на верхний шарико-подшипник

Направление силы тяжести вертолета, воспринимаемой корпусом редуктора

Шарикоподшипник (с трехточечным контактом) выходного вала

Шарикоподшипник, с помощью которого центрируются детали редуктора на входном валу

Роликовый подшипник входного вала

Входной вал

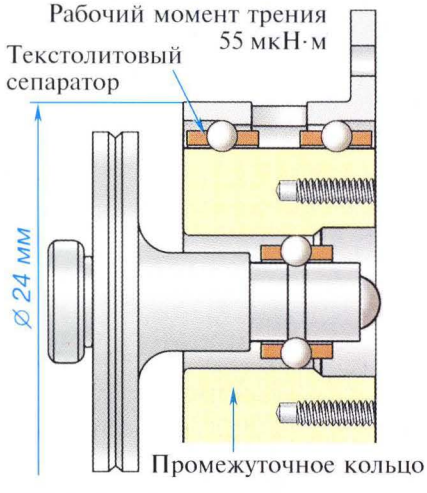
Выходной вал

Шарикоподшипник (с трехточечным контактом) входного вала

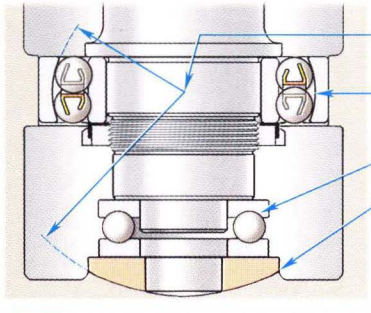
Роликовый подшипник выходного вала

Маломоментная подшипниковая опора фирмы "ОК-Лоза" (начало XXI в.) для точных механизмов (например, для подвеса гироскопа)

При непрерывном вращении промежуточного кольца момент трогания центрального звена примерно в 10 раз меньше момента трения покоя (при неподвижной дорожке качения).



Самоустанавливающаяся опора вертикального вала (по книге *W. Jürgensmeyer.* Die Wälzlager. Berlin, 1937)



*В других вариантах обычный радиальный подшипник имеет сферическое сопряжение с корпусом.

© А. Крайнев

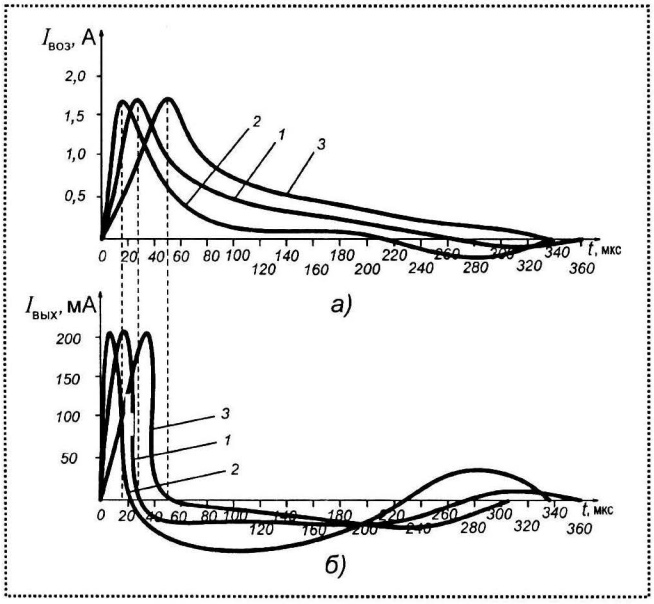


Рис. 4. Графики изменения тока в обмотках феррозонда: *а* – возбуждения $I_{воз}$; *б* – выходной $I_{вых}$; *1* – величина разрядной емкости 2 мкФ; *2* – 0,5 мкФ; *3* – 10 мкФ

системы двух феррозондов с параметрами, указанными в таблице.

Исследование влияния конструктивных параметров проводилось по следующей методике. Система двух феррозондов *1* на измерительном столе *2* (рис. 5).

Постоянные магниты *3* воздействуют на датчики *1*. Варьировались длина и диаметр магнитов, зазор δ между магнитом и датчиком, угловое положение магнита. Материал магнита – ЮНДК-25БА, измерение выходного сигнала осуществлялось с помощью осциллографа С1-5. Линейные размеры измерялись штангенциркулем, угловые – угломером.

При проведении активного эксперимента варьировались следующие факторы, влияющие на величину выходного сигнала магнитометрического датчика:

Параметры феррозонда	Конструкция феррозонда	
	N_1	N_2
Форма сердечника	Пластина	Пластина
Размеры сердечника, мм	0,025×3×45	0,025×3×45
Число витков обмотки возбуждения	100	100
Число витков выходной обмотки	100	200

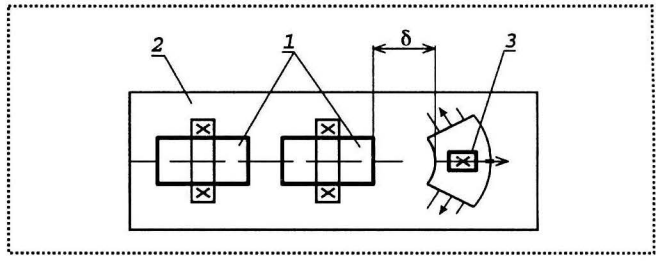


Рис. 5. Схема проведения эксперимента по исследованию характеристик магнитометрического датчика

X_1 – остаточная индукция магнита;

X_2 – расстояние от магнита до чувствительного элемента по его оси;

X_3 – смещение магнита в плоскости, перпендикулярной оси чувствительного элемента;

X_4 – угловые отклонения магнита;

X_5 – диаметр магнита;

X_6 – длина магнита;

X_7 – ЭДС на выходе чувствительного элемента.

Значение этих варьируемых факторов и значений отклика (выходной сигнал датчика) явились исходными данными для отраслевой программы многофакторного регрессионного корреляционного анализа "Регрессия".

На первом этапе была выявлена характеристика датчика с рассчитанными выше параметрами.

Окончательное уравнение регрессии, полученное в результате решения, имеет вид (с округлением до четырех знаков после запятой):

$$Y = 0{,}15 - 0{,}0022\,X_2 - 0{,}0045\,X_3,$$

где Y – величина выходного напряжения; X_2 – расстояние от торца до считывателя; X_3 – смещение магнита адресоносителя в плоскости, перпендикулярной перемещению.

Полученная модель адекватна объекту при изменении выходного параметра почти в два раза и обеспечивает точность аппроксимации не хуже 5 %.

Дисперсия величины выходного напряжения равна 0,005812.

Данное устройство интересно тем, что, несмотря на широкий диапазон изменения параметров магнита (остаточной индукции, диаметра), влияние на выходной сигнал оказывает лишь расстояние между адресоносителем и считывателем.

Сравнительно небольшой сигнал на выходе датчика требует многокаскадного усиления, что снижает надежность считывателя.

В целях исключения этого недостатка был сконструирован считыватель на основе магнитомодуляционного датчика с удвоенным числом витков выходной обмотки. Напряжение питания ≈24 В.

Окончательное уравнение регрессии, полученное в результате решения, имеет вид (с округлением до четырех знаков после запятой):

$$Y = 0{,}1376 + 0{,}0015X_1 - 0{,}003X_4,$$

где Y – амплитуда выходного напряжения; X_1 – величина остаточной индукции магнита адресоносителя в плоскости его торца; X_4 – угол наклона магнита по отношению к оси считывания.

Полученная модель адекватна объекту при изменении выходного параметра почти в два раза и обеспечивает точность аппроксимации не хуже 10 %.

Анализируя значения коэффициентов эластичности ($Э_1 = 0{,}4$; $Э_4 = -0{,}15$), можно заметить, что на величину выходного сигнала преимущественное влияние оказывает величина остаточной индукции магнита адресоносителя. Величина сигнала на выходе меняется в среднем на 0,47 % при изменении указанного фактора на 1 %. Дисперсия величины сигнала на выходе считывателя на 9 % (D = = 0,092088) может быть признана хорошей.

Полученные уравнения регрессии позволяют проанализировать технические характеристики считывателей и служат основой для разработки методики их расчета.

Выводы

На основании полученных результатов исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработана схема магнитомодуляционного преобразователя, функционирующая во всем диапазоне реальных отклонений носителя информации устройства автоматического адресования.

2. Решена задача обеспечения заданной чувствительности и одновременно удалось скомпенсировать влияние магнитного поля Земли или других источников равномерно распределенного в пространстве датчика магнитного поля.

3. Существенно (на несколько порядков) снижено энергопотребление датчика за счет исключения активной составляющей цепи питания.

4. Разработанные датчики прошли всесторонние испытания и были внедрены в системе управления подвесными толкающими конвейерами Волжского автозавода (ВАЗ) в качестве аналогов считывающих устройств фирмы "Siemens" (Германия).

Список литературы

1. **Антонец И.В.** Децентрализованные электромагнитные устройства автоматического адресования для пространственных механизмов гибких производственных систем. М.: ВНИИТЭМР, 1986. 40 с.

2. **Антонец И.В.** Периферийные датчики информации транспортно-складского оборудования // Современные проблемы машиностроения и транспорта: сб. научн. тр. Всероссийской НТК. Ульяновск: УлГТУ, 2003. С. 230–232.

3. **А.с.** 69592Х, СССР. МКИ В65 G 63/00, B07G 5/00, G06F 15/20. Устройство автоматического адресования штучных грузов / И.В. Антонец, И.К. Млынчик, А.П. Панов; Заявлено 06.09.71, Опубл. 05.11.79. Бюл. № 41.

4. **Афанасьев Ю.В., Студенцов М.В., Щелкин А.П.** Магнитометрические преобразователи, приборы, установки. Л.: Энергия, 1972. 272 с.

Цены на размещение рекламы в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении" на первое полугодие 2007 года (в рублях, с НДС)

Цветная реклама на обложке		Черно-белая реклама (одна публикация) внутри журнала	
Первая полоса	2–4 полосы	полоса	1/2 полосы
14 000	11 000	5000	3000

В.И. Короткин, *канд. техн. наук (НИИ Механики и прикладной математики им. И.И. Воровича Ростовского государственного университета)*

Упрощенный расчет цилиндрических зубчатых передач Новикова. *Продолжение**

Рассмотрены расчеты цилиндрических зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления. Приведена последовательность проектировочного расчета.

Расчет контактной выносливости поверхностей зубьев

Действующее контактное напряжение σ_H для стальных колес с учетом приработки поверхностей их зубьев

$$\sigma_H = Z_H [T_H / (z \cos\alpha_к)]^{0,687} m^{-2,063} \times \times (\rho_\beta^*)^{-0,312} (Z_l K_l l^*)^{-1,063}, \quad (35)$$

где Z_H – коэффициент, равный 3960 для передач с исходным контуром по ГОСТ 15023–76 и 3700 для передач с исходным контуром по ГОСТ 30224–96; T_H – нагрузка на зубья; l^* – измеренная по хорде активная высота дуговой головки зуба исходной рейки, принимаемая равной 0,85 для исходного контура по ГОСТ 15023–76 и 0,78 для исходного контура по ГОСТ 30224–96; Z_l – коэффициент полноты приработки:

$$Z_l = 0,95 - 0,00037(H_{НВ} - 200), \quad (36)$$

где $H_{НВ}$ – наименьшая по шестерне или колесу твердость активных поверхностей зубьев (при $H_{НВ} \le 200$ НВ следует принять $Z_l = 0,95$, а при $H_{НВ} > 550$ НВ – $Z_l = 0,82$); K_l – коэффициент, учитывающий уменьшение активной высоты нарезаемого обкаткой зуба зубчатого колеса по сравнению с высотой l^* зуба исходной рейки; он определяется по зависимости

$$K_l = \min\{K_l^{(1)}, K_l^{(2)}\} 10^{-3} \le 1, \quad (37)$$

где $K_l^{(1)} = \min\{K_{A1}, K_{l2}\} + \min\{K_{P1}, K_{F2}\}$; $K_l^{(2)} = \min\{K_{A2}, K_{l1}\} + \min\{K_{P2}, K_{F1}\}$, при этом коэффициенты K_A, K_P, K_F, K_l, зависящие от приведенного числа z_v зубьев и коэффициента x^* смещения исходного контура, вычисляют с помощью полинома

$$\sum_0^2 A_{0q}(x^* + 1,5)^q + z_v^{-1} \sum_0^4 A_{1q}(x^* + 1,5)^q + + z_v^{-2} \sum_0^4 A_{2q}(x^* + 1,5)^q, \quad (38)$$

параметры которого приведены в табл. 5.

Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} определяют так же, как и для эвольвентных передач (по ГОСТ 21354–87) за исключением коэффициента S_H запаса прочности, который для приведенной методики расчета принимают равным 1,1 при любой твердости поверхностей зубьев.

