



УДК 629.12.011:539.4

А.И. Айнабеков, У.С. Сулейменов, Ш.Т. Ешимбетов

Южно-Казахстанский государственный университет им. М. Ауэзова, г. Шымкент

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДРАСТАНИЙ КОРОТКИХ ТРЕЩИН УСТАЛОСТИ
У КОНЦЕНТРАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЙ В СВАРНОЙ БАЛКЕ**

В элементах конструкции, под влиянием различных эксплуатационных постоянных и переменных нагрузок, в зонах конструктивных и технологических концентраторов напряжений возникают трещины.

При этом рост местных напряжений наблюдается не только в стадии разрушения, но и на протяжении какого-то периода в стадии распространения трещины.

При разработке методов анализа результатов экспериментальных исследований усталости конструкций или конструктивно подобных моделей, а также при оценке процесса их усталостного разрушения с учетом концентраторов напряжений процесс образования и роста трещины обычно разделяют на следующие периоды:

- а) зарождение трещины усталости в местах максимальной концентрации напряжений;
- б) развитие трещины под влиянием местного роста напряжений, обусловленного формой деталей конструкций, соотношением жесткостей соединенных элементов и т.п.;
- в) развитие трещины за пределами концентраторов напряжений.

Разграничение этих периодов какой-либо количественной мерой представляет определенную трудность.

Однако могут быть предложены приближенные инженерные оценки, которые позволяют осуществить удовлетворительный, качественный и количественный анализ начальных стадий усталостного разрушения конструкций.

Целесообразность рассмотрения периода зарождения трещины становится очевидной, т.к. эта стадия для исследования работы напряженно-деформированного состояния многих конструкций и их элементов имеет практическое значение.

Для описания явления усталости на этой стадии образования и развития трещины разработан и применяется эффективный метод по критерию Коффина-Мэнсона, в котором в качестве меры повреждаемости конструкции служит величина суммарной местной деформации, развивающейся в зоне концентрации напряжений.

Однако физический признак разрушения материала конструкции по критерию Коффина-Мэнсона не определен. При экспериментальном формировании исходных данных о материале таким физическим признаком может являться разрушение рабочей части образца, в которой складывается однородное напряженно-деформированное состояние. В конструкциях в зоне концентраций складывается неоднородное напряженно-деформированное состояние, и указать границу области, в пределах которой разрушение описывается деформационным критерием, затруднительно.

Поэтому, определяя границу разрушения в период зарождения трещины, приходится основываться на исследованиях закономерностей раннего подрастания трещины. На основании

расчетного исследования поля напряжений у короткой трещины усталости в работе [1] с учетом упругопластического деформирования материала оценена вышеуказанная обсуждаемая граница. Отмечено, что ею может служить протяженность зоны циклического пластического деформирования материала у оснований концентратора до возникновения трещины.

Количественные оценки этой величины (по данным [2]) удовлетворительно согласуются с обнаруживаемыми в опытах начальными размерами трещины.

Для изучения закономерностей разрушения конструкции от развивающейся усталостной трещины выполнены экспериментальные исследования развития усталостных трещин на модели сварной двутавровой балки с высотой стенки 480 мм, изготовленной из стали марки Ст8 с $\sigma_T = 240$ МПа, $\sigma_B = 390$ МПа, характерные размеры которой близки к размерам натурных конструкций (рис. 1).

В стенке балки на уровне нейтральной оси прорезаны два квадратных отверстия. Квадратные вырезы в углах затуплены с различными радиусами скругления: 5,0; 7,5; 10,0; 12,5 мм.

Балки устанавливались на две кольцевые опоры. В пролете нагружались четырьмя сосредоточенными силами с использованием стенда, оборудованного силовыми установками «Амслер». В местах расположения опор и приложения усилий от гидравлических домкратов стенки балки подкреплены брикетами. Испытания проводились при циклическом одностороннем изгибе. При этом измерялись и регистрировались общие деформации балки и местные деформации у отверстий в местах предполагаемого возникновения трещин. Предварительно балка многократно подвергалась статистическому нагружению от четырех домкратов с общим усилием 388 кН. Измерены общие и местные деформации. Наибольшая деформация на скругленном угле выреза составила 0,39 %, а номинальное касательное напряжение в крайнем у опоры участке при максимальных значениях нагрузки составило $\Delta\tau = 67,8$ МПа. По измеренным деформациям в упругой области определены теоретические коэффициенты концентрации напряжений как отношение максимального напряжения к номинальному касательному напряжению в сечении, где располагается вырез, который оказался равным $K_1 = 8,1$. Эта величина практически совпадает с теоретическим коэффициентом концентрации напряжений по данным [3].

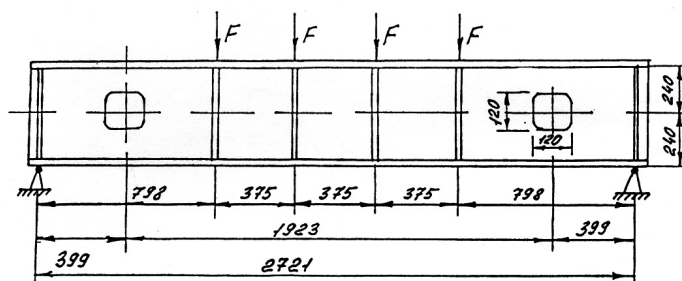


Рис. 1. Конструктивная схема модели и схема ее нагружения

Обнаруженные трещины измерялись с двух сторон, и их длина усреднялась.

По измеренной циклической деформации и критерию

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_p + \varepsilon_e = CN^{-2} + 2\sigma_{-1} / E \quad (1)$$

ориентировочно определено число циклов нагружения до обнаружения трещины (по данным [4]) для близкой по свойствам марки стали, которая составила $N = (9 \dots 12) \cdot 10^3$ циклов.

Фактически трещина обнаружена после 20 000 циклов, когда ее средняя длина, измеренная с обеих сторон, достигла 2,8 мм. При продолжении испытаний до 40 000 циклов, средняя длина трещины достигла 6,9 мм.

Для сравнения экспериментальных значений подрастания усталостных трещин с теоретическими был произведен расчет с использованием математического метода определения коэффициентов интенсивности напряжений [5].

$$\Delta K = M_C(a) \cdot M_P(a) \cdot \Delta \tau (\pi a)^{1/2}. \quad (2)$$

Поправка $M_C(a)$ определяется следующей зависимостью

$$M_C(a) = 1 + \frac{K_t - 1}{(1 + a/4,25)}, \quad (3)$$

где $a = 4,25 ((K_t - 1) / 2\sigma_{-1} / \Delta \tau - 1)^{1/1,16} - 1$; σ_{-1} – предел усталости материала: $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_B$; $\Delta \tau$ – номинальное касательное напряжение. Пластическая поправка вычисляется по формуле

$$M_P(a) = (1 + 0,25(M_C(a) \cdot \sigma / \sigma_t)^2)^{1/2}. \quad (4)$$

Интегрированием выражения [6]

$$da/dN = C(\Delta K)^m, \quad (5)$$

($\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ размах изменения коэффициента интенсивности напряжений), может быть найдено количество циклов нагружения, соответствующее подрастанию трещины:

$$N(a) = 1/C \int (\Delta K)^{-m} da. \quad (6)$$

При вычислении $N(a)$ параметры уравнений Периса-Эрдагона (5) приняты по результатам исследований [1], где для малоуглеродистой стали получено: $C = m^2 \cdot 504 \cdot 10^{-13}$, $m = 2 \cdot 88$.

Результаты расчета подрастания трещины и опытная зависимость, полученная осреднением измерений длины трещины на обеих поверхностях стенки балки, показаны на рис. 2.

