

Er. 6.7
728

ISSN 0868-4081

0868-4162

TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOLI

TOIMETISED

**TRANSACTIONS OF TALLINN
TECHNICAL UNIVERSITY**

**ТРУДЫ ТАЛЛИННСКОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ

XVI

**FRICION AND WEAR
OF MECHANICAL EQUIPMENT**

XVI

TALLINN 1991

Ep. 6.7

728

ALUSTATUD 1937

TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOLI
TOIMETISED

TRANSACTIONS OF TALLINN
TECHNICAL UNIVERSITY

ТРУДЫ ТАЛЛИННСКОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

■ E. Машино- и приборостроение.
Machinery and Fine Mechanics

ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ

XVI

FRICITION AND WEAR
OF MECHANICAL EQUIPMENT

XVI

TALLINN 1991

УДК 620.170

Ответственный редактор Ю. Тадольдер

Кафедра деталей машин
Эхитаяте тээ, 5
Таллинн ЕЕ0108
Эстония

53 21 52

53 72 64

Editor J. Tadolder

Department of Machine Elements
5, Ehitajate tee
Tallinn EE0108
Estonia

53 21 52

53 72 64

Eesti TA Raamatukogu
Tallinn

© Tallinna Tehnikaülikool, 1991

И.Р. Клейс, Т.М. Реми

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ УДАРНЫХ
ЛУНОК РАЗЛИЧНЫХ ИНДЕНТОРОВ

Предварительные эксперименты, проведенные по методике [2], показали, что удельная энергия лункообразования e_0 у металлов не зависит от формы индентора. Известно, что при сферическом инденторе e_0 не зависит от скорости удара [4]. Эксперименты в [2, 3] и дальнейшие исследования показали, что значение удельной энергии лункообразования со сферическими инденторами меньше соответствующих показателей с коническими и пирамидальными инденторами. В ходе исследований выяснилось, что конус и пирамида не идеально острые, а имеют действительный радиус скругления при вершине $R=0,12$ мм. Учитывая это, можно точнее рассчитать объем ударной лунки с конусными и пирамидальными инденторами, соответственно и значение удельной энергии $e_0 = E/V_2$, где E — кинетическая энергия индентора и V_2 — действительный объем лунки (см. рис. 1). Размеры лунок h и d измерялись на оптическом микроскопе. Объем лунки V_1 рассчитан при идеальном конусе и пирамиде.

Учитывая действительный радиус скругления при расчете объема V_2 , получили уменьшение значений удельной энергии от 6 до 13 % при конических и пирамидальных инденторах.

В таблице I даны средние результаты 3–5 опытов с тринадцатью различными металлами.

Проведенные эксперименты показали, что удельная энергия лункообразования от формы индентора не зависит и e_0 можно рассматривать как универсальную константу, характеризующую пластические свойства металла. Удельная энергия e_0 может быть мерой для характеристики динамической твердости металлов, как показано в [1, 3].

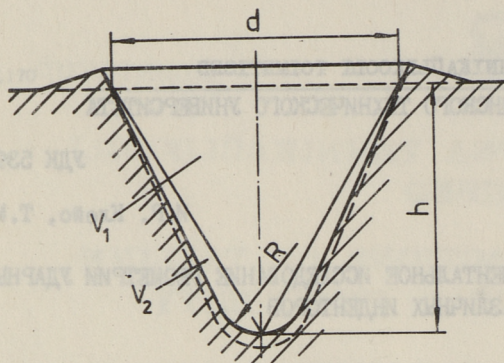


Рис. 1. Схема конической и пирамидальной лунки:

R - действительный радиус скругления конуса или пирамиды;
 V_1 - объем теоретического конуса или пирамиды; V_2 - действительный объем лунки; d - диаметр лунки, h - глубина лунки.