Расчет контактной прочности поверхностей зубьев под действием максимальной нагрузки

Этот расчет проводят для неприработанных поверхностей зубьев.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{H\,max} \le \sigma_{HP\,max}, \quad (39)$$

где $\sigma_{HP\,max}$ – допускаемое максимальное контактное напряжение, принимаемое по ГОСТ 21354–87 в зависимости от термической и химико-термической обработки зубьев, а также твердости их поверхностей; $\sigma_{H\,max}$ – максимальное действующее контактное напряжение при максимальной нагрузке $T_{H\,max}$:

$$\sigma_{H\,max} = 11050 Z_{HM} \{T_{H\,max}(1 + + C_{\alpha\beta})^2 / [z \cos\alpha_к (\rho_\alpha^*)^2]\}^{1/3} / (n_a n_b m), \quad (40)$$

где n_a, n_b – коэффициенты, определяемые геометрическими параметрами контактирующих поверхностей:

$$n_a = 0,94945 C_{\alpha\beta}^{-0,39947}, \quad n_b = 0,86244 C_{\alpha\beta}^{0,21033} \text{ при } 0,01 \le C_{\alpha\beta} \le 0,1, \quad (41)$$

*Начало см. "Сборка в машиностроении, приборостроении". № 4. 2007.

5. Параметры полинома (38) для расчета K_A, K_P, K_F, K_I

A	Исходный контур по ГОСТ 15023–76				Исходный контур по ГОСТ 30224–96			
	K_A	K_P	K_F	K_I	K_A	K_P	K_F	K_I
A_{00}	0,67277	–0,7254	–0,9902	0,55814	0,50045	0,50441	0,67172	0,58234
A_{01}	–0,1527	1,63617	1,89494	0,07499	0	0,00209	0,00197	0,00035
A_{02}	0,05493	–0,5665	–0,5995	–0,0272	0	0,00024	–0,0033	–0,0006
A_{10}	–46,077	1239,73	1086,87	37,7176	–3,5258	–44,858	4,21915	6,23408
A_{11}	116,181	–3547,7	–2379,2	–77,510	7,07017	75,3500	–16,604	–10,257
A_{12}	–110,12	3787,87	2000,30	64,9796	–3,2091	–41,925	19,3999	5,49203
A_{13}	48,2008	–1785,0	–776,95	–27,292	–0,1978	11,1493	–11,345	–1,5637
A_{14}	–8,6831	312,715	119,062	4,78543	0,03129	–2,1700	2,75652	0,27382
A_{20}	2113,05	–59844	–56326	–1192,6	–32,806	2129,90	610,884	10,8226
A_{21}	–5937,4	166890	138940	3324,93	103,304	–6044,8	–1833,8	–14,947
A_{22}	6308,37	–174761	–128863	–3497,6	–118,50	6424,75	2019,20	6,01159
A_{23}	–3007,9	81450,2	53275,2	1649,06	58,9094	–3030,7	–972,24	–0,6007
A_{24}	543,121	–14255	–8285,8	–294,35	–10,729	535,424	173,565	–0,0337

$$n_a = 0{,}97016 C_{\alpha\beta}^{-0{,}39010},$$
$$n_b = 0{,}95091 C_{\alpha\beta}^{0{,}25280} \text{ при } 0{,}1 \le C_{\alpha\beta} \le 0{,}4; \quad (42)$$

Z_{HM} – коэффициент, учитывающий форму площадки контакта:

$$Z_{HM} = (1 - \bar{\beta} + \bar{\beta}^2)^{0{,}5} / (1 + \bar{\beta}), \quad (43)$$

$\bar{\beta} = n_b / n_a$.

Расчет выносливости зубьев при изгибе

Действующее изгибное напряжение σ_F определяют по формуле

$$\sigma_F = 2000 T_F Y_v Y_a / (m^3 z), \quad (44)$$

где Y_v – объемный коэффициент формы зуба, зависящий от приведенного числа z_v зубьев и коэффициента x^* смещения исходного контура, принимаемый по графикам на рис. 3 для зубьев с исходным контуром по ГОСТ 15023–76 и по графикам на рис. 4 для зубьев с исходным контуром по ГОСТ 30224–96; Y_a – коэффициент, учитывающий продольную протяженность эллиптической площадки контакта, равный

$$Y_a = 1 - t_2 (a_F^*)^2 (t_3 + t_4 / z_v) / [1 + t_1 a_F^* + t_2 (a_F^*)^2], \quad (45)$$

где t_1, ..., t_4 – вспомогательные коэффициенты из табл. 6; a_F^* – большая полуось площадки контакта:

$$a_F^* = 0{,}294 n_a m^{-1} \{T_F \rho_\alpha^* / [z \cos\alpha_\kappa (1 + C_{\alpha\beta})]\}^{1/3}. \quad (46)$$

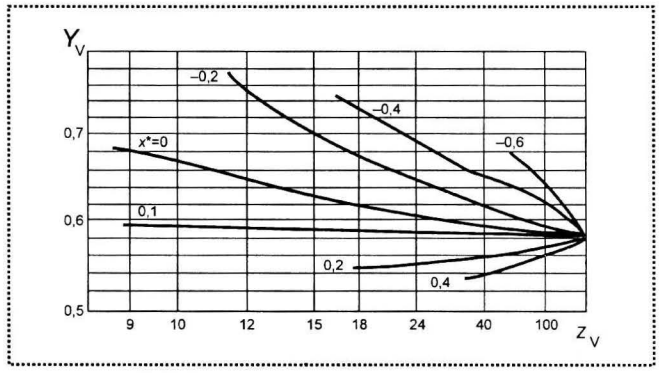


Рис. 3. Зависимости для определения объемного коэффициента Y_v формы зуба колес передачи с исходным контуром по ГОСТ 15023–76

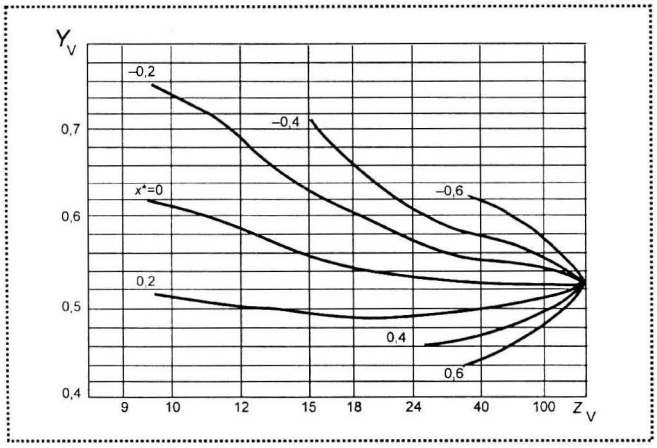


Рис. 4. Зависимости для определения объемного коэффициента Y_v формы зуба колес передачи с исходным контуром по ГОСТ 30224–96

6. Вспомогательные коэффициенты t_1, ..., t_4

Исходный контур	t_1	t_2	t_3	t_4
По ГОСТ 15023–76	0,14	0,07	1,19	–3,42
По ГОСТ 30224–96	0,13	0,07	1,13	–2,34

Допускаемое напряжение σ_{FP} принимают как для эвольвентных передач (по ГОСТ 21354–87), за исключением коэффициента S_F запаса прочности, который при изложенной методике расчета принимают равным 1,3 для поверхностно упрочненных зубьев и равным 1,2 для зубьев с твердостью до 350 НВ.

Расчет зубьев на изгибную прочность под действием максимальной нагрузки

Условие прочности при данном расчете выражается как

$$\sigma_{F\max} \le \sigma_{FP\max}. \quad (47)$$

Зная напряжения σ_F (44) при нагрузке T_F, максимальное изгибное напряжение $\sigma_{F\max}$ при максимальной нагрузке $T_{F\max}$ определяют по следующей формуле перехода:

$$\sigma_{F\max}/\sigma_F = (T_{F\max}/T_F)^{0,8547}. \quad (48)$$

Допускаемое максимальное напряжение $\sigma_{FP\max}$ принимают по ГОСТ 21354–87 с учетом рекомендованного выше коэффициента S_F запаса прочности.

Проектировочный расчет

Проектировочный расчет выполняют в целях определения предварительных (ориентировочных) геометрических параметров зубчатой передачи. Он не заменяет проверочных расчетов, в результате которых эти параметры должны быть скорректированы и приняты окончательно.

В основу проектировочного расчета положен принцип назначения максимально возможного модуля, так как при этом у передач Новикова достигается увеличение как изгибной, так и контактной прочности зубьев. Исходя из этого, как показывает практика, суммарное число зубьев пары z_Σ для высокотвердых зубьев рекомендуется принимать не более 60...62, для термоулучшенных – не более 83...85.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

- принятый исходный контур зубьев;
- циклограммы вращающих моментов и скоростей;
- материал, вид термической обработки, твердость поверхностей и сердцевины зубьев шестерни и колеса;
- режим работы (постоянный, реверсивный и т.д.);
- расчетное время работы пары;
- передаточное число u пары;
- угол β наклона зубьев;
- коэффициент ε_β осевого перекрытия.

Примечание. Учитывая дискретный характер зацепления Новикова, использование некоторых интервалов значений ε_β оказывается нецелесообразным. Поэтому рекомендуется назначать ε_β в интервалах 1,1...1,2, либо 1,6...1,7, а в крайних случаях (в основном для передач с невысокой твердостью зубьев) – 2,1...2,2.

Расчет проводят в следующем порядке.

1) задают суммарное число зубьев пары z_Σ в соответствии с рекомендациями, изложенными выше;

2) определяют число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma/(u+1) \ge 9. \quad (49)$$

Ограничение $z_{\min} = 9$ связано с возможностью их подрезания при очень малых числах зубьев, а также с нецелесообразностью в ряде случаев применения вал-шестерен врезных конструкций;

3) определяют ρ_β^* по (13);

4) выбирают l^* в соответствии с пояснениями к (35);

5) определяют Z_l по (36);

6) принимают предварительно $K_H = 1$, $K_l = 1$;

7) определяют наименьшее по шестерне и колесу допускаемое напряжение σ_{HP} по ГОСТ 21354–87

с учетом вышеизложенных рекомендаций по назначению коэффициента S_H запаса прочности;

8) вычисляют модуль передачи из условия контактной выносливости:

$$m_H = (Z_H/\sigma_{HP})^{0,485}[T/(z\cos\alpha_к)]^{0,33} \times \times (\rho_\beta^*)^{0,151}(Z_l l^*)^{0,515}; \quad (50)$$

9) находят Y_v по графикам рис. 3, 4, принимая предварительно $x^* = 0$;

10) задаваясь $a_F^* = 2$, по (45) определяют Y_a;

11) принимают предварительно $K_F = 1$;

12) определяют допускаемое напряжение σ_{FP} по ГОСТ 21354–87 с учетом вышеизложенных рекомендаций по назначению коэффициента S_F запаса прочности;

13) определяют отношения Y_v/σ_{FP} по шестерне и колесу; в случае их заметной разницы подбирают коэффициенты x_1^*, x_2^* смещений таким образом, чтобы за счет изменений значений Y_{v1} и Y_{v2} (определяемых по графикам на рис. 3 и 4) добиться сближения указанных отношений для шестерни и колеса, стремясь к равнопрочности их зубьев. При этом проверяют отсутствие подрезания по (23), а в случае применения исходного контура по ГОСТ 30224–96 дополнительно проверяют отсутствие пересечения полюсной линии с активными участками поверхностей зубьев по (24). Если данные отношения Y_v/σ_{FP} уравнять не удается, то для дальнейшего расчета выбирают наибольшее из полученных по шестерне или колесу;

14) определяют модуль передачи из условия изгибной выносливости:

$$m_F = 12,6[TY_vY_a/(\sigma_{FP}z)]^{1/3}; \quad (51)$$

15) из двух значений m_H (50) и m_F (51) выбирают максимальное:

$$m = \max\{m_H, m_F\}. \quad (52)$$

Примечание. Если в проектируемой передаче $\varepsilon_\beta \geq 1,6$, значение модуля, найденного по (52), перед проверочным расчетом следует снизить на 10...15 %.

Полученное при проектировочном расчете значение модуля округляют в соответствии с ГОСТ 14186–69 (см. табл. 7);

16) определяют рабочую ширину b_w зубчатых венцов пары

$$b_w = \pi m\varepsilon_\beta/\sin\beta; \quad (53)$$

17) для колеса принимают $b_2 = b_w$ или из конструктивных соображений несколько больше, а для шестерни $b_1 = b_w + \Delta b$, где Δb принимают из конструктивных соображений.

7. Стандартный ряд модулей (мм) по ГОСТ 14186–69

1-й ряд	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
2-й ряд	1,8	2,25	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9
	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56

По окончании проектировочного расчета проводят полный геометрический и проверочный расчеты на прочность по изложенным выше методикам с одновременной корректировкой параметров передачи, если это необходимо.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 06-08-00454.