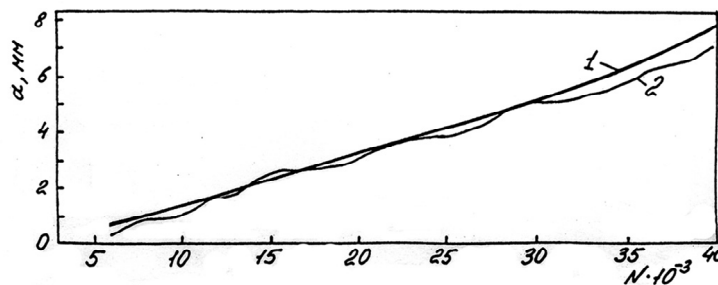


Рис. 2. Зависимость подрастания трещины у концентраторов напряжения от цикла нагружения: 1 – теоретическое; 2 – экспериментальное

Итак, результаты исследования по прогнозированию подрастаний трещин усталости у концентраторов напряжений в конструкциях показал удовлетворительную сходимость экспериментальных и теоретических данных и оправданность применения предложенного метода для прогнозирования роста усталостных трещин.

Список литературы

1. Петин С.В., Летова Т.И., Осжигитов К. Влияние концентрации напряжения и пластичности материала на рост коротких трещин усталости // Труды ЛКИ: Применение численных методов в расчетах судовых конструкций. – 1984. – С. 60-67.
2. Петин С.В. Обоснование расчетного проектирования судовых конструкций с учетом усталости: Дис. ... докт. техн. наук. – Л.: ЛКИ, 1984.
3. Петерсон С.В. Коэффициенты концентрации напряжений. – М.: Мир, 1977.

4. Karlsson A., Bakdund J. Summary of SIF Design territorial Journal of Fracture, 1976 m, Vol. 11. - N 6. - p. 585-596.
5. Петинов С.В., Летова Т.И., Осжигитов К. Определение коэффициентов интенсивности напряжений при расчетах роста трещин усталости в судовых конструкциях // Труды ЦНИИМФ: Прочность и устойчивость судна. - 1979. - Вып. 246. - С.48-56.
6. Erdogan F., Paris P.C. Critierical Revitn of Greek Propagati - or Laws. Jomal of Ba-sik Engineering, ASME, Ser D., 1963, Vol. 85. - N 528.

Получено: 27.03.06.

УДК 625.014.01

С.М. Биттибаев, А.К. Кажигулов
КазАТК, г. Алматы

КОНТАКТНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ ГРЕБНЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР. ПРИЧИНЫ И ПОСЛЕДСТВИЯ

Как известно, основные виды ремонта колесных пар связаны с контактным изнашиванием, являющимся результатом поверхностного разрушения при трении. Износ – результат изнашивания, определяемый в единицах длины, объема, массы (веса).

Согласно усталостной теории износа [1, 2] процесс износа рассматривается как поверхностное диспергирование (измельчение, разрыхление) в результате многократной деформации микронеровностей контактирующих поверхностей (гребней колесных пар и боковой поверхности рельса), приводящее к упрочнению и усталостному разрушению. При этом адсорбционно-химическое воздействие окружающей среды (особенно влага) ускоряет этот процесс, облегчает пластическое деформирование и последующее хрупкое разрушение (выщербины, откол). Поэтому трение сопровождается физическими, химическими и механическими процессами.

Условия контактного изнашивания гребней колесных пар определяются различными факторами, которые можно классифицировать следующим образом [3]:

- физико-механические свойства материала и геометрия контактируемых поверхностей (колеса и рельса), определяющие фракционное поведение пары трения;
- основные факторы, влияющие на трение и износ: температура, нагрузка и скорость скольжения;
- окружающая среда – количественный и качественный состав окружающей атмосферы.

Как показывает анализ статистических данных по АО НК «Қазақстан темір жолы» [4] интенсивность износа гребней колесных пар локомотивов на 10 тыс.км пробега составляет в среднем 0,71 мм для электровозов и 0,56 мм – для тепловозов, что значительно выше установленных норм. При этом средняя толщина металла, снятая с бандажа при обточке одной колесной пары, составляет порядка 5,7-10,2 мм. Так, на тепловозе 2ТЭ10У, выпущенном из ремонта (локомотивное депо ст. Алматы I) с толщиной бандажей 78 мм в июне 2002 г. произведено 14 случаев обточки на 22 колесных парах без выкатки из-под локомотива и обточка на 5 колесных парах с выкаткой. При этом усредненная толщина снятого металла составила 10 мм. А по состоянию на 1 ноября 2002 г. после пробега 87 тыс. км, толщина бандажей составила 60 мм [5].

В табл.1 приведены данные о выкатках колесных пар локомотивов по предельному износу гребней бандажей колесных пар.

Таблица 1. *Выкатка колесных пар по износу гребней бандажей локомотивов*

№	Наименование	Кол-во	Кол-во	Средняя стоимость	Расходы за	Расходы за
---	--------------	--------	--------	-------------------	------------	------------

	депо	выкаток в 2002 г.	выкаток в 2003 г.	I выкатки (тенге)		2002 г. (тенге)	2002 г. (тенге)
				2002 г.	2003 г.		
Электровозы							
1	Новоишимск	0	5	4102,9	4102,9	0	20514,5
2	Астана	0	57	8100	1430	0	81510
3	Экибастуз	0	0	4771	44771	0	0
4	Караганда	48	32	8109	8109	389232	259488
5	Жамбыл	0	0	6200	2308	0	0
6	Шу	0	0	6200	4169	0	0
7	Арысь	80	29	6464,68	1430	517174,4	41470
	Итого	128	123	6278,23	3760,0	906406,4	402982,5

Продолжение табл. 1

№	Наименование депо	Кол-во выкаток в 2002 г.	Кол-во выкаток в 2003 г.	Средняя стоимость I выкатки (тенге)		Расходы за 2002 г. (тенге)	Расходы за 2002 г. (тенге)
				2002 г.	2003 г.		
Тепловозы							
1	Уральск	55	48	8115	880,75	446325	42276
2	Актобе	0	0	4700	1430	0	0
3	Атырау	3	4	6353,5	1430	19060,5	5720
4	Макат	34	22	6353,5	2969	216022,4	65318
5	Мангыстау	0	0	452,27	0	0	0
6	Эмба	3	0	5740	15638	17220	0
7	К-Боровое	2	0	6368,85	2969	12737,7	0
8	Астана	2	6	8100	1430	16200	8580
9	Караганда	0	17	8109	8109	0	137853
10	Жана-Арка	20	0	8109	8109	162180	0
11	Балхаш	0	3	5769,46	3600	0	10800
12	Павлодар	9	3	11008	1263	99072	3789
13	Кустанай	12	73	4771	1360	57252	99280
14	Защита	73	47	1703,9	1703,9	124384,7	80083,3
15	Есиль	0	0	6368,85	1430	0	0
16	Семей	33	9	3767,64	3727	124332,12	33543
17	Аягуз	3	0	4138	4138	12414	0
18	Матай	3	1	3900	2309	11700	2309
19	Алматы	157	5	9000	3500	1413000	17500
20	Шу	0	3	5769,46	1703,9	0	5111,7
21	Жамбыл	0	0	5134,23	2308	0	0
22	Туркестан	10	3	1836,19	2447	18361,9	7341
23	К-Орда	10	7	5134,23	9000	51342,3	63000
24	Сексеул	1	0	631,89	631,89	631,89	0
	Итого	430	251	5472	3420	2802236,5	582504,0

В табл. 2 приведены сведения по отцеплению вагонов в текущий отцепочный ремонт по причине износа бандажа колесной пары.