Т а б л и ц а I

Результаты по определению удельной энергии e_0 (Дж/мм³)
на маятниковой установке

Материал, твердость	Форма индентора	При энергии удара, Дж			
		0,12	0,32	0,61	0,84
I	2	3	4	5	6
Сталь Ст3 HV 120	Конус, $\alpha = 90^\circ$	3,4	3,5	3,6	3,5
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	3,6	3,5	3,5	3,6
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	3,6	3,7	3,5	3,6
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	3,7	3,6	3,6	3,5
	Сфера, $R = 1,25$ мм	3,6	3,5	3,4	3,3
	Сфера, $R = 0,8$ мм	3,6	3,4	3,3	3,2
Сталь 20 HV 130	Конус, $\alpha = 90^\circ$	2,5	2,6	2,6	2,6
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	2,7	2,5	2,6	2,4
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	2,9	2,8	2,6	2,6
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	2,7	2,7	2,8	3,0
	Сфера, $R = 1,25$ мм	2,4	2,6	2,5	2,1
	Сфера, $R = 0,8$ мм	2,4	2,4	2,1	2,2

I	2	3	4	5	6
Сталь 35 HV 152	Конус, $\alpha = 90^\circ$	3,2	3,3	3,3	3,2
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	3,1	3,3	3,0	3,3
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	3,3	3,1	3,1	3,3
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	3,2	3,2	3,1	3,3
	Сфера, R = 1,25 мм	3,2	2,9	3,3	3,3
	Сфера, R = 0,8 мм	3,1	3,1	3,2	3,3
Сталь 45 HV 160	Конус, $\alpha = 90^\circ$	3,0	2,9	3,1	3,1
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	3,4	3,4	2,9	3,0
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	3,2	3,1	3,0	3,1
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	3,7	3,7	3,4	3,4
	Сфера, R = 1,25 мм	3,1	3,0	3,0	3,5
	Сфера, R = 0,8 мм	3,2	2,8	2,9	3,0
Сталь X12 HV 250	Конус, $\alpha = 90^\circ$	5,8	6,2	5,8	5,9
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	7,0	6,2	5,8	5,9
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	6,2	5,8	5,6	6,3
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	5,7	6,1	5,9	5,8
	Сфера, R = 0,8 мм	5,4	5,8	4,4	4,7
	Сфера, R = 1,25 мм	6,1	5,5	4,2	4,6
Сталь ХГВ HV 220	Конус, $\alpha = 90^\circ$	5,5	5,4	5,1	5,2
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	6,3	5,1	5,6	4,9
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	6,0	4,6	5,1	4,8
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	4,9	4,9	5,3	5,0
	Сфера, R = 0,8 мм	4,3	4,6	4,7	4,4
	Сфера, R = 1,25 мм	4,7	5,3	4,0	4,7
Дуралюминий Д16Т HV 144	Конус, $\alpha = 90^\circ$	2,2	2,2	2,3	2,5
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	2,4	2,2	2,3	2,4
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	2,5	2,6	2,6	2,5
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	2,4	2,1	2,2	2,3
	Сфера, R = 1,25 мм	2,3	2,1	1,9	2,2
	Сфера, R = 0,8 мм	2,2	2,4	2,3	2,6
Медь М1 HV 104	Конус, $\alpha = 90^\circ$	1,6	1,3	1,4	1,5
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	1,5	1,3	1,3	1,3
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	1,6	1,4	1,3	1,4
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	1,5	1,3	1,4	1,3
	Сфера, R = 1,25 мм	1,9	1,6	1,5	1,9
	Сфера, R = 0,8 мм	1,4	1,3	1,4	1,4