Список литературы

1. **ГОСТ 14186–69.** Колеса зубчатые цилиндрические передач Новикова. Модули. М.: Изд-во стандартов, 1969. 1 с.

2. **ГОСТ 30224–96.** Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 $HRC_э$. Исходный контур // Межгосударственный стандарт. Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. 5 с.

3. **ГОСТ 17744–72.** Передачи Новикова с двумя линиями зацепления цилиндрические. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1972. 16 с.

4. **ГОСТ 15023–76.** Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур. М.: Изд-во стандартов, 1976. 3 с.

5. **Короткин В.И.** Адаптационная способность цилиндрических зубчатых передач Новикова и контроль зубонарезания их колес // Вестник машиностроения, 2005. № 6. С. 22–26.

6. **Короткин В.И., Ахтырец Г.П., Харитонов Ю.Д.** Неравномерность распределения изгибных напряжений по длине зубьев колес цилиндрических передач Новикова // Вестник машиностроения, 1994. № 2. С. 6–8.

7. **Короткин В.И.** Геометрический аспект цилиндрических зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения, 2004. № 10. С. 11–14.

8. **Короткин В.И.** Об учете краевых эффектов при расчете передач Новикова на контактную выносливость // Вестник машиностроения, 1997. № 6. С. 8–11.

9. **Короткин В.И.** О выборе коэффициентов запаса прочности при расчете цилиндрических зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения, 2002. № 6. С. 13–16.

10. **Короткин В.И.** О параметрах качества зацепления цилиндрических зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения, 2004. № 11. С. 3–6.

11. **Короткин В.И.** Расчетные нагрузки в цилиндрических зубчатых передачах Новикова // Вестник машиностроения, 2005. № 8. С. 11–15.

12. **Короткин В.И., Харитонов Ю.Д.** Зубчатые передачи Новикова. Ростов н/Д: Изд.-во РГУ, 1991. 208 с.

13. **Цилиндрические зубчатые передачи Новикова** / В.И. Короткин, Е.Г. Росливкер, А.В. Павленко, В.Я. Веретенников, Ю.Д. Харитонов. Киев: Тэхника, 1991. 152 с.

УДК 62-82: 532.528

М.Ю. Тимофеев, *канд. техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)

Прогнозирование возникновения кавитации в проточных элементах гидравлических приводов

Отмечена необходимость прогнозирования условий возникновения кавитации. Рассмотрены основные зависимости математической модели течения газожидкостного потока в дроссельном элементе гидропривода. Приведены примеры результатов расчета условий возникновения кавитации.

Negative influence of cavitation on the operational properties of hydraulic drive oils has been verified. Necessity of forecasting the conditions for the rise of cavitation is stressed. The major dependencies of the mathematical fluid flow model in the throttling element of the hydraulic drive have been analysed. Calculations of cavitation conditions have been exemplified.

В гидросистемах приводов различного назначения в качестве рабочих жидкостей широко используют минеральные масла. В этих жидкостях нарушение их сплошности (кавитация) при течении через дроссельный элемент возникает при давлении в потоке меньше значения давления $p_н$ насыщения жидкости растворенным газом. При этом растворенный в жидкости газ частично переходит в свободное состояние в количестве, пропорциональном разности между давлением $p_н$ и давлением p_c в сжатом сечении потока в дросселирующем элементе.

Под воздействием интенсивной кавитации минеральные масла стареют. Это проявляется в их загрязнении продуктами кавитационной эрозии омываемых поверхностей дроссельных элементов и деструкции вязкостной присадки [1]. В результате ухудшаются смазывающие и противоизносные свойства рабочих жидкостей гидроприводов.

Для снижения вредного влияния кавитационных явлений необходим прогноз их возникновения на участках дросселирования жидкости в гидроприводе. В минеральных маслах кавитация имеет парогазовую природу и сопровождается интенсивным выделением газовой фазы. Поэтому для прогноза возникновения кавитации необходима математическая модель течения газожидкостного потока, учитывающая процессы выделения и растворения газа. При этом в качестве факторов, определяющих возникновение кавитации, необходимо учитывать гидродинамические параметры дросселирования, геометрию проточной части дроссельных элементов и свойства жидкости.

Рассмотрим течение жидкости в дроссельном элементе. В качестве *расчетной схемы* возьмем турбулентное течение двухфазного потока минерального масла в канале с насадкой конфузорно-диффузорного профиля с цилиндрической перемычкой (рис. 1) [2]. Выбор профиля канала обусловлен тем, что его геометрическая форма позволяет обобщить типовые варианты профилей проточных каналов (трубка Вентури, сопло, цилиндрический насадок с обработанной и необработанной входной кромкой, диафрагма и т.д.). Профиль канала характеризуют следующими величинами: d – диаметр цилиндрической части канала; $m = (d_1/d)^2$ – степень сужения конфузора; $n = (d_2/d)^2$ – степень расширения диффузора; γ – угол схождения конфузора; β – угол раскрытия диффузора.

Полагаем, что течение жидкости происходит с переменным расходом Q при известном законе изменения давления $p_2 = f(Q)$ на выходе рассматриваемого канала. При течении жидкости по каналу на входе в его цилиндрическую часть поток может отрываться от стенок, сжимаясь до некоторого минимального значения площади живого сечения

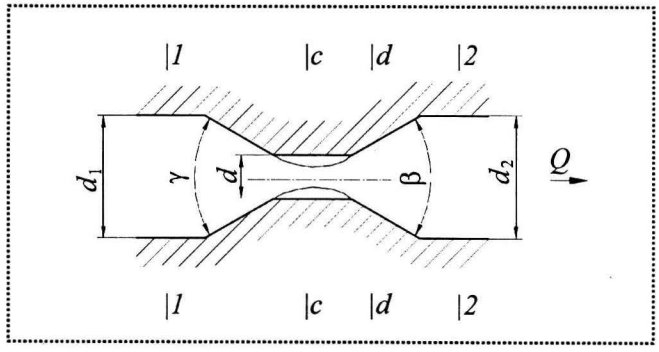


Рис. 1. Расчетная схема дроссельного канала

струи (сечение *c–c*). Степень сжатия струи в этом сечении характеризуют коэффициентом сжатия ε_c. Далее поток начинает расширяться и вновь соприкасается со стенкой канала в сечении *d–d*.

Запишем уравнение Бернулли для потока сжимаемой жидкости в сечениях *d–d* и *2–2*:

$$\frac{v_2^2 - v_d^2}{2} + \int_{p_d}^{p_2} \frac{dp}{\rho_{см}} + \varphi_д \frac{(v_d - v_2)^2}{2} = 0, \qquad (1)$$

где v_2, v_d – средние скорости течения среды в соответствующих сечениях; p_2, p_d – абсолютные давления среды в соответствующих сечениях; p – абсолютное давление среды в произвольном сечении; $\rho_{см}$ – плотность газожидкостной смеси в рассматриваемом сечении; $\varphi_д$ – коэффициент смягчения потерь в диффузоре.

Скорость течения газожидкостной смеси в рассматриваемом сечении канала определяют из уравнения массового расхода

$$\rho Q = (\rho_{см})_i v_i S_i, \qquad (2)$$

где ρ – плотность жидкости; S_i – площадь рассматриваемого живого сечения струи в рассматриваемом сечении; v_i – средняя скорость течения среды в рассматриваемом сечении.

Учитывая, что плотность $\rho_г$ газа в смеси пренебрежимо мала по сравнению с плотностью жидкости, можно записать [2]

$$\rho_{см} = \frac{\rho}{1+\delta}, \qquad (3)$$

где δ – коэффициент объемного содержания в жидкости нерастворенного газа, приведенный к объему жидкости в смеси при давлении p:

$$\delta = \frac{V_г}{V},$$

где $V_г$ – объем газа в смеси при давлении p; V – объем жидкости в смеси при давлении p.

Параметры течения газожидкостной среды зависят от количества газа, выделяющегося из жидкости в сечении *c–c*. Газосодержание в этом сечении максимально и его определяют из закона Генри:

$$\delta_c = \alpha\left(\frac{p_н}{p_c} - 1\right), \qquad (4)$$

где δ_c – коэффициент объемного содержания в жидкости нерастворенного газа, выделившегося при кавитации и приведенного к объему жидкости в смеси при давлении p_c; α – коэффициент растворимости газа.

При последующем повышении давления p по направлению течения потока часть выделившегося газа будет повторно растворяться. Количество нерастворенного газа в жидкости при повышении в ней давления определяют из уравнения [2]

$$\delta = \frac{\alpha}{p}[p_н - p_c - \bar{\alpha}(p - p_c)], \qquad (5)$$

где $\bar{\alpha}$ – коэффициент интенсивности диффузии.

При повышении давления до некоторого значения $p_р$ выделившийся при кавитации газ полностью растворяется:

$$p_р = p_c + \frac{p_н - p_c}{\bar{\alpha}}. \qquad (6)$$

Решая совместно уравнения (1)...(6) относительно давления p_d, получим

$$p_d = \frac{p_2}{1+\delta_d} + \frac{q^2\rho}{2(1+\delta_d)}\left[\frac{(1+\delta_2)^2}{n^2} - \frac{(1+\delta_d)^2}{\varepsilon_d^2} + \right.$$
$$\left. + \varphi_д\left(\frac{1+\delta_2}{n} - \frac{1+\delta_d}{\varepsilon_d}\right)^2\right] + p_z\frac{a_d}{1+\delta_d},$$

где q – расход жидкой фазы потока, отнесенный к площади S сжатого сечения канала (удельный расход), $q = \frac{Q}{S}$; δ_d, δ_2 – коэффициенты объемного содержания в жидкости нерастворенного газа соответственно в сечениях *d–d* и *2–2*; ε_d – коэффициент сжатия струи в сечении *d–d* (введен для случая, когда реализуется отрывной режим течения в цилиндрической части канала); a_d – расчетный параметр; p_z – расчетное давление.

Коэффициент ε_d равен единице при безотрывном течении в сечении *d–d* и ε_c – при отрывном течении в этом сечении.

Значение давления p_z и коэффициента a_d определяют из условий

$$p_z = \begin{cases} p_2 & \text{при } p_2 < p_р, \\ p_р & \text{при } p_2 \ge p_р; \end{cases}$$

$$a_d = \begin{cases} \alpha\bar{\alpha}\ln\frac{p_z}{p_d} + \delta_2\left(1 + \ln\frac{p_2}{p_d}\right) & \text{при } p_d < p_р, \\ 0 & \text{при } p_d \ge p_р. \end{cases}$$

Для получения соотношения параметров потока в сечениях *c–c* и 2–2 запишем для них уравнение Бернулли:

$$\frac{v_2^2 - v_c^2}{2} + \int_{p_c}^{p_2} \frac{dp}{\rho_{см}} + \frac{(v_c - v_d)^2}{2} + \varphi_д \frac{(v_d - v_2)^2}{2} = 0,$$

где v_c – средняя скорость течения среды в сечении *c–c*.

Решая его совместно с уравнениями (2)...(6) относительно давления p_c, получим

$$p_c = \frac{p_2}{1+\delta_c} + \frac{q^2\rho}{2(1+\delta_c)}\left[\frac{(1+\delta_2)^2}{n^2} - \frac{(1+\delta_c)^2}{\varepsilon_c^2} + \right.$$
$$\left. + \left(\frac{1+\delta_c}{\varepsilon_c} - \frac{1+\delta_d}{\varepsilon_d}\right)^2 a_0 + \varphi_д\left(\frac{1+\delta_2}{n} - \frac{1+\delta_d}{\varepsilon_d}\right)^2\right] + p_z \frac{a_c}{1+\delta_c},$$

где a_c, a_0 – расчетные коэффициенты.

Значение коэффициента a_c определяют из условия

$$a_c = \begin{cases} \alpha\bar{\alpha}\ln\dfrac{p_z}{p_c} + \delta_2\left(1 + \ln\dfrac{p_2}{p_c}\right) & \text{при } p_c < p_н, \\ 0 & \text{при } p_c \geq p_н. \end{cases}$$

Коэффициент a_0 равен единице при безотрывном течении в сечении *d–d* и нулю – при отрывном течении в этом сечении.

Соотношение параметров потока на входе и выходе рассматриваемого канала определим с учетом уравнения Бернулли для сечений 1–1 и 2–2:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho_{см}} + \xi_c \frac{v_c^2}{2} + \frac{(v_c - v_d)^2}{2} + \varphi_д \frac{(v_d - v_2)^2}{2} = 0,$$

где v_1 – средняя скорость течения среды в сечении 1–1; p_1 – давление на входе рассматриваемого канала; ξ_c – коэффициент местных потерь на участке от сечения 1–1 до *c–c*.