Таблица 2. Сведения по отцепке вагонов по износу бандажа колесных пар

Отцеплено в ТОР	Количество вагонов, ед.	
	2002 г.	2003 г.
По колесным парам, из них:	40202	31120
- ползун	9854	3806
- навар	2927	1746
- тонкий гребень	15301	12283
- остроконечный накат	4008	4155
- прочие	6971	8931

Износ колесных пар по типам вагонов приведены в табл. 3.

Таблица 3. Износ колесных пар по типам вагонов

Тип вагона	2002 г.		2003 г.	
	количество	%	количество	%
Всего вагонов по износу гребней, в том числе:		100		100
- полувагоны	19309	56	18305	57
- цистерны	1905	10	1180	6
- крытые	1890	10	2464	14
- платформы	1019	5	647	4
- прочие	3587	19	3513	19

Причинами интенсивного изнашивания гребней колесных пар являются [6]:
 - возникновение значительных температур в зоне контакта колеса с рельсом, особенно в кривых;

- увеличение осевой нагрузки;
- неравномерная жесткость подрельсового основания;
- влияние скорости скольжения на контактное трение.

Как показали исследования [7], влияние скорости скольжения и температуры на коэффициент трения f материала неоднозначно (рис. 1). Так, увеличение нагрузки вызывает сдвиг минимума на кривых $f_1 = \varphi_1(v)$ в сторону меньших скоростей (рис. 1, а), тогда как минимум на кривых $f = \varphi_2(v^0C)$ при испытаниях с различными нагрузками соответствует определенной температуре (рис. 1, б).

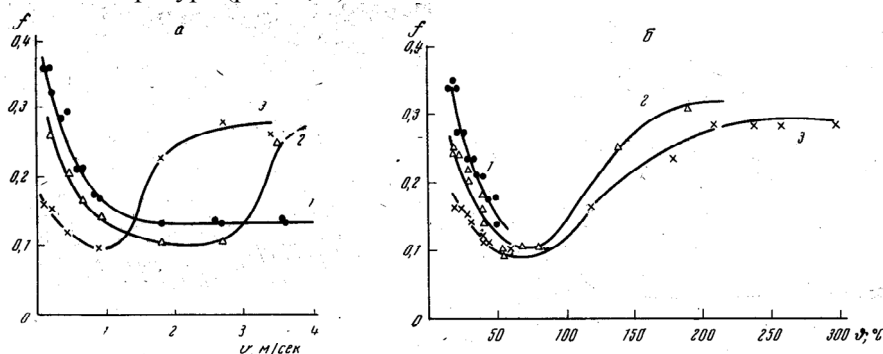


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения f материала АМАН-2 по стали 2Х13 от скорости скольжений (а) и температуры (б) при различных удельных нагрузках (в кг/см²) 1- $p_c=1$; 2- $p_c=2$; 3- $p_c=4$

Эти данные подтверждают превалирующее влияние температуры на трение и износ гребней колесных пар. Поэтому основная задача снижения интенсивности контактного изнашивания гребней колесных пар связана, прежде всего, с условиями снижения температуры в зоне контакта путем применения соответствующего смазочного материала. При этом смазка должна способствовать уменьшению адгезионной составляющей коэффициента трения f_a , зависящего как от сил адгезионного взаимодействия, так и от коэффициента возможного упрочнения образовавшегося соединения под поездной нагрузкой [8]:

$$f_a = \tau/p_r + \beta, \tag{1}$$

где τ - удельная тангенциальная прочность адгезионной связи, возникающей на фактической площади контакта; β - коэффициент упрочнения адгезионной связи; p_r - давление на пятне фактического касания поверхностей.

Список литературы

1. Крагельский Н.В. Об усталостном механизме износа при упругом контакте / Н.В. Крагельский, Е.Ф. Непомнящий // Изв. АН СССР, ОТН: Механика и машиностроение, 1963. - №5. - С. 7-12.
2. Крагельский Н.В. О связи износа со свойствами материалов и внешними условиями / Н.В. Крагельский, Е.Ф. Непомнящий // Мат. Всесоюз. конф. по повышению надежности и долговечности машин, оборудования и приборов. - Т.2 - М.: Машиностроение, 1965. - С. 41-46.
3. Гриб В.В. Лабораторные испытания материалов на трение и износ / В.В. Гриб, Г.Е. Лазарев. - М.: Наука, 1968. - 116 с.
4. Статистические отчеты ОА НК «Қазақстан темір жолы». - Астана, 2004. - 76 с.
5. Статистические отчеты по локомотивному депо ст. Алматы. - 2004. - 37 с.
6. Кажигулов А.К. Особенности контактного взаимодействия колес подвижного состава и пути // Вестник КазНТУ, 2006.
7. Гриб В.В. Фракционная теплостойкость самосмазывающихся материалов, предназначенных для работы в вакууме. - Дисс. М., 1966.
8. Крагельский И.В., Михин Н.М. О влиянии природы твердых тел на внешнее трение и о соотношении между адгезионной и объемной составляющими: Сб. «Теория трения и износа». - М.: Наука, 1965. - С. 30-34.

Получено: 27.03.06

УДК 621.434.019.001.24:629.113

А.А. Егоров, Ю.В. Чи-Дун-Чи

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

С.А. Егоров

КазИнМетр, г. Усть-Каменогорск

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

Оптимизация термодинамических условий и конструктивных решений обеспечивает повышение параметров физико-химического процесса окисления, интенсивности турбулентного состояния смеси, уменьшение длительности сгорания и тепловых потерь, расширение предела эффективного использования бедных смесей.

Изучение влияния положительных факторов, определяющих механизм протекания процесса сгорания на основе экспериментальных исследований, требует проведения длительных, сложных и дорогостоящих испытаний [1]. В настоящее время достаточно накоплено экспериментального материала и понимания явлений для перехода к более глубоким исследованиям с использованием аналитических моделей, в основу которых положено математическое описание физических явлений с учетом механизма развития процесса, термодинамических и газодинамических условий [2].

На основе ранее выполненных экспериментальных и теоретических работ нами предложена аналитическая зависимость, определяющая характеристику тепловыделения, с учетом параметров условий и состояния рабочей смеси, механизма и скорости распространения пламени [3]:

$$x_a = \frac{y_1'' + y_1' \cdot k_1' \cdot \zeta''_{32}}{y_1'' + y_1' \cdot k_1' + k_2(1 - y_1)}, \quad (1)$$

где $y_1 = y_1'' + y_1'$ – относительный объем смеси, вступившей в реакцию окисления;

y_1' – относительный объем зоны горения;

y_1'' – относительный объем продуктов выгоревшей смеси;

k_1' – коэффициент приведения плотности заряда в зоне горения;

k_2 – коэффициент приведения плотности свежего заряда, относительно параметров

состояния и плотности продуктов сгорания;

ξ''_{32} – коэффициент выгорания топлива в зоне горения;

Согласно содержанию зависимости, для ее использования, кроме физико-химических параметров, необходимо иметь геометрические параметры текущего состояния с учетом формы камеры сгорания.

Анализ геометрических составляющих конструкций камеры сгорания и очага горения показал, что основной составляющей, (преимущественно для всех конструкций), отражающей форму и объемную составляющую камеры сгорания, является боковая цилиндрическая поверхность как продолжение образующей цилиндра двигателя. Нижним основанием объема камеры сгорания является геометрическая поверхность днища поршня.

Верхняя часть камеры сгорания ограничивается горизонтальными, наклонными, вертикальными плоскостями, частью сферической поверхности или их сочетанием.

Конфигурацию и объемное содержание расширяющегося очага горения и его составляющих без особых усложнений можно принять частью объема цилиндра, пирамиды или шаровой сферы с учетом ее ограничения верхними и нижними плоскостями рассматриваемой конструкции камеры сгорания.