I	2	3	4	5	6
Бронза HV III	Конус, $\alpha = 90^\circ$	1,4	1,3	1,3	1,4
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	1,5	1,5	1,4	1,4
	БОЦ Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	1,9	1,4	1,4	1,8
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	1,6	1,8	1,5	1,7
	Сфера, R = 1,25 мм	1,5	1,5	1,6	1,6
	Сфера, R = 0,8 мм	1,4	1,5	1,5	1,6
Латунь Л63 HV 95	Конус, $\alpha = 90^\circ$	1,4	1,3	1,4	1,3
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	1,7	1,8	1,75	1,75
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	1,6	1,6	1,4	1,4
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	1,6	1,6	1,65	1,6
	Сфера, R = 1,25 мм	1,4	1,5	1,5	1,5
	Сфера, R = 0,8 мм	1,3	1,4	1,4	1,5
Сплав алюминия АД1 HV 40	Конус, $\alpha = 90^\circ$	0,4	0,4	0,4	0,4
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	0,5	0,4	0,4	0,4
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	0,5	0,4	0,4	0,4
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	0,6	0,4	0,6	0,6
	Сфера, R = 1,25 мм	0,4	0,4	0,4	0,4
	Сфера R = 0,8 мм	0,4	0,4	0,4	0,4
Мягкий алюминий HV 27	Конус, $\alpha = 90^\circ$	1,6	0,5	0,4	0,4
	Конус, $\alpha = 60^\circ$	0,5	0,45	0,5	0,5
	Пирамида, $\alpha = 90^\circ$	0,45	0,45	0,45	0,45
	Пирамида, $\alpha = 60^\circ$	0,5	0,45	0,45	0,45
	Сфера, R = 1,25 мм	0,4	0,4	0,4	0,4
	Сфера, R = 0,8 мм	0,4	0,4	0,4	0,4

Л и т е р а т у р а

1. Завьялов И.Я. Новое понятие динамической твердости. Тезисы докладов всесоюзной научно-технической конференции (Иваново, 13-16 марта 1990 года). Иваново. 1990. С. 23-24.

2. Клейс И.Р., Реми Т.М., Кангур Х.Ф. Экспериментальное определение удельной энергии лункообразования различными инденторами // Тр. Таллинск. техн. ун-та. 1989. № 690. С. 3-7.

3. Клейс И.Р., Реми Т.М., Кангур Х.Ф. Разработка и сравнение методов определения динамической твердости металлов. Тезисы докладов всесоюзной научно-технической конференции (Иваново, 13-16 марта 1990 года). Иваново. 1990. С. 10.

4. Клейс И.Р., Кангур Х.Ф. Экспериментальное и расчетное определение глубины повреждений от удара сферического индентора // Трение и износ. 1987. Том 8. № 4. С. 605-613.

I. Kleis, T. Remi

Erineva kujuga indentorite löögijälgede
geomeetria uurimine

Kokkuvõte

Artikkel käsitleb koonilise ja püramidaalse indentori löögijälje geomeetria uurimist ning erienenergia määramist. Kuna nimetatud indentorid omavad reaalsel tipu ümardusraadiust $R = 0,12$ mm, siis selle arvestamise võimaldab täpsemalt määrata löögi erienenergia väärtust erinevate metallide puhul.

I. Kleis, T. Remi

On the Geometry of Impact Craters Produced
by Indentors of Different Shape

Abstract

The aim of this work was to study the formation of impact crater geometry by indentors of conical and pyramidal shape. The indentors used had a real tip radius of 0.12 mm. Thus it was possible to obtain exact results in determining the specific energy of impact crater formation for different metals.

А.Я. Палласе

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА ЭЛАСТОМЕРОВ

Испытание эластомеров на эрозионный износ, особенно при низких скоростях удара, отличается большой трудоемкостью. Поэтому желательно иметь теоретические основы расчетного прогнозирования износа. Обзор существующих теорий эрозионного износа показал, что для этой цели наиболее подходят те теории, которые исходят из усталостного процесса изнашивания [3, 10, 11] и из энергетической точки зрения [7].

Количество экспериментальных данных эрозионного износа эластомеров достаточно скромное. Главным недостатком этих работ является нехватка данных о физико-механических характеристиках испытываемых материалов и абразивов. Поэтому нами были проведены эксперименты с эластомерами [5, 6].

В расчетной модели Ратнера С.Б., Стылера Е.Е. [10] показатель степени при скорости имеет значение $0,4 (t + 5)$, следовательно, при микрорезании (приняв $t = 0$) получаем v^2 .

Наши эксперименты показали, что для электрокорунда показатель степени $m = 1,7 \dots 2,5$ [5]. При этом следы микрорезания были обнаружены только в некоторых случаях. На основании этого можно сделать вывод, что микрорезание должно характеризоваться показателем степени при скорости $1 < m \leq 2$.