Решая это уравнение совместно с (2)...(6) относительно давления p_1, получим

$$p_1 = \frac{p_2}{1+\delta_1} + \frac{q^2\rho}{2(1+\delta_1)}\left[\frac{(1+\delta_2)^2}{n^2} - \frac{(1+\delta_1)^2}{m^2} + \xi_c\frac{(1+\delta_c)^2}{\varepsilon_c^2} + \right.$$
$$\left. + \left(\frac{1+\delta_c}{\varepsilon_c} - \frac{1+\delta_d}{\varepsilon_d}\right)^2 a + \varphi_д\left(\frac{1+\delta_2}{n} - \frac{1+\delta_d}{\varepsilon_d}\right)^2\right] +$$
$$+ p_z\frac{a_c}{1+\delta_1} - p_н\frac{a_1}{1+\delta_1},$$

где δ_1 – коэффициент объемного содержания в жидкости нерастворенного газа в сечении 1–1; a_1 – расчетный коэффициент.

Значения коэффициентов δ_1 и a_1 определяют из условий

$$\delta_1 = \begin{cases} \alpha\left(\dfrac{p_н}{p_1} - 1\right) & \text{при } p_1 < p_н, \\ 0 & \text{при } p_1 \geq p_н; \end{cases}$$

$$a_1 = \begin{cases} \alpha\ln\dfrac{p_1}{p_c} & \text{при } p_c < p_н \text{ и } p_1 < p_н, \\ \alpha\ln\dfrac{p_н}{p_c} & \text{при } p_c < p_н \text{ и } p_1 \geq p_н, \\ 0 & \text{при } p_c \geq p_н. \end{cases}$$

Приведенные соотношения могут быть распространены на случай течения газожидкостного потока в дроссельной щели между коническим затвором и кромочным седлом. Отличия будут только в описании площади щели и коэффициентов степени сужения и расширения подводящей и отводящей частей канала.

Полученные зависимости позволяют разработать математические модели течения газожидкостного потока в каналах с местными сопротивлениями различного профиля круглого и кольцевого сечений (конфузорно-диффузорный насадок, трубка Вентури, сопло, цилиндрический насадок с обработанной и необработанной входной кромкой, диафрагма, кольцевая щель между кромочным седлом и коническим затвором запорно-регулирующего элемента и т.д.) на различных участках гидросистем и при различных способах регулирования скорости потока в дроссельном гидроэлементе.

Регулировать скорость можно расходом Q через гидроэлемент, перепадом давления Δp на гидроэлементе или площадью кольцевой щели запорно-регулирующего элемента. Эти модели обеспечивают возможность расчета с помощью ПЭВМ общих гидравлических характеристик $p_c = f(q)$ и частных $p_c = f(Q)$.

Под **общими характеристиками** подразумевают такие, параметры которых идентичны для геометрически подобных каналов и не зависят от их абсолютных размеров. **Частными характеристиками** считают зависимости для каналов с конкретными геометрическими размерами. Анализ параметров общих характеристик необходим на этапе проектирования гидроэлементов для выбора геометриче-

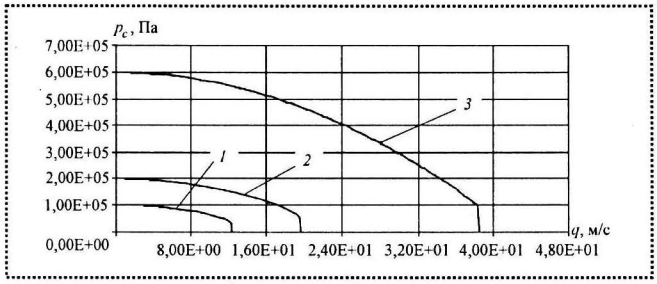


Рис. 2. Зависимость изменения давления p_c от удельного расхода q($p_н$ =100 кПа):
1 – p_2 = 100 кПа; *2* – p_2 = 200 кПа; *3* – p_2 = 600 кПа

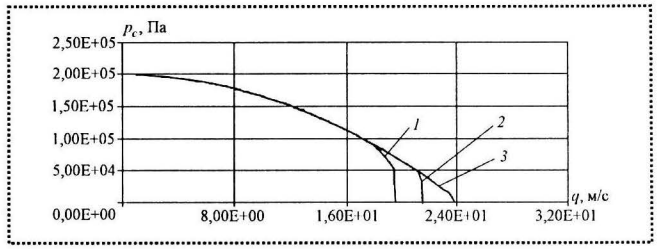


Рис. 3. Зависимость изменения давления p_c от удельного расхода q(p_2 = 200 кПа):
1 – $p_н$ = 100 кПа; *2* – $p_н$ = 50 кПа; *3* – $p_н$ = 10 кПа

ских параметров проточных каналов, снижающих возможность возникновения кавитации. Частные характеристики каналов позволяют учесть и оценить влияние кавитационных процессов на рабочие параметры реальной гидросистемы.

Расчет указанных гидравлических характеристик необходимо проводить при пошаговом изменении удельного расхода q жидкости. При этом учитывают, что давление p_c имеет нижний предел (равный критическому давлению $p_{кр}$). Этот предел может быть задан исходя из результатов экспериментальных работ, например [3]. Алгоритм расчета зависит от характеристик источника гидравлической энергии и способа регулирования параметров течения газожидкостного потока на расчетном участке.

На рис. 2 и 3 приведены примеры результатов расчета общих гидравлических характеристик трубки Вентури (ε_c = 1) при течении в ней минерального масла $\left(\rho = 850\ \frac{кг}{м^3},\ \alpha = 0{,}10\right)$, расход которого регулируют увеличением производительности насоса (p_2 = const, p_1 = var).

Полученные результаты показали, что переход к стадии развитой кавитации, сопровождающейся стабилизацией расхода жидкой фазы потока и негативным воздействием на жидкость и омываемые поверхности, происходит скачкообразно. Это хорошо согласуется с данными экспериментальных исследований, например [4]. Момент возникновения развитой парогазовой кавитации зависит от конструкции дроссельного канала, параметров дросселирования и свойств жидкости.

Использование математической модели течения газожидкостного потока, полученной на основе рассмотренных соотношений, позволяет прогнозировать возникновение кавитации в проточных элементах гидроприводов.

Список литературы

1. **Глазков М.М., Ланецкий В.Г., Макаренко Н.Г., Челюканов И.П.** Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: Учеб. пособие. Киев: КИИГА, 1987. 64 с.

2. **Тимофеев М.Ю.** Кавитация в проточных элементах гидравлических систем: Учеб. пособие. Ковров: КГТА, 2002. 56 с.

3. **Попов Д.Н., Отрошко П.В., Бочаров А.Г., Кузнецов В.С.** О влиянии противодавления на кавитационные течения жидкости в дроссельном устройстве // Вестник машиностроения. 1981. № 11. С. 68–70.

4. **Абаринова И.А., Ефимцева Н.Ф., Пискунов Ю.А.** Особенности работы дросселирующих элементов гидросистем на двухфазном потоке рабочей жидкости // В кн.: Всесоюзная конференция "Научно-технический прогресс в машиностроении и приборостроении". М.: МВТУ, 1980. С. 55–57.

Журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении"
распространяется только по подписке
Подписные индексы:
79748 – по каталогу "Роспечать"
84967 – по Объединенному каталогу "Пресса России"
60257 – по каталогу "Почта России"
или непосредственно в издательстве
Телефоны: (495) 269-66-00, 268-85-26, 268-38-42
Факс: (495) 269-48-97, 268-85-26.
E-mail: sborka@mashin.ru

С.И. Аксёнов *(ООО "М+С Электроникс М")*

Технологии XXI века. "ProIdent™ – электронно-цифровая подпись"

Рассмотрена система раскрытия поддельных товаров – ProIdent™. Раскрыта технология построения и работа системы ProIdent™. Рассмотрены основные системные компоненты и основные требования для использования ProIdent™, возможность интеграции в существующие системы клиента. Описаны технологии маркировки товаров, с которыми работает ProIdent™. Представлены основные характеристики и преимущества ProIdent™.

"ProIdent™ – электронно-цифровая подпись" (сокращенно PI™ЭЦП) – решение, предоставляющее высокую защиту подлинности изделий, включая контроль прохождения товаров по всей сети распределения вплоть до конечного пользователя.

С "PI™ЭЦП" каждое изделие и/или его упаковку помечают индивидуальной криптографически закодированной цифровой печатью. Соответствующую информацию сохраняют на сервере данных. В сохраненной информации содержатся все данные о произведенном продукте, его характеристики, дата выпуска и т.д.

Для каждого участника цепи распределения (оптовые базы, оптовые продавцы, розничные сети и т.д.) предусмотрены поля маркировки в коде подписи. При прохождении продукта по цепи распределения происходит сканирование маркировки товара, и эта информация передается на сервер производителя. В этом случае нахождение продукта известно в любой точке цепи распределения в режиме реального времени. Таким образом, в случае подозрения подделки, пройдя по цепи продвижения изделия, несложно определить место появления поддельных изделий.

Технология "PI™ЭЦП"

Благодаря дополнительному методу разделения ключей коды криптографически закодированной цифровой печати не могут быть воссозданы или сгенерированы неуполномоченными лицами. Особенность *Технологии "PI™ЭЦП"* состоит в том, что даже лица, допущенные к процессу, не могут самостоятельно и несанкционированно генерировать криптографические коды. Таким образом предотвращаются злоупотребления кодами уполномоченными лицами производственной компании.

В качестве информационного носителя обычно используют применяемые штриховые коды или электронные носители данных, такие как RFID-технология (технология радиочастотной идентификации), которую обычно наносят на изделия или на его упаковку.

ProIdent состоит из 4 шагов:

1. Производство "PI™ЭЦП" и хранение соответствующих данных в базе данных продукции.
2. Маркировка каждой единицы продукции в текущем процессе производства.
3. Осуществление контроля "PI™ЭЦП" по всей цепи распределения.
4. Проверка изделий конечным пользователем (осуществляется через интернет или по мобильному телефону).

На рис. 1, 2, 3 (см. 4 стр. обложки) показаны схематически процессы генерации цифровой подписи товара, контроля товаров в процессе производства и проверки подлинности товара конечным потребителем.

Системные компоненты и основные требования для использования ProIdent:

1. Производство:

– основное программное обеспечение *"ProIdent™"*, включая программный интерфейс для связи к системам клиента;

– платформа аппаратных средств ЭВМ (объем в зависимости от использования), как правило, это: прикладной сервер, сервер базы данных, криптосервер;

– база данных;

– технология для маркировки.

2. Проверка на объектах по цепи распределения:

– технология записи данных (например: RFID или считыватель штрихового кода);

– доступ к сети или мобильный телефон;

– возможность PKI-инфраструктуры (инфраструктуры открытых ключей).

3. Конечный пользователь:

– доступ к сети или мобильный телефон.

На рис. 4 (см. 4 стр. обложки) представлена модель архитектуры *ProIdent* и ее основные компоненты.

Интеграция в существующие системы

ProIdent™ имеет модульное строение. Посредством соответствующей адаптации *ProIdent*™ может быть интегрирован в существующие системы логистики и управления товаров изготовителей и их коммерческих партнеров через внутренние системные прикладные интерфейсы.

Модульное строение *ProIdent*™ позволяет эффективно интегрироваться и развиваться в производственных и логистических системах, уже существующих или разрабатываемых. Поэтому на начальном этапе развития *ProIdent*™ обычно ограничивается технико-экономическим обоснованием, дополнительными аппаратными средствами ЭВМ и адаптацией определенного программного обеспечения.

Интеграция других участников сети поставки настраивается тем же самым способом, простым и дешевым, потому что интернет или другая существующая инфраструктура связи уже существуют и могут использоваться для того, чтобы соединить других участников.

В интересах непосредственной защиты пользователей конечный пользователь может сам реализовать проверку подлинности товара. Эта возможность способствует защите товарной марки и вносит вклад для борьбы с подделками.

Технологии маркировки

"PI™ЭЦП" может быть реализована посредством всех существующих и будущих технологий маркировки в зависимости от вида товара или его упаковки. Это означает, что даже металлические части, которые подвергают высокому нагреванию, могут быть помечены data matrix кодом, поддающимся проверке считывания.

В борьбе с подделками возлагали большие надежды в использовании RFID-технологии для индивидуальной маркировки изделий. Есть уже несколько решений в практическом использовании RFID, другие решения с более сложными характеристиками находятся в стадии испытаний. Только использование безопасных и гарантированных криптографических методов с возможностью проверки каждого изделия или единицы упаковки, объединенной с преимуществами RFID-технологии, может предоставить эффективную защиту против подделки товаров. Это применимо также к другим широко используемым технологиям маркировки, таких как: штриховой код, data matrix код или алфавитно-цифров код.