Получить зависимости, описывающие изменение объемов текущего состояния заряда с учетом конструктивных особенностей конфигурации, можно, индивидуально исследуя процесс пересечения 2-х, 3-х геометрических фигур конструкции камеры и расширяющегося очага горения.

Такие решения для плоскоцилиндрических конструкций камеры сгорания нами изложены в ранее выполненной работе [4].

Для цилиндрической камеры сгорания область Ω с высотой H и радиусом R (рис. 1), объемом заряда $V(r)$, вступившего в реакцию с учетом процесса распространения пламени с переменным радиусом $l_{nl} = r_{nl}$, будет ограничиваться цилиндрическими поверхностями $x^2 + y^2 = r^2$, $(0 \leq r \leq 2R)$, $x^2 + (y - R)^2 = R^2$ и плоскостями $z = 0$ и $z = H$.

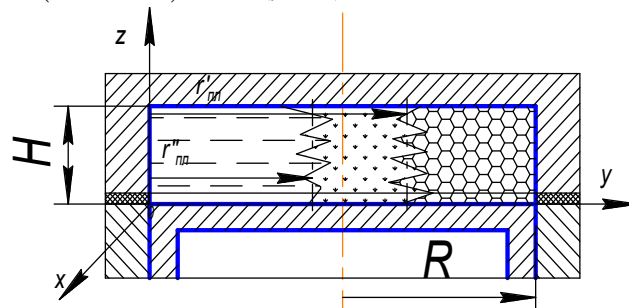


Рис. 1. Схема к расчету объемов текущего состояния рабочего заряда для цилиндрической камеры сгорания

Интегрируя, получим формулу для определения текущего объема $V(r)$ для цилиндрической камеры сгорания

$$V(r) = 2HR^2 \left[\pi \left(\frac{r}{2R} \right)^2 + \left(1 - 2 \left(\frac{r}{2R} \right)^2 \right) \arcsin \frac{r}{2R} - \frac{r}{2R} \sqrt{1 - \left(\frac{r}{2R} \right)^2} \right], \quad (0 \leq r \leq 2R) \quad (2)$$

Для клиновой камеры сгорания, (рис. 2), текущий объем заряда, вступившего в реакцию окисления с учетом радиуса распространения переднего фронта пламени $r = l_{nl}$, ограничивается поверхностями

$$x^2 + y^2 = r^2, \quad (0 \leq r \leq 2R), \quad x^2 + (y - R)^2 = R^2; \quad z = 0 \quad \text{и} \quad \frac{y}{2R} + \frac{z}{H} = 1$$

Интегрируя, получим формулу для клиновой камеры сгорания

$$V(r) = HR^2 \left[2\pi \left(\frac{r}{2R} \right)^2 + \left(1 - 4 \left(\frac{r}{2R} \right)^2 \right) \arcsin \frac{r}{2R} - \frac{r}{2R} \sqrt{1 - \left(\frac{r}{2R} \right)^2} \left(2 \left(\frac{r}{2R} \right)^2 + 1 \right) \right], \quad (3)$$

$$(0 \leq r \leq 2R).$$

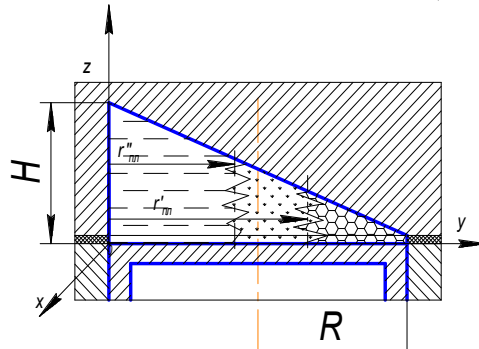


Рис. 2. Схема к расчету объемов текущего состояния рабочего заряда для клиновой камеры сгорания

Для полуклиновой камеры сгорания, (рис. 3), текущий объем заряда, вступившего в реакцию окисления и зависящего от радиуса распространения переднего фронта пламени $r = l_{nl}$ ограничивается поверхностями

$$x^2 + y^2 = r^2, \quad (0 \leq r \leq 2R), \quad x^2 + (y - R)^2 = R^2, \quad z = 0 \quad \text{и} \quad \frac{y}{T} + \frac{z}{H} = 1,$$

где $T, H - const$ и $T > 2R$.

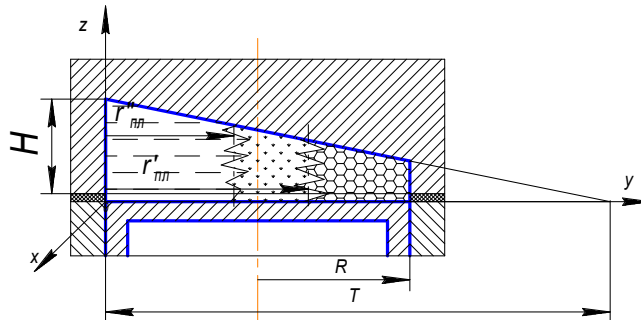


Рис. 3. Схема к расчету объемов текущего состояния рабочего заряда для полуклиновой камеры сгорания

Текущее значение объема $V(r)$ для полуклиновой камеры сгорания находим по формуле:

$$V(r) = 2HR^2 \left[\pi \left(\frac{r}{2R} \right)^2 + \left(1 - 2 \left(\frac{r}{2R} \right)^2 - \frac{R}{T} \right) \arcsin \frac{r}{2R} - \frac{r}{2R} \sqrt{1 - \left(\frac{r}{2R} \right)^2} \left(1 + \frac{R}{T} \left(2 \left(\frac{r}{2R} \right)^2 - 1 \right) \right) \right], \quad (4)$$

$$(0 \leq r \leq 2R).$$

В настоящее время более широкое распространение получили сферические конструкции камеры сгорания, при использовании которых обеспечивается повышение наполнения и ряд дополнительных преимуществ.

Для сферической конструкции камеры сгорания с плоской поверхностью дна поршня, (рис. 4), изменение объемов элементов текущего состояния рабочего заряда $V(r)$ ограничивается поверхностями сфер

$x^2 + y^2 + (z - R_1)^2 = R_1^2$, $x^2 + y^2 + z^2 = r^2$ при $0 < r \leq z_0$ и плоскостью $z = z_0$ при $z_0 < r \leq r_m$.

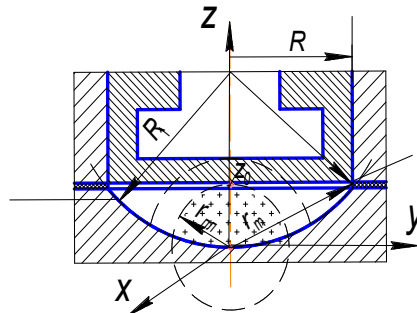


Рис. 4. Схема к расчету объемов текущего состояния рабочего заряда для сферической камеры сгорания

Здесь R_1 – известный радиус сферической поверхности камеры сгорания в головке блока цилиндров;

r – радиус сферы перемещения фронта пламени;

$z_0 = R_1 - \sqrt{R_1^2 - R^2}$ – высота камеры сгорания над плоскостью головки блока, ($R_1 > R$);

R – радиус цилиндра;

$r_m = \sqrt{R^2 + z_0^2}$ – максимальное значение радиуса перемещения фронта пламени r .