В условиях фрикционной усталости можно принять для резин показатель степени усталостной кривой $t = 3 \dots 5$, тогда $m = 3,2 \dots 4$. Это значение хорошо согласуется с экспериментами с нормальным песком [5], для которого $m = 2,9 \dots 4,6$. Следовательно, влияние скорости на интенсивность изнашивания учтено правильно.

Главный недостаток расчетной модели (I) в том, что при $\alpha = 90^\circ$ $I_v = 0$, что противоречит экспериментальным данным. Свойства абразива характеризуются только через плотность абразива ρ_a . Для несферических частиц предложено использовать мнимую плотность $\rho^* = 0,75 / (m/\pi r_{cp}^3)$. Наши эксперименты показали, что крупность абразива также оказывает влияние на износ.

Энергетическая теория Н.С. Пенкина [7] имеет более простую структуру. Из физико-механических характеристик выбранный динамическая модель упругости E и эластичность при отскоке Θ , т.е. характеристики динамического поведения резины. Влияние скорости характеризуется показателем степени $m = 2,2$. Это справедливо лишь для острогранного абразива. Влияние угла атаки сказывается через коэффициент механических потерь γ . Самая серьезная трудность в практическом применении этой теории связана с определением коэффициента пропорциональности — удельного энергетического износа. По экспериментальным данным были рассчитаны значения удельного энергетического износа i_w . Оказалось, что i_w зависит также от угла атаки и скорости движения абразивных частиц. При этом значения i_w уменьшались с ростом угла атаки.

С практической точки зрения более пригодна расчетная модель эрозионного износа С.Б. Ратнера, Е.Е. Стыллера [10, 11], согласно которой безразмерная объемная интенсивность изнашивания выражается зависимостью

$$I_v = \frac{3}{4} \pi L \Theta^{0,2t+1} (1,25-t)^{0,8} \left(\frac{0,4kf}{\sigma_p} \right)^t (\operatorname{ctg} \alpha - f), \quad (I)$$

в которой $L = \rho_a v^2 \sin^2 \alpha$ — эквивалент динамического давления; $\Theta = (1-r^2)/E$ — упругая постоянная материала; v — скорость удара; α — угол атаки; t — показатель степени кривой усталости; f — коэффициент трения при ударе; k — коэффициент контактного взаимодействия; σ_p — прочность при разрыве. Использование формулы (I) для прямых расчетов связано с трудностями, так как обычно мы располагаем тремя неизвестными величинами (t , f , k). Для расчета неизвестных величин и проверки формулы (I) нами был успешно применен симплекс-метод [2].