В *ProIdent*™ маркировка не зависит от носителя кода или сканирования, они могут быть свободно выбираемыми, например, как это изображено на рис. 5 (см. 4 стр. обложки).

Эксклюзивные характеристики

Для рыночных требований *ProIdent*™ представляет всемирное уникальное решение, которое имеет модульное строение и может быть приспособлено к специфическим требованиям компаний. Решение под ключ отвечает следующим требованиям:

– всемирное заявление того, что сражаться с международным подделыванием товаров возможно;

– модульное строение позволяет адаптироваться к специфическим условиям государств и производств, а также может быть расширено для всех товаров заинтересованных сторон;

– возможна адаптация к будущим стандартам и техническим требованиям;

– совместимость к различным технологиям маркировки (штриховой код, алфавитно-цифровой код, data matrix код, RFID-технология и др.) и, таким образом, неограниченная возможность применения ко всем видам товаров;

– защищен патентом;

– непрерывная проверка товаров вплоть до конечного пользователя;

– защита против внешних и внутренних атак.

***Основные преимущества использования системы ProIdent*™:**

• надежность и безопасность для производителей, торговли, сектора бытового обслуживания и конечных потребителей;

• получение абсолютного контроля в сфере доставки и распределения и, как следствие, улучшение репутации производителей;

• предотвращение риска юридической и моральной ответственности за изделие;

• исключительно благоприятное соотношение вложение – прибыль для пользователей системы ProIdent™.

Монтаж и ремонт тепловых сетей, теплопотребляющего оборудования и санитарно-технических систем.

Продолжение*

Испытания

Рассмотрены требования к испытаниям холодного и горячего водоснабжения, отопления, теплоснабжения, канализации, водостоков. Приведены формы актов испытаний, освидетельствования скрытых работ и паспорт вентиляционной системы.

Общие положения по испытаниям холодного и горячего водоснабжения, отопления, теплоснабжения, канализации, водостоков

По завершении монтажных работ должны быть выполнены:

• испытания систем отопления, теплоснабжения, внутреннего холодного и горячего водоснабжения и котельных гидростатическим или манометрическим методом с составлением акта согласно рис. 27, а также промывка систем;

• испытания систем внутренней канализации и водостоков с составлением акта согласно рис. 28;

• индивидуальные испытания смонтированного оборудования с составлением акта согласно рис. 29;

• тепловое испытание системы отопления на равномерный прогрев отопительных приборов.

Испытания систем с применением пластмассовых трубопроводов следует производить с соблюдением требований СН 478-80 (см. раздел "Соединение элементов трубопроводов").

Испытания должны производиться до начала отделочных работ.

Применяемые для испытаний манометры должны быть проверены.

При индивидуальных испытаниях оборудования должны быть выполнены следующие работы:

♦ проверка соответствия установленного оборудования и выполненных работ рабочей документации и требованиям настоящих правил;

♦ испытание оборудования на холостом ходу и под нагрузкой в течение 4 ч непрерывной работы. При этом проверяют балансировку колес и роторов в сборе насосов и дымососов, качество сальниковой набивки, исправность пусковых устройств, степень нагрева электродвигателя, выполнение требований к сборке и монтажу оборудования, указанных в технической документации предприятий-изготовителей.

Системы внутреннего холодного и горячего водоснабжения, отопления и теплоснабжения должны быть испытаны гидростатическим или манометрическим методом с соблюдением требований ГОСТ 24054–80, ГОСТ 25136–82 и СНиП 3.05.01–85.

Испытания гидростатическим методом систем отопления, теплоснабжения и водоподогревателей должны производиться при положительной температуре в помещениях здания, а систем холодного и горячего водоснабжения, канализации и водосто-

АКТ
ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ИЛИ МАНОМЕТРИЧЕСКОГО ИСПЫТАНИЯ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ
(ФОРМА)

_____
(наименование системы)

смонтированной в _____
(наименование объекта,

_____
здания, цеха)

г. _____ "___" _____ ___ г.

Комиссия в составе представителей:
заказчика _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

генерального подрядчика _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

монтажной (строительной) организации _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

произвела осмотр и проверку качества монтажа и составила настоящий акт о нижеследующем:

1. Монтаж выполнен по проекту _____
(наименование проектной организации и номера чертежей)

2. Испытание произведено _____
(гидростатическим или манометрическим методом)

давлением _____ МПа (_____ кгс/см^2)
в течение _____ мин

3. Падение давления составило _____ МПа (_____ кгс/см^2)

4. Признаков разрыва или нарушения прочности соединения котлов и водоподогревателей, капель в сварных швах, резьбовых соединениях, отопительных приборах, на поверхности труб, арматуры и утечки воды через водоразборную арматуру, смывные устройства и т.п. не обнаружено (ненужное подчеркнуть).

Решение комиссии:

Монтаж выполнен в соответствии с проектной документацией, действующими техническими условиями, стандартами, строительными нормами и правилами производства и приемки работ.

Система признается выдержавшей испытание давлением на герметичность.

Представитель заказчика _____
(подпись)

Представитель генерального подрядчика _____
(подпись)

Представитель монтажной (строительной) организации _____
(подпись)

Рис. 27. Форма акта гидростатического или манометрического испытания на герметичность

*Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении". № 12. 2006, № 1–4. 2007.

ков – при температуре не ниже 278 К (5 °С). Температура воды должна быть также не ниже 278 К (5 °С).

При проведении испытаний перед повышением давления необходимо полностью удалить воздух из соединения. Если при испытаниях на гидропрочность соединение было заполнено холодной водой и на его стенках появилась роса, то испытания на герметичность следует проводить после ее высыхания.

При испытаниях должно быть обеспечено постепенное и плавное повышение и снижение давления. Запрещается обстукивание соединения, находящегося под давлением. При обнаружении капель, пятен и(или) резкого падения давления испытания прекращают, соединения осматривают для установления причин дефекта.

АКТ
ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ ВНУТРЕННЕЙ КАНАЛИЗАЦИИ И ВОДОСТОКОВ
(ФОРМА)

_____
(наименование системы)

смонтированной в _____
(наименование объекта,

_____
здания, цеха)

г. _____ "___"_____ ___ г.

Комиссия в составе представителей:

заказчика _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

генерального подрядчика _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

монтажной организации _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

произвела осмотр и проверку качества монтажа, выполненного монтажным управлением, и составила настоящий акт о нижеследующем:

1. Монтаж выполнен по проекту _____
(наименование проектной организации и номера чертежей)

2. Испытание произведено проливом воды путем одновременного открытия _____ санитарных приборов,
(число)

подключенных к проверяемому участку в течение _____ мин, или наполнением водой на высоту этажа (*ненужное зачеркнуть*).

3. При осмотре во время испытаний течи через стенки трубопроводов и места соединений не обнаружено.

Решение комиссии:

Монтаж выполнен в соответствии с проектной документацией, действующими техническими условиями, стандартами, строительными нормами и правилами производства и приемки работ.

Система признается выдержавшей испытание давлением на герметичность.

Представитель заказчика _____
(подпись)

Представитель генерального подрядчика _____
(подпись)

Представитель монтажной (строительной) организации _____
(подпись)

Рис. 28. Форма акта испытания систем внутренней канализации и водостоков

АКТ
ИНДИВИДУАЛЬНОГО ИСПЫТАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ
(ФОРМА)

выполненного в _____
(наименование объекта,

_____
здания, цеха)

г. _____ "___"_____ ___ г.

Комиссия в составе представителей:

заказчика _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

генерального подрядчика _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

монтажной организации _____
(наименование организации, должность, инициалы, фамилия)

составила настоящий акт о нижеследующем:

1. _____
(вентиляторы, насосы, муфты, самоочищающиеся фильтры с электроприводом, регулирующие

_____
клапаны систем вентиляции (кондиционирования воздуха) (указываются номера систем)

_____
прошли обкатку в течение (согласно техническим условиям, паспорту)

2. В результате обкатки указанного оборудования установлено, что требования по его сборке и монтажу, приведенные в документации предприятий-изготовителей, соблюдены и неисправности в его работе не обнаружены.

Представитель заказчика _____
(подпись)

Представитель генерального подрядчика _____
(подпись)

Представитель монтажной (строительной) организации _____
(подпись)

Рис. 29. Форма акта индивидуального испытания оборудования

Системы внутреннего холодного и горячего водоснабжения

Величину пробного давления при гидростатическом методе испытания следует принимать равной 1,5 избыточного рабочего давления.

Гидростатические и манометрические испытания систем холодного и горячего водоснабжения должны производиться до установки водоразборной арматуры.

Выдержавшими испытания считаются системы, если в течение 10 мин нахождения под пробным давлением при гидростатическом методе испытаний не обнаружено падения давления более 0,05 МПа (0,5 кгс/см^2), капель в сварных швах, трубах, резьбовых соединениях, арматуре и утечке воды через смывные устройства.

По окончании испытаний гидростатическим методом необходимо выпустить воду из системы внутреннего холодного и горячего водоснабжения.

Манометрические испытания системы внутреннего холодного и горячего водоснабжения следует производить в следующей последовательности: систему заполнить воздухом пробным избыточным давлением 0,15 МПа (1,5 кгс/см^2); при обнаружении дефектов монтажа на слух следует снизить давление до атмосферного и устранить дефекты; затем систему заполнить воздухом давлением 0,1 МПа (1 кгс/см^2), выдержать ее под пробным давлением в течение 5 мин.

Система признается выдержавшей испытание, если при нахождении ее под пробным давлением падение давления не превысит 0,01 МПа (0,1 кгс/см^2).

Системы отопления и теплоснабжения

Испытание водяных систем отопления и теплоснабжения должно производиться при отключен-

ных котлах и расширительных сосудах гидростатическим методом давлением, равным 1,5 рабочего давления, но не менее 0,2 МПа (2 кгс/см^2) в самой нижней точке системы.

Система признается выдержавшей испытание, если в течение 5 мин нахождения ее под пробным давлением падение давления не превысит 0,02 МПа (0,2 кгс/см^2) и отсутствуют течи в сварных швах, трубах, резьбовых соединениях, арматуре, отопительных приборах и оборудовании.

Величина пробного давления при гидростатическом методе испытания для систем отопления и теплоснабжения, присоединенных к теплоцентралям, не должна превышать предельного пробного давления для установленных в системе отопительных приборов и отопительно-вентиляционного оборудования.

Манометрические испытания систем отопления и теплоснабжения следует производить в последовательности, указанной выше.

Системы панельного отопления должны быть испытаны, как правило, гидростатическим методом.

Манометрическое испытание допускается производить при отрицательной температуре наружного воздуха.

Гидростатическое испытание систем панельного отопления должно производиться до заделки монтажных окон давлением 1 МПа (10 кгс/см^2) в течение 15 мин, при этом падение давления допускается не более 0,01 МПа (0,1 кгс/см^2).

Для систем панельного отопления, совмещенных с отопительными приборами, величина пробного давления не должна превышать предельного пробного давления для установленных в системе отопительных приборов.

Величина пробного давления систем панельного отопления, паровых систем отопления и теплоснабжения при манометрических испытаниях должна составлять 0,1 МПа (1 кгс/см^2). Продолжительность испытания – 5 мин. Падение давления должно быть не более 0,01 МПа (0,1 кгс/см^2).

Паровые системы отопления и теплоснабжения с рабочим давлением до 0,907 МПа (9 кгс/см^2) должны испытываться гидростатическим методом давлением, равным 0,25 МПа (2,5 кгс/см^2) в нижней точке системы; системы с рабочим давлением более 0,07 МПа (0,7 кгс/см^2) – гидростатическим давлением, равным рабочему давлению плюс 0,1 МПа (1 кгс/см^2), но не менее 0,3 МПа (3 кгс/см^2) в верхней точке системы.

Система признается выдержавшей испытание давлением, если в течение 5 мин нахождения ее под пробным давлением падение давления не превысит 0,02 МПа (0,2 кгс/см^2) и отсутствуют течи в сварных швах, трубах, резьбовых соединениях, арматуре, отопительных приборах.

Системы парового отопления и теплоснабжения после гидростатических или манометрических испытаний должны быть проверены путем пуска пара с рабочим давлением системы, при этом утечки пара не допускаются.

Тепловое испытание систем отопления и теплоснабжения при положительной температуре наружного воздуха должно производиться при температуре воды в падающих магистралях систем не менее 333 К (60 °С). При этом все отопительные приборы должны прогреваться равномерно.

При отсутствии в теплое время года источников теплоты тепловое испытание систем отопления должно быть произведено после подключения к источнику теплоты.

Тепловое испытание систем отопления при отрицательной температуре наружного воздуха должно производиться при температуре теплоносителя в подающем трубопроводе, соответствующей температуре наружного воздуха во время испытания по отопительному температурному графику, но не менее 323 К (50 °С), и величине циркуляционного давления в системе согласно рабочей документации.