Искомый объем рабочей смеси, вступившей в реакцию окисления с учетом перемещения фронта пламени и его положения, можно записать в виде

$$V(r) = V_1(r), \text{ если } 0 < r \leq z_0 \text{ и } V(r) = V_1(r) - V_2(r), \text{ если } z_0 < r \leq r_m.$$

Для определения объема текущего состояния заряда перейдем к цилиндрическим координатам по формулам:

$$x = \rho \cos \varphi, \quad y = \rho \sin \varphi, \quad z = z.$$

Тогда

$$V_1(r) = \iiint_{\Omega} \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho \cdot dz,$$

$$\text{где } \Omega = \left\{ (\varphi; \rho; z): 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq \rho \leq r \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{2R_1}\right)^2}, R_1 - \sqrt{R_1^2 - \rho^2} \leq z \leq \sqrt{r^2 - \rho^2} \right\}.$$

Переходя к повторным интегралам и интегрируя, получим

$$V_1(r) = \frac{2\pi R_1^3}{3} \left[\left(\frac{r}{R} \right)^3 \left(1 - \left(\frac{r}{2R_1} \right)^3 \right) - \left(1 - \left(\frac{r}{R_1} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{r}{2R_1} \right)^2 \right) \right)^{\frac{3}{2}} - \frac{3}{2} \left(\frac{r}{R_1} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{r}{2R_1} \right)^2 \right) + 1 \right], \quad (5)$$

(0 ≤ r ≤ z₀).

Используя формулу объема шарового сегмента, найдем объем V₂(r)

$$V_2(r) = \frac{\pi R_1^3}{3} \cdot \left[\frac{r}{R_1} - 1 + \sqrt{1 - \left(\frac{R}{R_1} \right)^2} \right]^2 \cdot \left[\frac{2r}{R_1} + 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{R_1} \right)^2} \right], \quad (z_0 \leq r \leq r_m) \quad (6)$$

Для сферической камеры сгорания с вогнутым днищем поршня по сферической поверхности (рис. 5), текущий объем заряда, вступившего в реакцию окисления с учетом радиуса распространения переднего фронта пламени $l_{m1} = r$, ограничивается сферами

$$x^2 + y^2 + (z - R_1)^2 = R_1^2, \quad x^2 + y^2 + z^2 = r^2, \quad (0 \leq r \leq r_m)$$

и цилиндром

$$x^2 + y^2 = R^2,$$

где R – радиус цилиндра.

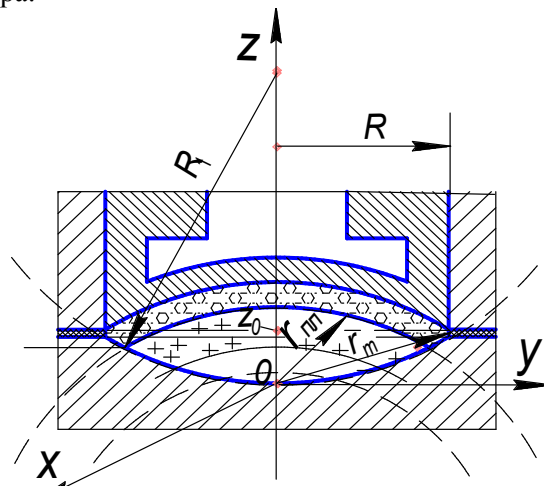


Рис. 5. Схема к расчету объемов текущего состояния рабочего заряда для сферической камеры сгорания с вогнутым по сфере поршнем

Переходя к цилиндрическим координатам по формулам:

$$x = \rho \cos \varphi, \quad y = \rho \sin \varphi, \quad z = z.$$

и используя формулу для нахождения объема тела Ω

$$V(r) = \iiint_{\Omega} \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho \cdot dz,$$

где $\Omega = \left\{ (\varphi; \rho; z): 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq \rho \leq r \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{2R_1}\right)^2}, R_1 - \sqrt{R_1^2 - \rho^2} \leq z \leq \sqrt{r^2 - \rho^2} \right\}$

R_1 – радиус сферы камеры сгорания,

интегрируя, получим формулу для сферической камеры сгорания с вогнутым по сфере поршнем

$$V_1(r) = \frac{2\pi R_1^3}{3} \left[\left(\frac{r}{R_1}\right)^3 \left(1 - \left(\frac{r}{2R_1}\right)^3\right) - \left(1 - \left(\frac{r}{R_1}\right)^2\right) \left(1 - \left(\frac{r}{2R_1}\right)^2\right) \right]^{\frac{3}{2}} - \frac{3}{2} \left(\frac{r}{R_1}\right)^2 \left(1 - \left(\frac{r}{2R_1}\right)^2\right) + 1, \quad (7)$$

$(0 \leq r \leq r_m)$.

Для шаровой конструкции камеры сгорания, (рис. 6), текущий объем заряда вступившего в реакцию окисления с учетом радиуса распространения переднего фронта пламени $l_{nl} = r$, ограничивается сферами

$$x^2 + y^2 + (z - R_1)^2 = R_1^2, \quad x^2 + y^2 + z^2 = r^2.$$

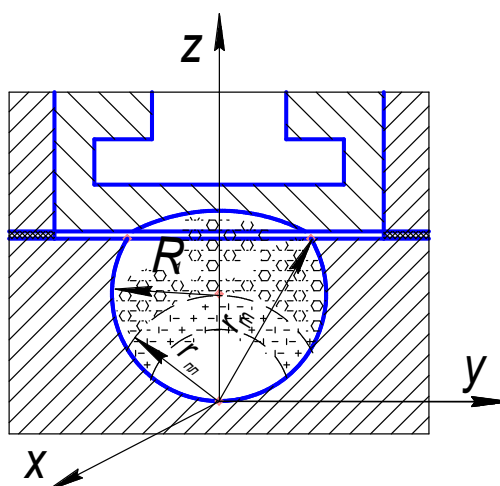


Рис. 6. Схема к расчету объемов текущего состояния рабочего заряда для сферической шаровой конструкции камеры сгорания

Перейдем к сферическим координатам по формулам:

$$x = \rho \sin \theta \cos \varphi, \quad y = \rho \sin \theta \sin \varphi, \quad z = \rho \cos \theta.$$

Тогда искомый объем можно записать в виде

$$V(r) = V_1(r) + V_2(r), \quad 0 \leq r \leq r_m, \quad r_m = R_1 + \sqrt{R_1(R_1 - 2h)},$$

где h – известная высота шарового сегмента в днище поршня;

$$V_1(r) = \iiint_{\Omega_1} \rho^2 \sin \theta \, d\varphi \, d\rho \, d\theta,$$

$$\Omega_1 = \left\{ (\varphi; \rho; \theta) : 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq \rho \leq 2R_1 \cos \theta, \arccos \frac{r}{2R_1} \leq \theta \leq \frac{\pi}{2} \right\};$$

$$V_2(r) = \iiint_{\Omega_2} \rho^2 \sin \theta \, d\varphi \, d\rho \, d\theta,$$

$$\Omega_2 = \left\{ (\varphi; \rho; \theta) : 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq \rho \leq r, 0 \leq \theta \leq \arccos \frac{r}{2R_1} \right\}.$$

Окончательно объем текущего состояния рабочего заряда на участке сгорания, при $0 \leq r \leq r_m$, имеет вид

$$V(r) = 4\pi R_1^3 \left(\frac{r}{2R_1} \right)^3 \left(\frac{4}{3} - \frac{r}{2R_1} \right) \text{ при } 0 \leq r \leq r_m. \quad (8)$$

Анализ полученных аналитических зависимостей показывает, что к основным параметрам, определяющим характеристику тепловыделения при оптимизации процесса сгорания, следует добавить параметры, определяющие форму и особенности конструкции камеры сгорания. Геометрические размеры и форма конструкции камеры индивидуально описывают характер изменения объемов текущего состояния рабочего заряда. Это изменение объемов и состояния зоны продуктов сгорания, зоны горения и зоны свежей смеси. Их значения, представленные в относительных единицах, входят в состав зависимости для определения характеристики тепловыделения.