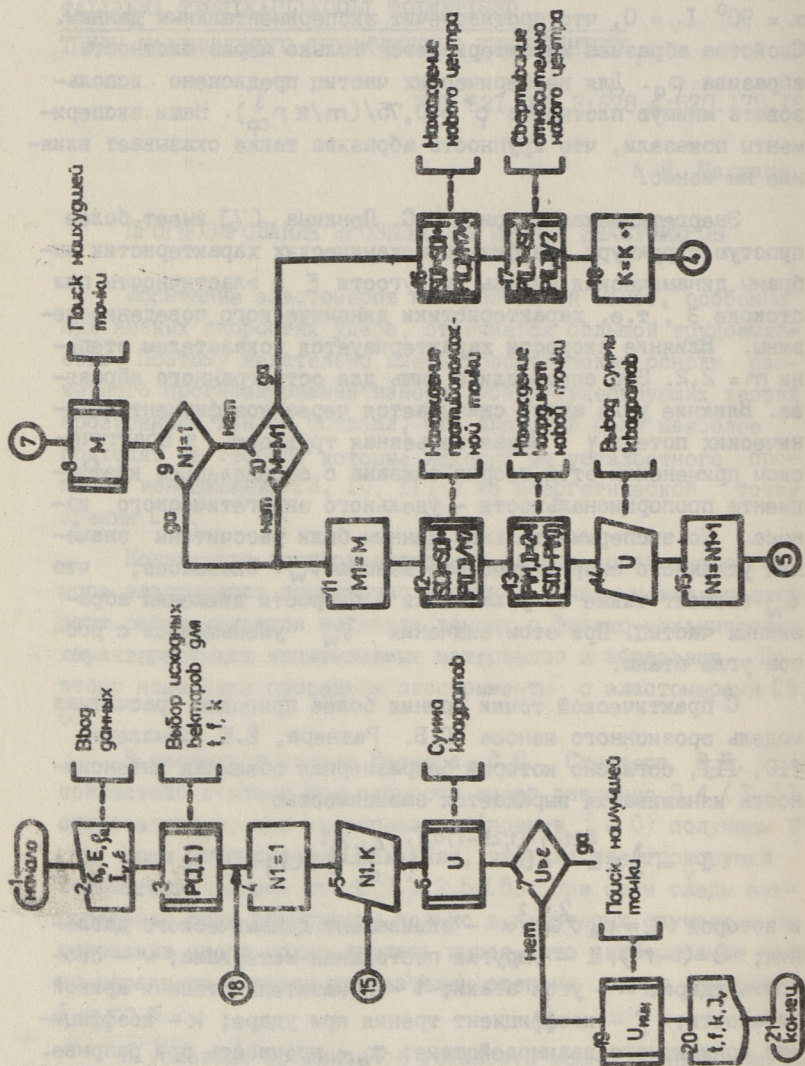


Рис. 1. Блок-схема программы "СИМПЛ-3".

Сущность метода заключается в следующем. Для $M7$ неизвестных параметров задаются $M7 + I$ исходных значений. В дальнейших расчетах применяется метод наименьших квадратов с непрерывным корригированием параметров до тех пор, пока требуемая точность не будет достигнута, или же прекращаются расчеты в том случае, когда видно, что сходимость не выполняется.

Расчет по программе "Симпл-Э" производится следующим образом. После пуска программы следует задать исходные данные (бл. 2, рис. 1). Их можно разделить на две группы:

1. Так называемые процедурные данные, куда относится число неизвестных параметров и их предполагаемые значения, число экспериментальных данных и их значения и допустимая погрешность расчета;

2. Физико-механические показатели материала и абразива.

Исходные данные неизвестных задаются в виде векторов $P(J, I)$ (бл. 3), после чего вычисляется сумма квадратов отклонений U в N точках (бл. 6). Результат сравнивается с заданной погрешностью ε . Если условие 7 выполняется (т.е. $\varepsilon \leq U$), находят наихудшую точку M и записывается ее значение $M1 = M$ (бл. II). Затем находят новую точку, исключив наихудшую точку $M1$ (бл. I2), а затем ее координаты (бл. I3). Затем выводится на дисплей справочная информация (бл. I4) и заново вычисляется сумма квадратов отклонений (бл. 6). Следует сравнение (бл. 7). Если условие 7 опять выполняется, нужно прийти к блоку сравнения I0. Здесь проверяется, находится ли в новой наихудшей точке M или пришли обратно к старой точке $M1$. Если это так, то нужно найти новый центр (бл. I6) и провести свертывание относительно этого центра (бл. I7). Затем вся вышеописанная процедура расчета повторяется до тех пор, пока не выполнится условие заданной погрешности. После этого результаты расчетов выводятся на печать (бл. 20), используя данные наилучшей точки (бл. I9).

В результате расчетов получены следующие результаты. Для резины № 35I получены значения: $t = 3,05$, $f = 0,37$ и $k = 2,54$, а для резины № 93: $t = 3,5$, $f = 0,35$ и $k = 2,1$. В состав резины входят каучуки НК и СКИ-ЭС. В работе [8]

получены следующие значения показателя степени фрикционной усталости t : для НК $t = 1,75$, а для СКС-3А $t = 2,2$. Из [4, с. 292] имеем для резины на основе бутадиенстирольного каучука $t = 3...4$. Так как в состав резины № 93 входят каучуки СКС-30 АРКМ-15 и СКИ-3С, то показатель степени t у ней немного выше, чем у резины № 35I. Следовательно, полученные значения t вполне реальные. Такое же заключение можно сделать и о коэффициенте пропорциональности k . Из [4, с. 293] имеем теоретические значения $k = 2,25...4,5$.