Тепловое испытание систем отопления следует производить в течение 7 ч, при этом проверяют равномерность прогрева отопительных приборов на ощупь.

Внутренняя канализация и водостоки

Испытания систем внутренней канализации выполняют методом пролива воды путем одновременного открытия 75 % санитарных приборов, подключенных к проверяемому участку в течение времени, необходимого для его осмотра.

Выдержавшей испытание считается система, если при ее осмотре не обнаружено течи через стенки трубопроводов и места соединений.

Испытания отводных трубопроводов канализации, проложенных в земле или подпольных кана-

АКТ
ОСВИДЕТЕЛЬСТВОВАНИЯ СКРЫТЫХ РАБОТ

_____
(наименование работ)

выполненных в _____
(наименование и место расположения объекта,

_____
здания, цеха)

г._____ "____"_____ ____ г.

Комиссия в составе:
представителя строительно-монтажной организации _____
(фамилия, инициалы, должность)

представителя технического надзора заказчика _____
(фамилия, инициалы, должность)

представителя проектной организации (в случаях осуществления авторского надзора проектной организации в соответствии с требованиями п. 1.5. СНиП 1.06.05–85) _____
(фамилия, инициалы, должность)

произвела осмотр работ, выполненных _____
(наименование строительно-монтажной организации)

и составила настоящий акт о нижеследующем:
1. К освидетельствованию предъявлены следующие работы: _____
(наименование скрытых работ)

2. Работы выполнены по проектно-сметной документации _____
(наименование проектной организации,

_____
номера чертежей и дата их составления)

3. При выполнении работ применены _____
(наименование материалов, конструкций, изделий со ссылкой на сертификаты

_____
или другие документы, подтверждающие качество)

4. При выполнении работ отсутствуют (или допущены) отклонения от проектно-сметной документации _____

_____
(при наличии отклонений указывается, кем согласованы, номера чертежей и дата согласования)

5. Дата: начала работ _____

окончания работ _____

Решение комиссии

Работы выполнены в соответствии с проектно-сметной документацией, стандартами, строительными нормами и правилами и отвечают требованиям их приемки.

На основании изложенного разрешается производство последующих работ по устройству (монтажу) _____

_____
(наименование работ и конструкций)

Представитель заказчика _____
(подпись)

Представитель генерального подрядчика _____
(подпись)

Представитель монтажной (строительной) организации _____
(подпись)

Рис. 30. Форма акта освидетельствования скрытых работ

лах, должны выполняться до их закрытия наполнением водой до уровня пола первого этажа.

Испытания участков систем канализации, скрываемых при последующих работах, должны выполняться проливом воды до их закрытия с составлением акта освидетельствования скрытых работ согласно рис. 30 (СНиП 3.01.01–85).

Испытание внутренних водостоков следует производить наполнением их водой до уровня наивысшей водосточной воронки. Продолжительность испытания должна составлять не менее 10 мин.

Водостоки считаются выдержавшими испытание, если при осмотре не обнаружено течи, а уровень воды в стояках не понизился.

Вентиляция и кондиционирование воздуха

Завершающей стадией монтажа систем вентиляции и кондиционирования воздуха являются их индивидуальные испытания.

К началу индивидуальных испытаний систем следует закончить общестроительные и отделочные работы по вентиляционным камерам и шахтам, а также закончить монтаж и индивидуальные испытания средств обеспечения (электроснабжения, теплохолодоснабжения и др.). При отсутствии электроснабжения вентиляционных установок и кондиционирования воздуха по постоянной схеме подключение электроэнергии по временной схеме и проверку исправности пусковых устройств осуществляет генеральный подрядчик.

Монтажные и строительные организации *при индивидуальных испытаниях* должны выполнить следующие работы:

- проверить соответствие фактического исполнения систем вентиляции и кондиционирования воздуха проекту (рабочему проекту) и требованиям настоящего раздела;
- проверить на герметичность участки воздуховода, скрываемые строительными конструкциями, методом аэродинамических испытаний по ГОСТ 12.3.018–79, по результатам проверки на герметичность составить акт освидетельствования скрытых работ по форме (см. рис. 30);
- испытать (обкатать) на холостом ходу вентиляционное оборудование, имеющее привод, клапаны и заслонки, с соблюдением требований, предусмотренных техническими условиями заводов-изготовителей.

Продолжительность обкатки принимают по техническим условиям или паспорту испытываемого оборудования. По результатам испытаний (обкатки) вентиляционного оборудования составляют акт по форме (см. рис. 29).

При регулировке систем вентиляции и кондиционирования воздуха до проектных параметров с учетом требований ГОСТ 12.4.021–75 следует выполнить:

♦ испытание вентиляторов при работе их в сети (определение соответствия фактических характеристик паспортным данным подачи и давления воздуха, частоты вращения и т.д.);

♦ проверку равномерности прогрева (охлаждения) теплообменных аппаратов и проверку отсутствия выноса влаги через каплеуловители камер орошения;

♦ испытание и регулировку систем в целях достижения проектных показателей по расходу воздуха в воздуховодах, местных отсосах, по воздухообмену в помещениях и определение в системах подсосов или потерь воздуха, допустимая величина которых через неплотности в воздуховодах и других элементах систем не должна превышать проектных значений;

(наименование ведомства,

наладочной организации)

ПАСПОРТ
ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ (СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА)
(ФОРМА)

Объект _____

Зона (цех) _____

А. Общие сведения

1. Назначение системы _____

2. Местонахождение оборудования системы _____

Б. Основные технические характеристики оборудования системы

1. Вентилятор

Данные	Тип	№	Диаметр колеса $D_{ном}$, мм	Подача, м³/ч	Полное давление, Па	Диаметр шкива, мм	Частота вращения, с⁻¹
По проекту							
Фактически							

Примечание. _____

2. Электродвигатель

Данные	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, с⁻¹	Диаметр шкива, мм	Вид передачи
По проекту					
Фактически					

Примечание. _____

3. Воздухонагреватели, воздухоохладители, в том числе зональные

Данные	Тип или модель	Число	Схема		Вид и параметры теплохладоносителя	Опробование* теплообменников на рабочее давление (выполнено, не выполнено)
			обвязки по теплохладоносителю	расположения по воздуху		
По проекту						
Фактически						

*Выполняется монтажной организацией с участием заказчика (наладочной организации).

Примечание. _____

4. Пылегазоулавливающее устройство

Данные	Наименование	№	Число	Расход воздуха, м³/ч % подсоса (выбив)	Сопротивление, Па
По проекту					
Фактически					

Примечание. _____

5. Увлажнитель воздуха

Данные	Насос				Электродвигатель			Характеристика увлажнителя
	тип	подача, м³/ч	давление перед форсунками, кПа	частота вращения, с⁻¹	тип	мощность, кВт	частота вращения, с⁻¹	
По проекту								
Фактически								

Примечание. _____

В. Расходы воздуха по помещениям (по сети)

Номер мерного сечения	Наименование помещений	Расход воздуха, м³/ч		Невязка, % (отклонения показателей)
		фактически	по проекту	

Схема системы вентиляции (кондиционирования воздуха)

Примечание. Указываются выявленные отклонения от проекта (рабочего проекта) и их согласование с проектной организацией или устранение.

Представитель заказчика (пусконаладочной организации) _____ (подпись, инициалы, фамилия)

Представитель проектной организации _____ (подпись, инициалы, фамилия)

Представитель монтажной организации _____ (подпись, инициалы, фамилия)

Рис. 31. Форма паспорта вентиляционной системы (системы кондиционирования воздуха)

♦ проверку действия вытяжных устройств естественной вентиляции.

На каждую систему вентиляции и кондиционирования воздуха оформляют паспорт в двух экземплярах по форме, приведенной на рис. 31.

Отклонения показателей по расходу воздуха от предусмотренных проектом после регулировки и испытания систем вентиляции и кондиционирования воздуха допускаются:

- ±10 % – по расходу воздуха, проходящего через воздухораспределительные и воздухоприемные устройства общеобменных установок вентиляции и кондиционирования воздуха при условии обеспечения требуемого подпора (разрежения) воздуха в помещении;
- +10 % – по расходу воздуха, удаляемого через местные отсосы и подаваемого через душирующие патрубки.

При комплексном опробовании систем вентиляции и кондиционирования *в состав пусконаладочных работ* входят:

♦ опробование одновременно работающих систем;

♦ проверка работоспособности систем вентиляции, кондиционирования воздуха и теплохолодоснабжения при проектных режимах работы с определением соответствия фактических параметров проектным; выявление причин, по которым не обеспечиваются проектные режимы работы систем и принятие мер по их устранению;

♦ опробование устройств защиты, блокировки, сигнализации и управления оборудования;

♦ замеры уровней звукового давления в расчетных точках.

Комплексное опробование систем осуществляют по программе и графику, разработанным заказчиком или по его поручению наладочной организацией и согласованным с генеральным подрядчиком и монтажной организацией.

Список литературы

1. **Справочник** механика. Нижний Новгород: "Вента-2", 2001.

Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования.

*Продолжение**

Слесарные работы

КАРТА 176

Зачистка заусенцев и притупление острых кромок шлицев и пазов пневматической шлифовальной машиной

Содержание работы

1. Взять шлифовальную машину
2. Зачистить заусенцы и притупить острые кромки по длине и торцу
3. Отложить шлифовальную машину

$T = 0{,}18L^{0{,}22}$ – наружные; $T = \dfrac{0{,}285L^{0{,}18}}{0{,}22}$ – внутренние

№ позиции	Длина паза (шлица) L, мм, до	Пазы (шлицы)			
		Наружные	Внутренние		
			Диаметр отверстия D, мм, до		
			100	200	300
		Время на 1 шлиц (паз) T, мин			
1	100	0,50	0,24	0,20	–
2	200	0,58	0,27	0,23	–
3	400	0,67	0,30	0,26	0,24
4	800	0,78	–	0,30	0,27

Примечания: 1. В карте предусмотрено время на зачистку шлица (паза) по длине и торцу.
2. При зачистке шлицев (пазов) напильником время брать с коэффициентом 1,3.

КАРТА 177

Опиливание плоскостей напильником
Материал – сталь, $\sigma_в$ до 60 кг/мм^2

Содержание работы

1. Взять и установить деталь
2. Взять напильник
3. Опилить плоскость
4. Очистить от стружки обрабатываемую поверхность
5. Отложить напильник
6. Снять деталь и отложить

$T_{1-6} = 0{,}01284B^{0{,}43}L^{0{,}98}$; $T_{7-12} = 0{,}01685B^{0{,}49}L^{0{,}94}$

№ позиции	Припуск на обработку, мм	Ширина плоскости, B, мм, до	Длина плоскости L, мм, до					
			100	125	150	200	250	300
			Время T, мин					
1	0,1	20	4,25	5,28	6,32	8,38	10,42	–
2		40	5,72	7,12	8,51	11,28	14,04	16,79
3		50	6,30	7,84	9,37	12,42	15,46	18,48
4		60	6,81	8,47	10,13	13,43	16,72	19,99

*Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 8, 11, 12, 2002; № 7–12, 2003; № 1–4, 7–9, 2004; № 2, 5–8, 11, 12, 2005; № 1–12, 2006; № 1, 3, 4, 2007.

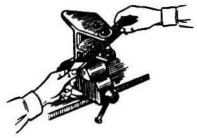
№ позиции	Припуск на обработку, мм	Ширина плоскости, *B*, мм, до	Длина плоскости *L*, мм, до					
			100	125	150	200	250	300
			Время *T*, мин					
5	0,2	80	7,71	9,59	11,46	15,20	18,91	22,61
6		100	8,48	10,56	12,62	16,73	20,82	24,895
7		20	5,55	6,84	8,12	10,64	13,13	15,58
8		40	7,79	9,61	11,40	14,95	18,43	21,88
9		50	8,69	10,72	12,72	16,67	20,57	24,41
10		60	9,50	11,72	13,91	18,23	22,49	26,69
11		80	10,94	13,49	16,02	20,99	25,89	30,73
12		100	12,21	15,06	17,87	23,42	28,88	34,28

Примечание. Поправочные коэффициенты на измененные условия работы.