Проведение практических исследований с использованием физико-математической модели и предложенных аналитических зависимостей дает вс

ПО СТРАНИЦАМ



Список литературы

1. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1977. - 277 с.
2. Егоров А.А. Расчетное определение физико-химических параметров горения смеси и тепловыделение в двигателях с искровым зажиганием // Повышение топливной экономичности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей: Межвузовский сборник. - М.: МАМИ, 1982. - Вып. IV. - С.99-109.
3. Егоров А.А. Математическое описание характеристики тепловыделения при сгорании смеси в двигателях с искровым зажиганием // Исследование автомобильных и тракторных двигателей: Межвузовский сборник. - М.: МАМИ, 1987. - Вып. VIII. - С.91-96.
4. Егоров А.А., Чи-Дун-Чи Ю.В., Егоров С.А. Расчетное определение объемов текущего состояния рабочего заряда в процессе сгорания для двигателей с искровым зажиганием // Вестник ВКГТУ. - 2004. - № 1. - Усть-Каменогорск, 2004. - С.21-28

Получено 12.01.06.

ДРЕВНЕЙШАЯ ТАБЛИЦА УМНОЖЕНИЯ

При раскопках в китайской провинции Юнань найдена деревянная доска с таблицей умножения времен восточной династии Хань (25-220 годы н.э.). Таблица начинается с умножения не на единицу, как сейчас, а на девятку. Всего обнаружено около сотни таких таблиц, на них записаны законы, медицинские рецепты, правительственные документы и календари.

Известны более ранние китайские бамбуковые дощечки с примерами умножения разных чисел (I век до н.э.), но они выполнены в виде списков, а не таблицы.

«Наука и жизнь» № 1, 2005

УДК 625.014.01

А.К. Кажигулов
КазАТК, г. Алматы

К РАСЧЕТУ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ И СРЕДНЕГО РЕСУРСА КОЛЕСНЫХ ПАР ПО УСЛОВИЮ ИЗНАШИВАНИЯ

Одним из основных показателей надежности является безотказность работы по заданной наработке в условиях эксплуатации в млн ткм или по интенсивности износа гребней колесных пар в мм на 10 тыс.км пробега.

Процесс изнашивания является нестационарным случайным процессом. Вероятность безотказной работы колесных пар по условию изнашивания описывается нормальным законом распределения [1]:

$$P(t) = \frac{1}{S_t + \sqrt{2\pi}} \int_{f_n}^{\infty} e^{-0,5f_n^2} dx, \quad (1)$$

где S_t - дисперсия распределения времени работы до отказа; t - среднее значение распределения; $f_n = t_i - \bar{t} / S_t$.

Показателем изнашивания является скорость изнашивания $v_u(t)$, которая вычисляется как отношение линейного износа I ко времени t , в течение которого образовался этот износ. При этом расчет ведется по предельному износу I_{np} , при котором наступает состояние отказа (потеря несущей способности колесных пар, когда гребень колеса набегаёт на поверхность катания рельса). Реализация случайных нестационарных процессов из-

нашивания приведена на рис. 1 [2]. Процесс изнашивания характеризуется тремя участками: I участок соответствует приработке трущихся поверхностей катания колеса и рельса; II участок описывает состояние установившегося изнашивания; III участок представляет условия катастрофического (недопустимого) изнашивания (рис. 1, а).

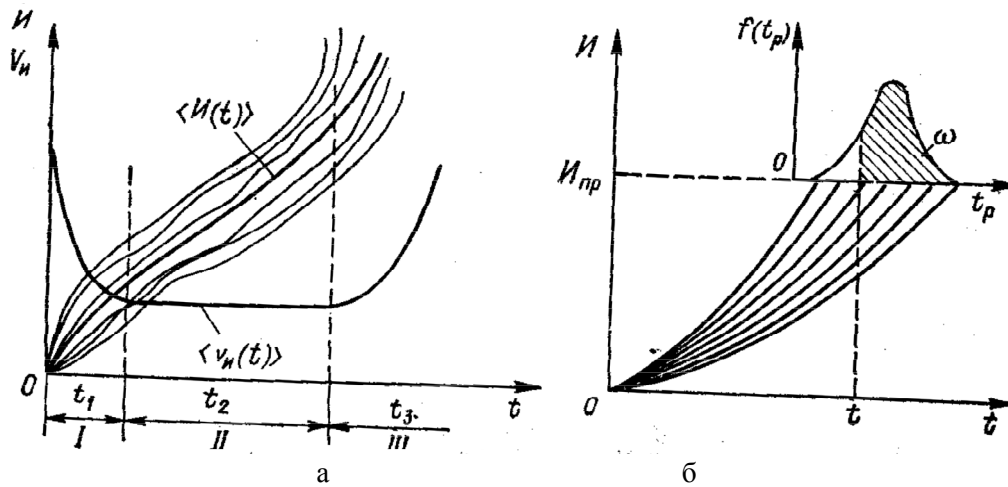


Рис. 1. Реализации случайных нестационарных процессов изнашивания деталей: а – фактические; б – упрощенные.

Процесс изнашивания на участке установившегося изнашивания можно моделировать в виде зависимости [3]:

$$I(t) = a_n t^\alpha + b_n, \quad (2)$$

где a_n – параметр, характеризующий свойство поверхностей, условия работы и другие факторы; b_n – показатель износа в конце участка приработки.

Показатель степени α при времени работы t полагается детерминированной величиной [4].

Вероятность безотказной работы по изнашиванию оценивается по плотности распределения ресурса колесных пар в виде зависимости

$$\langle t_p \rangle \approx \sqrt{I_{np} / \langle a_n \rangle}. \quad (3)$$

Полагая, что ресурс t_p распределяется по нормальному закону, можно оценить вероятность безотказной работы колесных пар по зависимости [1, 2]:

$$P(t) = \frac{1}{S_t \sqrt{2\pi}} \int_t^\infty \exp \left[-\frac{t_p - \langle t_p \rangle^2}{2S_t^2} \right] dt = \frac{1}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{t_p - \langle t_p \rangle}{\sqrt{2}S_t} \right) \right], \quad (4)$$

где Φ – табулированная функция Лапласа [5].

Характеристики $\langle t_p \rangle$ и $S_t^2 = D_t$ закона распределения ресурса $f(t_p)$ можно определить по статистическим данным, полученным в результате эксплуатационных данных с использованием зависимости (3).

В общем случае параметр a_n является нелинейной функцией случайных аргументов.

Как показано в работе [6], определение $\langle a_n \rangle$ и D_{a_n} проще всего определять методом линеаризации.

Список литературы

1. Костенко Н.А. Прогнозирование надежности транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.
2. Брауде В.И. Надежность подъемно-транспортных машин / В.И. Брауде, Л.Н. Семенов. - Л.: Машиностроение, 1986. - 183 с.
3. Брауде В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин. - Л.: Машиностроение, 1978. - 153 с.
4. Волков Д.П. Надежность строительных машин и оборудования / Д.П. Волков, С.Н. Николаев. - М.: Высшая школа, 1979. - 400 с.
5. Шор Я.В. Таблицы для анализа и контроля надежности / Я.В. Шор, Ф.И. Кузьмин. - М.: Советское радио, 1968. - 288 с.
6. Проников А.С. Надежность машин. - М.: Машиностроение, 1978. - 590 с.

Получено: 27.03.06

УДК 621.869

С.В. Ли, Г.М. Ахметов

КазАТК, г. Алматы

О.Г. Абдулов

ТОО «АТБ+», г. Актобе

ОБРАБОТКА ЦИКЛОИДАЛЬНОГО КОНТУРА РАБОЧЕГО ОРГАНА

Среди технологических процессов изготовления деталей рабочего органа строительно-дорожной машины с планетарно-роторным движением процесс обработки контура рабочего органа (ротора) относится к наиболее специфическим.