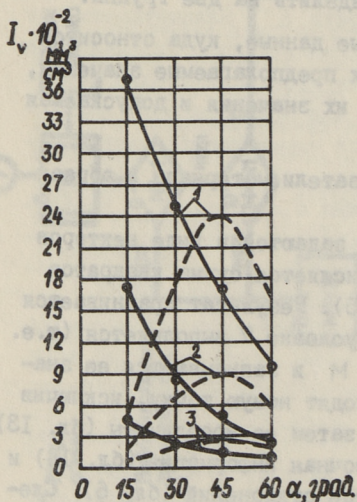


Рис. 2. Сопоставление экспериментальной интенсивности изнашивания резины № 35I с расчетной: 1 - $v = 102$ м/с; 2 - $v = 75$ м/с; 3 - $v = 51$ м/с.

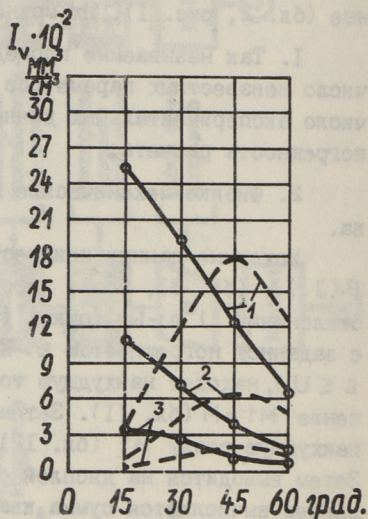


Рис. 3. Сопоставление экспериментальной интенсивности изнашивания резины № 93 с расчетной: 1 - $v = 102$ м/с; 2 - $v = 75$ м/с; 3 - $v = 51$ м/с.

Значения коэффициентов трения $f = 0,37$ и $f = 0,35$ хорошо согласуются с экспериментальными данными работы [III], в которой получено для резины с твердостью 60 единиц по Шор А $f = 0,4$ при $\alpha = 30^\circ$. Так как резина № 35I более эластична и немного мягче резины № 93 ($H = 53$ и $H = 60$), то лучшее совпадение расчетных значений с экспериментом наблюдается для нее при угле атаки $\alpha = 30^\circ$ (рис. 2), в то время

как для резины № 93 это наблюдается при $\alpha = 45^\circ$ (рис. 3), Согласно работе [III] это так и должно быть. Наименьшие относительные ошибки расчетных значений интенсивности изнашивания для обеих резин получаются при скорости $v = 102$ м/с. Как видно из рис. 2 и 3, условие $f = \text{const}$ неприемлемо. Следовательно, для проверки теории мы должны принять условие $f = f(\alpha)$.

Сделаем проверочный расчет при следующих значениях коэффициентов трения: $f = 0,8$ при $\alpha = 15^\circ$; $f = 0,4$ при $\alpha = 30^\circ$; $f = 0,3$ при $\alpha = 45^\circ$ и $f = 0,2$ при $\alpha = 60^\circ$. Как видно из рис. 4 и 5, сопоставимость результатов расчета с экспериментом в этом случае вполне удовлетворительная.

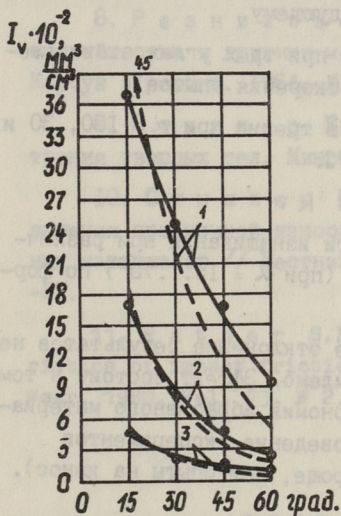


Рис. 4. Сопоставление экспериментальной интенсивности изнашивания резины № 351 с расчетной: $f = 0,8$ при $\alpha = 15^\circ$; $f = 0,4$ при $\alpha = 30^\circ$; $f = 0,3$ при $\alpha = 45^\circ$; $f = 0,2$ при $\alpha = 60^\circ$.