Положение плоскости обработки	Вид напильника	Чистота поверхности	Материал									
			Сталь, $\sigma_в$, кг/мм^2				Чугун НВ-220		Сплавы			
			60...80		до 60				медные		алюминиевые	
			Вид поверхности									
			плоская	фасонная	плоская	фасонная	плоская	фасонная	плоская	фасонная	плоская	фасонная
			Коэффициент									
Горизонтальное	Драчевый	2	1,25	1,45	1,00	1,15	0,80	0,90	0,60	0,70	0,40	0,45
	Личной	4...5	1,45	1,65	1,20	1,35	1,00	1,10	0,80	0,90	0,60	0,65
Наклонное	Драчевый	2	1,35	1,55	1,10	1,25	0,90	1,00	0,65	0,75	0,45	0,50
	Личной	4...5	1,50	1,70	1,25	1,40	1,05	1,15	0,80	0,90	0,60	0,65
Вертикальное	Драчевый	2	1,50	1,70	1,20	1,40	0,95	1,10	0,70	0,80	0,50	0,55
	Личной	4...5	1,70	1,90	1,40	1,60	1,15	1,30	0,90	1,00	0,70	0,75

КАРТА 178

Обработка плоскостей напильником
Материал – сталь $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм^2



Содержание работы:
1. Взять напильник
2. Пригнать плоскость
3. Отложить напильник

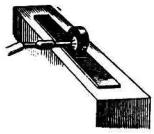
$T = 0{,}092 S^{0{,}54} П^{0{,}57}$

№ позиции	Площадь обрабатываемой плоскости *S*, мм, до	Припуск на обработку *П*, мм, до						
		0,05	0,08	0,10	0,13	0,15	0,18	0,20
		Время на 1 см^2 *T*, мин						
1	100	0,20	0,26	0,30	0,35	0,37	0,42	0,44
2	125	0,23	0,30	0,34	0,39	0,42	0,47	0,50
3	150	0,25	0,33	0,37	0,43	0,47	0,52	0,55
4	180	0,28	0,36	0,41	0,47	0,57	0,57	0,61
5	250	0,33	0,43	0,49	0,57	0,61	0,68	0,72
6	300	0,36	0,47	0,54	0,63	0,68	0,75	0,80

Примечание. При обработке деталей сложной конфигурации время брать с поправочным коэффициентом 1,4.

КАРТА 179

Обработка плоскостей шлифовальной пневматической машиной
Материал – чугун НВ-200



Содержание работы:

1. Взять шлифовальную пневматическую машину
2. Включить шлифовальную пневматическую машину
3. Пригнать плоскость
4. Выключить шлифовальную пневматическую машину
5. Отложить шлифовальную пневматическую машину

$T = 0{,}00016L^{1{,}19}П^{0{,}7}$

№ позиции	Длина обрабатываемой поверхности L, мм, до	Припуск на обработку $П$, мм, до						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
		Время на 1 см^2 T, мин						
1	500	0,08	0,11	0,14	0,16	0,18	0,22	0,26
2	600	0,11	0,14	0,17	0,20	0,23	0,28	0,32
3	700	0,13	0,17	0,20	0,24	0,27	0,33	0,39
4	800	0,15	0,20	0,24	0,28	0,32	0,39	0,46
5	900	0,17	0,22	0,28	0,32	0,36	0,45	0,52
6	1000	0,19	0,26	0,31	0,36	0,42	0,51	0,59
7	1200	0,24	0,32	0,39	0,45	0,52	0,63	0,74
8	1500	0,31	0,42	0,51	0,59	0,67	0,82	0,96

Примечание. При обработке деталей из других материалов время брать с поправочными коэффициентами: сталь $\sigma_в$ = 60...80 кг/мм – 1, 2; алюминиевые, медные сплавы – 0,8.

КАРТА 180

Притирка цилиндрических поверхностей
Материал – сталь $\sigma_в$ = 60...80 кг/мм^2, точность притирки 0,05...0,015 мм

Содержание работы:

1. Смазать внутреннюю цилиндрическую поверхность притирочным порошком
2. Взять притир и притереть поверхность
3. Отложить притир
4. Проверить поверхность по краске

$T = 0{,}0422D^{0{,}78}L^{0{,}83}$

№ позиции	Диаметр притираемой поверхности D, мм, до	Длина притираемой поверхности L, мм, до					
		10	15	25	40	65	100
		Время T, мин					
1	20	2,95	4,13	6,32	9,33	13,96	19,96
2	30	4,05	5,67	8,66	12,80	19,15	27,38
3	40	5,07	7,10	10,84	16,02	23,97	34,27
4	60	6,95	9,74	14,88	21,98	32,88	47,02
5	80	8,70	12,19	18,62	27,51	41,16	58,85

Примечание. При притирке деталей из других материалов время брать с поправочным коэффициентом.

Материал	Сталь, $\sigma_в$, кг/мм^2			Чугун НВ	Сплавы	
	до 40	40...60	60...80	220	медные	алюминиевые
Коэффициент	0,8	0,9	1,0	0,9	0,85	0,75

КАРТА 181

Шабрение бронзовых вкладышей
Точность – 10...12 пятен на площади 25×25 мм²

Содержание работы

1. Нанести краску на поверхность вкладышей
2. Взять шабер

$T_{1-3} = 0{,}0249d^{0,4}L^{0,7}$;

3. Шабрить последовательно нижний и верхний вкладыши до получения заданной точности
4. Отложить шабер

$T_{4-6} = 0{,}0283d^{0,65}L^{0,97}$

№ позиции	Внутренний диаметр вкладышей d, мм, до	Припуск на диаметр, мм, до	Длина вкладышей L, мм, до					
			50	65	100	125	160	200
			Время на подшипник T, мин					
1	50	0,04	18,41	22,12	29,91	34,96	–	–
2	65		20,45	24,57	32,22	38,83	46,16	–
3	100		24,29	29,19	39,46	46,14	54,84	64,11
4	125	0,08	29,03	37,44	56,86	70,60	89,70	111,37
5	160		–	43,95	66,75	82,88	105,31	130,76
6	200		–	–	77,17	95,82	121,74	151,17

Примечание. При изменении припуска на обработку время брать с поправочным коэффициентом.

Внутренний диаметр вкладышей, мм, до	Припуск $П$, мм, до							
	0,04	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
	Коэффициент							
100	1,0	1,1	1,15	1,2	1,25	1,35	–	–
200	–	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,4	1,6

КАРТА 182

ШАБРЕНИЕ БРОНЗОВЫХ ВТУЛОК
Втулка запрессована горизонтально; перемещается вал;
точность – 10...12 пятен на площади 25 × 25 мм²; материал – бронза безоловянистая

Содержание работы

1. Нанести краску на шейку вала и перенести на внутреннюю поверхность втулки
2. Взять шабер

$T_{1-4} = 0{,}00716d^{0,78}L^{0,98}$;

3. Шабрить втулку до получения заданной точности
4. Отложить шабер

$T_{5-7} = 0{,}0409d^{0,63}L^{0,77}$

№ позиции	Внутренний диаметр втулки d, мм, до	Припуск на диаметр, мм	Длина втулки L, мм, до						
			35	50	65	100	125	160	200
			Время T, мин						
1	35	0,04	3,74	5,30	6,85	10,45	13,01	–	–
2	50		4,93	7,00	9,05	13,81	17,18	–	–
3	65		–	8,59	11,11	16,94	21,08	26,85	–
4	100		–	–	15,5	23,71	29,50	37,58	46,76
5	125	0,08	–	–	–	29,70	35,27	42,65	50,65
6	160		–	–	–	34,70	41,20	49,83	59,17
7	200		–	–	–	39,94	47,42	57,35	68,10

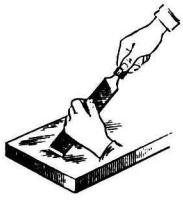
Поправочные коэффициенты на измененные условия работы

Материал	Точность, число пятен на площади 25 × 25 мм²	Положение втулки и вала при нанесении краски			
		Втулка запрессована горизонтально; перемещается вал	Втулка запрессована вертикально; перемещается вал	Вал установлен неподвижно; перемещается втулка	Втулка запрессована в тяжеловесный корпус, вал установлен неподвижно, перемещается втулка с корпусом
		Коэффициент			
Сталь	6...8	1,0	1,35	0,8	1,25
	10...12	1,2	1,70	1,0	1,6
	16...18	1,3	1,85	1,1	1,7
Чугун	6...8	0,9	1,2	0,7	1,1
	10...12	1,1	1,5	0,9	1,4
	16...18	1,2	2,7	1,0	1,6
Бронза безоловянистая	6...8	0,8	1,1	0,6	1,0
	10...12	1,0	1,4	0,9	1,3
	16...18	1,1	1,5	1,0	1,4

Внутренний диаметр втулки d, мм, до	Припуск на диаметр $П$, мм, до							
	0,04	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2
	Коэффициент							
100	1,0	1,0	1,15	1,2	1,25	1,35	–	–
200	–	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,4	1,6

КАРТА 183

Шабрение горизонтальной плоскости
Точность – 10...12 пятен на площади 25×25 мм², припуск – 0,15 мм; материал – чугун НВ-200



Содержание работы

1. Нанести слой краски на контрольную плиту или контрольную линейку
2. Проверить по краске плоскость обработки детали
3. Взять шабер
4. Шабрить плоскость обработки до получения требуемой точности

$T_1 = \frac{0,515}{S^{0,24}}$; $T_2 = \frac{0,565}{S^{0,24}}$; $T_3 = \frac{0,62}{S^{0,24}}$; $T_4 = \frac{0,675}{S^{0,24}}$; $T_5 = \frac{0,72}{S^{0,24}}$

№ позиции	Положение плоскости обработки		Площадь обработки S, см², до									
			10	15	30	50	80	125	200	400	650	1000
			Время на 1 см² T, мин									
1	Горизонтальное		0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10
2	Под углом	внешним	0,33	0,29	0,25	0,22	0,20	0,17	0,16	0,13	0,12	0,11
3		внутренним	0,36	0,32	0,27	0,24	0,22	0,19	0,18	0,15	0,13	0,12
4	Вертикальное		0,38	0,35	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,13
5	Потолочное		0,41	0,38	0,32	0,28	0,25	0,23	0,20	0,17	0,15	0,14

Примечание. При изменении припуска на обработку время брать с поправочным коэффициентом.

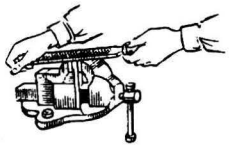
Припуск, мм, до					
0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Коэффициент					
0,8	0,9	1,0	1,15	1,20	1,25

Поправочные коэффициенты на точность обработки														
Материал														
Сталь, $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм^2			Чугун НВ						Сплавы					
			200			220...240			медные			алюминиевые		
Точность – число пятен на площади 25×25 мм^2														
6...8	10...12	16...18	6...8	10...12	16...18	6...8	10...12	16...18	6...8	10...12	16...18	6...8	10...12	16...18
Коэффициент														
0,8	1,2	1,55	0,65	1,0	1,3	0,7	1,1	1,4	0,5	0,8	1,0	0,4	0,6	0,75

КАРТА 184

Изготовление шпонок
Припуск – 1 мм на сторону

Содержание работы



1. Взять заготовку и закрепить в тиски
2. Отпилить заготовку в размер шпонки драчевым и личным напильником
3. Отложить напильник
4. Открепить шпонку и отложить

$$T = 0{,}2S^{0{,}62}L^{0{,}56}$$

№ позиции	Сечение шпонки S, мм^2	Длина шпонки L, мм, до						
		10	16	28	40	70	100	160
		Время T, мин						
1	4×4	1,71	2,23	3,05	3,73	–	–	–
2	5×5	1,97	2,56	3,51	4,28	5,86	–	–
3	6×6	–	2,87	3,93	4,79	6,56	–	–
4	8×7	–	–	4,69	5,73	7,84	9,57	–
5	10×8	–	–	5,39	6,58	9,00	10,99	–
6	12×8	–	–	6,03	7,37	10,08	12,31	16,01
7	14×9	–	–	–	8,11	11,09	13,54	17,62
8	16×10	–	–	–	8,80	12,05	14,71	19,14
9	18×11	–	–	–	–	12,96	15,82	20,59
10	20×12	–	–	–	–	13,83	16,89	21,98
11	22×14	–	–	–	–	14,68	17,92	23,32
12	25×14	–	–	–	–	15,89	19,40	25,24

Примечание. При отпиливании заготовки с припуском более 1 мм на сторону время брать с коэффициентом 1,5.