Ротор обрабатывают на обычных станках. В случае, когда боковые поверхности ротора образованы дугой окружности, они могут быть обработаны на токарных станках. Если же эти поверхности выполнены по внутренней огибающей, то их обрабатывают по копиру. Для этой цели можно использовать зубодолбежные станки со специальной наладкой. Радиальное перемещение стола производится кулачком в периоды между рабочими ходами инструмента. Торцовые поверхности роторов шлифуются обычными методами. Отверстия в рабочих органах, к точности размеров и расположения которых предъявляются высокие требования, растачивают на координатно-расточных станках.

Эпи- и гипотрохонидные рабочие органы обрабатываются методом копирования. После фрезерования и шлифования торцовых поверхностей они поступают на специальные карусельные станки, где по копиру производится предварительная обработка поверхностей

роторов. Затем окончательно обрабатывают рабочую поверхность роторов на копирувально-шлифовальных станках.

Рассмотрим обработку контура рабочей полости ковшей погрузчика по схеме, которая обычно применяется в серийном производстве при обработке фасонных поверхностей и обеспечивает высокую производительность. Сначала методом обкатки шлифуют копира. Центр шлифовального круга движется по эпитрохоиде. Контур копира представляет собой кривую, эквидистантную эпитрохоиде и отстающую от нее на радиус шлифовального круга β (рис. 1, а). Контур рабочей полости ковша погрузчика обрабатывается на копирувально-шлифовальном станке. По копиру движется ролик радиуса γ , расположенный концентрично со шлифовальным кругом радиуса τ , который шлифует контур (рис. 1, б).

Радиусы β , γ , τ должны быть связаны зависимостью:

$$\beta + \tau - \gamma = k. \quad (1)$$

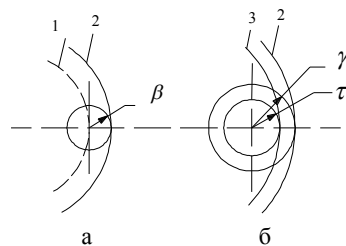


Рис. 1. Схема обработки контура рабочей полости ковша погрузчика: а – изготовление копира; б – обработка контура рабочей полости; 1 – эпитрохоида; 2 – контур копира; 3 – контур рабочей полости ковша

Радиус шлифовального круга τ ограничивается:

при $c < 3$ – условием прохождения шлифовального круга в наиболее узкой части контура:

$$\tau < R \left(c - \frac{1}{3} \right) + k; \quad (2)$$

при $c > 3$ – минимальным значением радиуса кривизны контура:

$$\tau < P_{\min},$$

где

$$P_{\min} = R \frac{(c+1)^2}{c+3} + k.$$

(3)

При $c = 3$ оба эти условия эквивалентны [1].

Если контур копира и движущийся по нему ролик выполнить конусными, то радиальную подачу шлифовального круга можно осуществлять перемещением ролика в осевом направлении.

Эпитрохоида может быть получена внешним обкатыванием двух окружностей. Это позволяет применить в обкатывающем устройстве для изготовления копира шестерни внешнего зацепления.

Рассмотрим эпитрохоиду, образованную движением точки А, лежащей внутри окружности радиуса r_1 с центром О (рис. 2).

Пусть $O_1A = br_1$.

Тогда уравнение эпитрохоиды примет вид [1]

$$\left. \begin{aligned} x &= (R_1 + r_1) \cos \theta + br_1 \cos \frac{R_1 + r_1}{r_1} \theta \\ y &= (R_1 + r_1) \sin \theta + br_1 \sin \frac{R_1 + r_1}{r_1} \theta \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где θ - параметрический угол ($0 \leq \theta \leq 2\pi$).

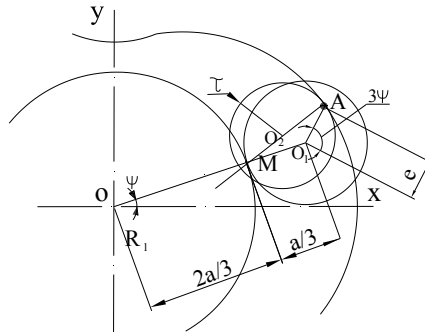


Рис. 2. Образование эпитрохоиды внешним обкатыванием

Сравнивая это уравнение с уравнением эпитрохоиды [1], полученной внутренним обкатыванием, и полагая $\theta = \psi$, видим, что оба уравнения совпадут, если приравнять коэффициенты:

$$R_1 + r_1 = R_c = a; \quad br_1 = \frac{R}{3} = e; \quad \frac{R_1 + r_1}{r_1} = 3;$$

отсюда

$$R_1 = \frac{2a}{3}; \quad r_1 = \frac{a}{3}; \quad b = \frac{1}{c}.$$

Таким образом, для образования эпитрохоиды при внешнем зацеплении шестерни должны иметь отношение радиусов 1:2, а не 2:3, как в случае внутреннего зацепления.

В устройстве для обработки копира нет необходимости сохранять планетарное движение малой шестерни. Заготовка должна вращаться вместе с большой шестерней, а шлифовальный круг – вместе с малой, причем центр круга должен быть смещен относительно центра малой шестерни на величину эксцентриситета. Вращение шлифовального круга вокруг его оси осуществляется специальным приводом.

Путем некоторого усложнения рассмотренной схемы можно получить устройство, позволяющее методом обкатки шлифовать как эпитрохоиду, так и любую ее эквидистанту.

Прямая, соединяющая точку А, производящую эпитрохоиду, с точкой М касания шестерен (рис. 3) является нормалью эпитрохоиды. Это вытекает из того, что точка М служит мгновенным центром вращения для подвижной малой шестерни, и, следовательно, прямая, проходящая через точку М, является нормалью к траектории любой точки подвижной шестерни. Поэтому, если на прямой АМ расположить центр O_2 шлифовального круга радиуса τ , то круг будет шлифовать эпитрохоиду или ее эквидистанты. Для того чтобы обработать эпитрохоиду, центр круга должен быть расположен внутри эпитрохоиды на расстоянии τ от точки А. Сдвигая центр круга O_2 по прямой АМ в сторону точки A_1 , можно получить внешние эквидистанты эпитрохоиды.

Радиальная подача круга может осуществляться также перемещением центра круга вдоль прямой АМ. Радиус круга r ограничивается одним из приведенных выше условий.

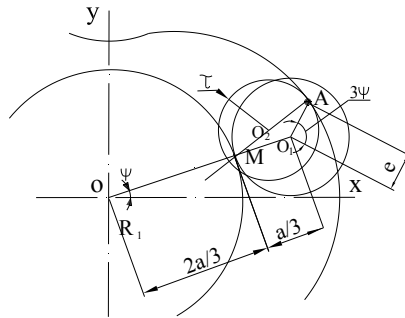


Рис. 3. Схема устройства для шлифования эпитрохоиды и ее эквидистант

Как и в предыдущей схеме, заготовка может оставаться неподвижной, тогда малая шестерня с установленным на ней шлифовальным кругом должна совершать планетарное движение вокруг неподвижной большой шестерни или вращаться с большой шестерней, тогда малая шестерня должна вращаться вокруг неподвижной оси.

Рассмотренное устройство позволяет шлифовать контур рабочей полости непосредственно, без применения копира. Однако этот метод менее производительен, чем шлифование по копиру, и может применяться в мелкосерийном и единичном производствах.

Заменяя в описанных схемах шлифовальный круг многолезцовою головкой, получаем устройство, позволяющее производить методом обкатки расточку контура рабочего органа. Вследствие того, что центр головки находится на нормали к контуру, достигается постоянство углов резания. Это позволяет получить высокое качество обрабатываемой поверхности.