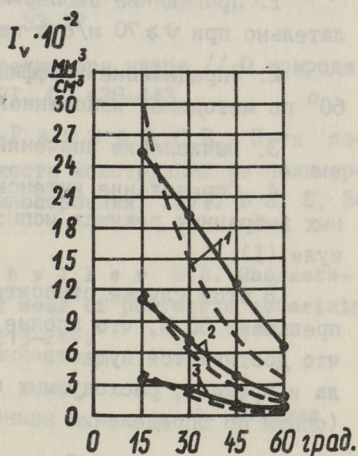


Рис. 5. Сопоставление экспериментальной интенсивности изнашивания резины № 93 с расчетной: $f = 0,8$ при $\alpha = 15^\circ$; $f = 0,4$ при $\alpha = 30^\circ$; $f = 0,3$ при $\alpha = 45^\circ$; $f = 0,2$ при $\alpha = 60^\circ$.

При этом погрешность прогноза увеличивается с увеличением скорости и угла атаки. Это можно объяснить недостатком теории. Так как физико-механические характеристики, входящие в расчетную формулу, определены из статических опытов, а изнашивание является динамическим процессом, то они хуже

коррелируются с износом. Известно, что модель упругости Е эластомеров при динамическом испытании зависит от частоты или скорости воздействия [I].

Поэтому формула усталостного изнашивания применима при режимах нагружения, когда эластомер находится в высокоэластическом состоянии. Как показал анализ изношенных поверхностей резины № 351, наблюдается квазихрупкое разрушение при $\alpha = 60^\circ$ и $v = 75$ м/с [6], вследствие чего увеличивается износ.

На основе наших исследований можно заключить, что усталостная теория эрозионного изнашивания [II] применима для прогнозирования износа эластомерных материалов. Алгоритм действий при этом сводится к следующему.

1. Проведение экспериментов при трех углах атаки (желательно при $v \geq 70$ м/с с целью ускорения опытов).

2. Определение коэффициентов трения при $\alpha = 15, 30$ и 60° по методике, изложенной в [9].

3. Вычисление значений t и k .

4. Определение интенсивности изнашивания при различных выбранных режимах испытаний (при $\alpha = 15...75^\circ$) по формуле (I).

В этом случае относительное отклонение результатов не превышает 50 %, что вполне приемлемо. Эффект состоит в том, что достигается существенная экономия абразивного материала и времени, расходуемых на проведение экспериментов (опыты по определению намного проще, чем опыты на износ).

Л и т е р а т у р а

1. Б а р т е н е в Г.М. Структура и релаксационные свойства эластомеров. М.: Химия, 1979. 288 с.

2. Е в д о с к и м о в Ю.А., К о л е с н и к о в В.И., Т е т е р и н А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. М.: Наука, 1980. 288 с.

3. З о л о т а р ь А.И., В а с и л ь е в В.Н. Метод расчета износа резиновых деталей насосов в потоке абразивной гидросмеси // Тр. ВНИИ Гидромаш. 1972. № 44. С. 103-114.

4. Крагельский И.В., Комбалов В.С., Добычин М.Н. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. С. 327-366.

5. Палласе А.Я. Исследование влияния режима нагружения на интенсивность эрозионного изнашивания эластомеров // Тр. Таллинск. техн. ун-та. 1989. № 690. С. 21-33.

6. Палласе А.Я. О механизме эрозионного износа эластомеров // Тр. Таллинск. техн. ун-та. 1989. № 690. С. 35-45.

7. Пенкин Н.С. Энергетический подход к оценке износостойкости высокоэластичных материалов в потоке твердых частиц // Трение и износ. 1981. Т. 2. С. 459-466.

8. Резниковский М.М. О связи между износостойкостью и другими механическими свойствами резин // Каучук и резина. 1964. № 9. С. 33-37.

9. Стыллер Е.Е. Трение при ударе // О природе трения твердых тел. Минск, 1971. С. 438-443.

10. Стыллер Е.Е. Ратнер С.В. Пути повышения эрозионной износостойкости конструкций из полимерных материалов // Вестник машиностроения. 1971. № 5. С. 34-37.