КАРТА 185

Сверление отверстий вручную
Сверло – Р18; материал – сталь, $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм²

Содержание работы

1. Взять ручную сверлильную машину и сверло
2. Вставить сверло, закрепить и включить ручную сверлильную машину
3. Просверлить отверстие
4. Выключить ручную сверлильную машину, очистить сверло от стружки и отложить
5. Очистить от стружки деталь и отложить

$$T = 0{,}091 L^{0{,}98} D^{0{,}18}$$

№ позиции	Глубина сверления L, мм, до	Диаметр отверстия D, мм, до									
		3	4	5	6	7	8	9	10	12	14
		Время T, мин									
1	4	0,43	0,45	0,47	0,49	0,50	0,51	0,53	–	–	–
2	5	0,54	0,57	0,59	0,61	0,63	0,64	0,65	–	–	–
3	8	0,85	0,90	0,93	0,96	0,99	1,02	1,04	1,06	1,09	–
4	10	1,06	1,12	1,16	1,20	1,23	1,26	1,29	1,32	1,36	1,44
5	15	1,58	1,66	1,73	1,79	1,84	1,88	1,92	1,96	2,02	2,08
6	20	2,09	2,20	2,29	2,37	2,43	2,49	2,55	2,59	2,68	2,76
7	25	2,60	2,74	2,85	2,95	3,03	3,10	3,17	3,23	3,34	3,43
8	30	3,11	3,27	3,40	3,52	3,62	3,71	3,79	3,86	3,99	4,10

Примечание. При сверлении отверстий вручную в зависимости от марки ручной сверлильной машины время брать с поправочным коэффициентом.

Марка ручной сверлильной машины	Частота вращения шпинделя, об/мин	Коэффициент
И-38Б; С-480; С-531; С-479	600	1,2
И-28А; И-59; И-29А; РС-32	300	1,5
С-363; С-437	1200	1,00
С-437; С-363	1400	0,9
И-74А; С-469; Д-1М	3000	0,7
СД-8М; РС-8	2000	0,75

Примечание. При измененных условиях работы табличное время брать с поправочным коэффициентом.

Положение поверхности обработки	Вид отверстия	Материал					
		Сталь, $\sigma_в$, кг/мм²			Чугун НВ-220	Сплавы	
		до 40	40...60	60...80		Медные	Алюминиевые
		Коэффициент					
Горизонтальное	Сквозное	0,90	1,0	1,2	0,80	0,70	0,50
	Глухое	1,10	1,2	1,4	0,95	0,85	0,60
Вертикальное	Сквозное	1,00	1,1	1,3	0,90	0,75	0,55
	Глухое	1,20	1,3	1,5	1,05	1,09	0,65
Потолочное	Сквозное	1,20	1,3	1,5	1,05	0,90	0,65
	Глухое	1,35	1,5	1,8	1,20	1,05	0,75

Примечание. В зависимости от количества отверстий в детали табличное время брать с поправочным коэффициентом.

Число отверстий в детали, до	7	10	20	30
Коэффициент	1,0	0,9	0,75	0,65

Примечание. При сверлении отверстий на цилиндрической поверхности табличное время брать с коэффициентом 1,3.

(Продолжение следует.)

Система технического обслуживания и ремонта техники. Основные положения *(по материалам ГОСТ 28.001–83)**

Настоящий стандарт устанавливает назначение и состав комплекса стандартов "Система технического обслуживания и ремонта техники" (СТОИРТ) и правила обозначения относящихся к нему государственных стандартов.

Комплекс стандартов СТОИРТ предназначен для нормативного обеспечения системы технического обслуживания и ремонта техники.

1. Установленные стандартами СТОИРТ требования должны быть направлены на:

обеспечение заданного уровня готовности изделий к применению по назначению и их работоспособности в процессе применения;

снижение затрат времени, труда и средств на выполнение технического обслуживания (ТО) и ремонта изделий.

2. В развитие комплекса стандартов СТОИРТ разрабатываются комплексы стандартов по видам техники с учетом особенностей отраслей и производств, например, система технического обслуживания и ремонта (СТОИР) технологического оборудования машиностроительных предприятий, СТОИР автомобилей, СТОИР строительных машин, СТОИР сельскохозяйственной техники и т.п.

3. Состав классификационных групп стандартов приведен в таблице.

4. Структура комплексов стандартов СТОИР конкретных видов техники в общем случае должна соответствовать структуре комплекса стандартов СТОИРТ.

5. Обозначение стандартов СТОИРТ строится по классификационному признаку. Номер составляется: из двух цифр, присвоенных классу стандартов (28); одной цифры (после точки), обозначающей классификационную группу стандартов в соответствии с п. 6; двузначного числа, определяющего порядковый номер стандарта в данной группе, и двузначного числа (после тире), указывающего год регистрации стандарта (рис. 1).

Рис. 1. Пример обозначения стандарта "СТОИРТ. Основные положения"

Код группы	Наименование группы стандартов	Код группы	Наименование группы стандартов
0	Общие положения	4	Требования к средствам ТО и ремонта
1	Требованиям к СТОИР конкретных видов техники, в том числе к изделиям как объектам ТО и ремонта	5	Требования к метрологическому обеспечению ТО и ремонта
2	Требования к организации ТО и ремонта	6	Правила оценки качества ТО и ремонта изделий
3	Требования к технологическим процессам ТО и ремонта	7–9	Резерв

*Дата введения 01.01.84.

Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности изделий

*(по материалам ГОСТ 21624–81)**

Настоящий стандарт устанавливает требования к изделиям по обеспечению заданного уровня эксплуатационной технологичности (ЭТ) и ремонтопригодности (РП), а также значения показателей ЭТ и РП, предусмотренных ГОСТ 20334–81, для изделий автомобильной техники – полноприводных и неполноприводных автомобилей (грузовых, легковых и автобусов), прицепов и полуприцепов (далее – изделий).

Стандарт не распространяется на специальные и специализированные изделия автомобильной техники.

Требования к ЭТ и РП изделий должны включаться в техническое задание на разработку или модернизацию изделия и карту технического уровня.

Термины, применяемые в настоящем стандарте, и пояснения к ним приведены в справочном Приложении 1.

1. Общие положения

1.1. Требования по обеспечению ЭТ и РП изделий автомобильной техники предназначены для снижения затрат времени, труда и средств на техническое обслуживание и ремонт и повышение эффективности их использования в процессе эксплуатации.

1.2. Настоящим стандартом регламентируются значения нормируемых показателей ЭТ и РП изделий автомобильной техники.

1.3. Показатели ЭТ и РП изделий должны задаваться в виде величин:

периодичности видов технического обслуживания в километрах пробега изделия;

удельной оперативной трудоемкости технического обслуживания (без ежедневного) в человеко-часах на 1000 км пробега изделия;

удельной оперативной трудоемкости текущего ремонта в человеко-часах на 1000 км пробега изделия.

1.4. Значения всех показателей ЭТ и РП при техническом обслуживании и текущем ремонте заданы для первой категории условий эксплуатации и климатических районов с коэффициентом корректирования 1,0.

1.5. Периодичность технического обслуживания (кроме ежедневного), а также удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта для иных категорий условий эксплуатации и иных климатических районов устанавливаются с учетом коэффициентов корректирования, приведенных в рекомендуемом Приложении 2.

2. Требования по обеспечению эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности изделий

2.1. Конструкция и компоновка изделия и его составных частей должны обеспечивать проведение всех операций технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР) с минимально возможными трудовыми и материальными затратами.

2.2. Общими требованиями по обеспечению ЭТ и РП изделий автомобильной техники являются:

увеличение периодичности ТО изделий;

повышение безотказности работы изделия и его составных частей;

обеспечение доступности к составным частям изделия, требующим проведения ТО и ТР;

обеспечение легкосъемности составных частей изделия;

стандартизация и унификация составных частей изделия и эксплуатационных материалов;

сокращение количества объектов изделия, требующих регулярного технического обслуживания;

сокращение номенклатуры и типоразмеров крепежных деталей;

совершенствование антикоррозийной защиты изделия, его составных частей и крепежных деталей;

*Дата введения 01.01.83.

обеспечение доступа к составным частям, требующим проведения антикоррозионной защиты в эксплуатации;

обеспечение контролепригодности при использовании по назначению, техническом обслуживании и текущем ремонте;

обеспечение приспособленности изделия к выполнению моечных, крепежных, регулировочных, смазочных, контрольно-диагностических и ремонтных работ;

обеспечение приспособленности к выполнению доводочно-регулировочных и контрольно-измерительных работ;

обеспечение возможности применения оригинальных конструктивных решений и новых материалов;

обеспечение полной геометрической и функциональной взаимозаменяемости однотипных составных частей при техническом обслуживании и ремонте;

снижение численности обслуживающего персонала и потребности в специалистах с высоким уровнем квалификации за счет уменьшения и упрощения демонтажно-монтажных, регулировочных и других работ.

2.3. Конкретные рекомендации по обеспечению ЭТ и РП изделий и их составных частей приведены в рекомендуемом Приложении 3.

3. Значения показателей

3.1. Значения периодичности ежедневного (ЕО), первого (ТО-1) и второго (ТО-2) технического обслуживания, задаваемые в технической документации, и ТО по сервисным книжкам приведены в табл. 1.

3.2. При установлении других видов технического обслуживания их периодичность должна быть не менее периодичности второго технического обслуживания.

3.3. Сезонное техническое обслуживание (СО) выполняют дважды в течение календарного года перед началом осенне-зимней и весенне-летней эксплуатации и совмещают с очередным ТО.

Численное значение периодичности СО определяют отношением годового пробега к количеству выполненных СО.

Удельную оперативную трудоемкость сезонного технического обслуживания включают в показатель удельной оперативной трудоемкости технического обслуживания.

3.4. Значения нормируемых показателей ЭТ и РП неполноприводных и полноприводных автомобилей приведены в табл. 2–6.

3.5. Величины разовой трудоемкости ЕО и удельной трудоемкости ТР, а также удельной оперативной трудоемкости ТО (без ежедневного), задаваемые в технической документации для базовых моделей изделий автомобильной техники общего назначения в первой категории условий эксплуатации, не должны превышать значений, приведенных в табл. 2–5.

3.6. Величины разовой оперативной трудоемкости ЕО, а также удельной оперативной трудоемкости ТО и ТР для полноприводных автомобилей не должны превышать значений, приведенных в табл. 6.

1. Периодичность технического обслуживания изделий автомобильной техники (I категория условий эксплуатации)

Тип изделия	Периодичность видов технического обслуживания			
	ЕО	ТО-1	ТО-2	ТО по сервисным книжкам
		км, не менее		
Автомобили легковые	Один раз в рабочие сутки независимо от числа рабочих смен	5000	20 000	10 000
Автобусы		5000	20 000	–
Автомобили грузовые, автобусы на базе грузовых автомобилей или с использованием их основных агрегатов		4000	16 000	–
Прицепы и полуприцепы		4000	16 000	–
Автомобили полноприводные		4000	16 000	–

Примечание. Указанная периодичность технического обслуживания не относится к периоду обкатки нового автомобиля или агрегата, для которых могут устанавливаться меньшие значения периодичности.

2. Трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта легковых автомобилей с колесной формулой 4×2

Класс автомобиля	Рабочий объем двигателя, л	Масса (сухая), кг	Оперативная трудоемкость		
			разовая ежедневного технического обслуживания, чел.-ч	удельная	
				технического обслуживания	текущего ремонта
				чел.-ч/тыс. км	
			не более		
Особо малый	До 1,2	До 850	0,25	0,70	1,7
Малый	Св. 1,2 до 1,8	Св. 850 до 1150	0,35	0,80	2,0
Средний	" 1,8 " 3,5	" 1150 " 1500	0,50	1,00	2,3

3. Трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта автобусов

Класс	Длина, м	Оперативная трудоемкость		
		разовая ежедневного технического обслуживания, чел.-ч	удельная	
			технического обслуживания	текущего ремонта
			чел.-ч/тыс. км	
		не более		
Особо малый	До 5,0	0,50	2,00	3,6
Малый	Св. 6,0 до 7,5	0,70	2,50	4,0
Средний	" 8,0 " 9,5	0,95	3,00	4,5
Большой	" 10,5 " 12,0	1,20	3,90	4,9

4. Трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей грузовых общего назначения с колесной формулой 4×2 и 6×4

Грузоподъемность	Полезная нагрузка, т	Оперативная трудоемкость		
		разовая ежедневного технического обслуживания, чел.-ч	удельная	
			технического обслуживания	текущего ремонта
			чел.-ч/тыс. км	
		не более		
Особо малая	От 0,5 до 1,0	0,20	0,90	2,0
Малая	Св. 1,0 " 3,0	0,40	1,20	2,7
Средняя	" 3,0 " 4,0 " 4,0 " 5,0	0,55 0,55	1,40 1,80	3,2 3,5
Большая	" 5,0 " 8,0 " 8,0 " 10,0	0,65	2,00	5,0
Особо большая	" 10,0 " 16,0	0,80 1,00	2,50 2,60	5,5 7,0

(Продолжение следует.)

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство **"Машиностроение"**, 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение – 1".

Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.

Дизайнер *Погорелова Т.Н.* Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 09.03.07 г. Подписано в печать 25.04.07 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,37 (в т. ч. вкл. 0,49). Уч.-изд. л. 8,24 (в т. ч. вкл. 0,75). Заказ 527. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в Подольской типографии – филиале ОАО "ЧПК", 142110, Подольск, ул. Кирова, д. 15.