Список литературы

1. Ли С.В. Математическая модель рабочего органа строительно-дорожной машины с планетарно-роторным движением // Известия академии наук РК. – Алматы, 2004. – №3. – С. 34-38.

Получено 4.01.06.

УДК 621.01.

Р.К. Наурызбаев, И.Ж. Жанашев

КНАУ, г.Алматы

К ИССЛЕДОВАНИЮ КИНЕМАТИКИ САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИХСЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Ключевой задачей кинематики является изучение движения звеньев кулачковых механизмов вне зависимости от сил, действующих на эти звенья.

В самоустанавливающихся кулачковых механизмах мы можем рассматривать движение звеньев относительно стойки и относительно любого из звеньев механизма. Если движение звена относительно стойки принять за абсолютное движение, то соответствующий мгновенный центр вращения будем называть мгновенным центром вращения в абсолютном движении рассматриваемого звена.

Если же рассматривается движение звена относительно любого другого подвижного звена механизма, то соответствующий мгновенный центр вращения будем называть мгновенным центром вращения в относительном движении изучаемых звеньев.

Из теоретической механики известно, что при плоскопараллельном движении твердого тела (звена самоустанавливающегося механизма) это движение в каждый момент времени может быть представлено как вращение вокруг некоторой точки называемой мгновенным центром вращения.

Установлено свойство мгновенных центров вращения, которое позволяет определить все мгновенные центры вращения заданного самоустанавливающегося кулачкового механизма.

Мгновенный центр вращения – точка плоской неизменяемой фигуры, совершающей непоступательное движение в своей плоскости, скорость которой в данный момент времени равна нулю. Мгновенный центр вращения лежит на пересечении прямых, проведенных в различных точках фигуры перпендикулярно векторам скоростей этих точек в рассматриваемый момент времени. Геометрическое место мгновенных центров вращения образует так называемую центроиду. Механизмы, в которых передача движения осуществляется центроидами, носят название центроидных механизмов. Вращение каждого из звеньев кулачкового механизма вокруг соответствующего мгновенного центра вращения происходит в рассматриваемый момент времени с некоторой мгновенной угловой скоростью вращения. Отношение между угловыми скоростями двух каких-либо звеньев механизма называется передаточным отношением.

На рис. 1 показан самоустанавливающийся кулачковый механизм с коромыслом 2, некоторые исследования имеются в работах [1, 2, 3].

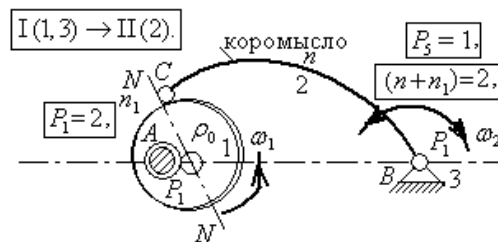


Рис. 1. Структурная схема самоустанавливающегося трехзвенного кулачкового механизма с коромыслом

Передаточное отношение (i) найдем, если в точке (C) провести нормаль (NN) к профилю кулачка 1 и найти точку (ρ_0) пересечения этой нормали с прямой (AB).

Тогда имеем:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{B\rho_0}{A\rho_0}. \quad (1)$$

На рис. 2 показан кулачковый механизм с поступательно движущимся звеном (n).

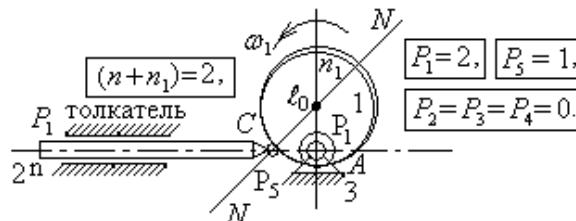


Рис. 2. Самоустанавливающийся трехзвенный кулачковый механизм с поступательно движущимся звеном

толкателем

В этом механизме связь скорости (V_2) звена 2 с угловой скоростью (ω_1) кулачка 1 может быть определена, если через точку (С) провести нормаль (NN) и найти точку (λ_0) пересечения этой нормали с прямой ($A\lambda_0$), проведенной через точку (А) перпендикулярно к направлению движения звена 2. Точка (λ_0) является мгновенным центром вращения. Так как в точке (λ_0) звенья 1 и 2 имеют одну общую скорость, равную (V_2), то из рис. 2 следует следующая формула для расчета:

$$V_2 = \omega_1 A\lambda_0, \quad (2)$$

или

$$A\lambda_0 = \frac{V_2}{\omega_1}. \quad (3)$$

Так могут быть определены соотношения между скоростями звеньев кулачковых механизмов с высшими парами.

На рис. 3 показана схема механизма, заменяющего кулачковый механизм, схема которого изображена на рис. 2.

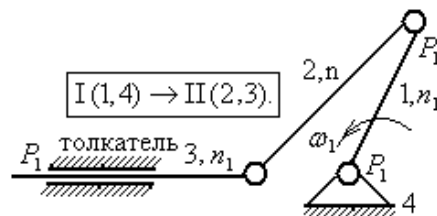


Рис. 3. Схема механизма, заменяющего самоустанавливающийся трехзвенный кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем

Число степеней свободы механизма определяется по формуле А.П. Малышева – Р.К. Наурызбаева (1991г.):

$$W = 6(n + n_1) - 5P_1 - 4P_2 - 3P_3 - 2P_4 - P_5 = 1. \quad (4)$$

Формула строения механизма: $I(1,3) \rightarrow II(2)$.

Самоустанавливающийся трехзвенный кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем.

Число степеней свободы механизма определяется по формуле Л.В.Ассур – Р.К. Наурызбаева (1991г.):

$$W = 3(n + n_1) - 2P_1 = 1, \quad (n + n_1) = 3, \quad n = 1, P_1 = 4.$$

Кинематическое исследование кулачкового самоустанавливающегося механизма, т.е. изучение движения звеньев механизма без учета сил, обуславливающих это движение, состоит в основном в решении трёх следующих задач:

1. Определение перемещений звеньев и траекторий, описываемых точками звеньев.
2. Определение скоростей отдельных точек звеньев и угловых скоростей звеньев.
3. Определение ускорений отдельных точек звеньев и угловых ускорений звеньев.

При выполнении научных исследований важно иметь в виду, что если механизм имеет

одну степень подвижности ($W = 1$), то перемещения, скорости и ускорения звеньев и точек механизма являются функциями перемещений, скоростей и ускорений одного из звеньев кулачкового механизма, принятого за ведущее.

Список литературы

1. Наурызбаев Р.К. и др. Современная прикладная механика. Серия «Машиностроение», «Тауар» ИА РК. – Алматы, 2004. – 464 с..
2. Наурызбаев Р.К., Жанашев И.Ж. Теория структурного синтеза самоустанавливающихся кулачковых механизмов: Монография. – Алматы: «Шартарап», 1999. – 111 с.
3. Наурызбаев Р.К. и др. Развитие механики машин. Сер. «Машиностроение». – Алматы: НИЦ «Гылым», 2004. – 328 с.

Получено 24.03.2006.

АВТОМОБИЛЬ ДЛЯ ПОЖИЛЫХ

Так как продолжительность жизни в Японии – одна из самых высоких в мире, японское общество стареет. Поэтому автомобильная фирма «Нисан» намерена выпускать специальный автомобиль для пожилых и инвалидов. Кресла в нем сделаны поворотными, чтобы облегчить выход и посадку. При открывании багажника оттуда поднимается миниатюрный подъемный кран, помогающий выгрузить чемоданы или складную инвалидную коляску. А фирма «Тойота» представила на выставке в Токио автомобильное кресло, которое выдвигается из салона и превращается в инвалидное кресло на колесах.

ПО СТРАНИЦАМ