11. Ratner S.B., Styller E.E. Characteristics of impact friction and wear of polymeric materials // Wear. 1980. Vol. 73, N 2, p. 213-244.

A. Pallase

Elastomeeride erosioonkulumise prognoosimine

Kokkuvõte

Elastomeeride erosioonkulumise modelleerimine on tömahukas eriti väikestel ründekeerustel. Sellepärast on parem kasutada teoreetilisi lähtealuseid kulumise prognoosimiseks.

Kulumisteooriate analüüsil selgus, et praktilist tähtsust omab E. Stõlleri ja S. Ratneri väsimuslik kulumisteooria. Analüüsil kasutati edukalt simpleksmeetodit.

Prediction of Erosive Wear of Elastomers

Abstract

There are difficulties in erosive wear studies of polymers, especially at low impact velocity because of excessive scattering of data at small wear rate. For this reason a better theoretical background is needed to correctly estimate the erosive wear of elastomers. Three models for erosive wear prediction were verified with our experimental data by simplex method. It was found that the theory based on the fatigue process had most practical importance.

ПАКЕТ ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ EROSION

В связи с распространением вычислительной техники возникли возможности для использования ЭВМ в целях исследования процессов изнашивания. Разными авторами произведены многочисленные испытания на эрозионное изнашивание в разных условиях, но к сожалению большое количество этих данных недостаточны (например, приведена только относительная износостойкость) или неизвестны для других. Поэтому производится много повторных экспериментов. Для сведения таких случаев к минимуму необходимо иметь базы данных, которые содержали бы данные о всех уже произведенных испытаниях и которые каждый исследователь мог бы просто и удобно просмотреть и добавить к своим данным. По известным данным таких баз до сих пор не существует.

Второй проблемой, связанной с испытанием на эрозионный износ, является большая трата времени. При необходимости точных данных об изнашивании металлов в конкретных условиях необходимо конечно проведение соответствующих экспериментов, но в некоторых случаях достаточно иметь приближенные данные. Последние можно получить, используя для вычисления интенсивности изнашивания соответствующую расчетную формулу.

В [1] приведены результаты сравнений существующих расчетных формул эрозионного изнашивания. Наилучшей оказалась расчетная модель G. Beckmann/J. Gotzmann [2], которая была выбрана для дальнейшего модифицирования.

В окончательном виде расчетная модель для прогнозирования интенсивности изнашивания металлов имеет следующий вид:

$$I_k = \frac{3 \cdot k_d \cdot k_v \cdot \tau_0}{4 \cdot \pi \cdot \rho_A \cdot e_s^*} \cdot [\tau_1 \cdot I_1 + \tau_2 \cdot I_2],$$

$$k_d = k_d \cdot k_f \cdot k_n;$$

$$k_d = d/140 \text{ при } d = 0 \dots 140 \text{ мкм, } k_d = 1 \text{ при } d > 140 \text{ мкм;}$$

$$k_v = 1,83 \cdot v^{-0,22} \text{ для сталей, } k_v = 1 \text{ для чистых металлов;}$$

$$k_n = 1 \text{ при } HB_A \geq 1,6 HB_M,$$

$$k_n = (HB_A - HB_M) / (0,6 \cdot HB_M) \text{ при } HB_M < HB_A < 1,6 \cdot HB_M,$$

$$k_n = 0 \text{ при } HB_A \leq HB_M;$$

$$\tau_0 = L \cdot \rho_M \cdot \ln(T_M/T) / 3; e_s^* / \tau_0 = \frac{C \cdot \rho_M \cdot (T_M - T) \cdot k \cdot 10}{e_0};$$

$$k = 0,0021 \cdot HB_M + 0,3 \text{ для углеродистых сталей,}$$

$$k = 1 \text{ для чистых металлов;}$$

$$h = R \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_A}{3 \cdot e_0} \cdot v^2 \cdot \sin^2 \alpha};$$

$$\tau_1 = 1 + \sqrt{\frac{h}{R-2}} \cdot HB_M / \tau_0; \tau_2 = 1 + \frac{\sqrt{2 \cdot h/R} \cdot HB_M}{(1-h/R) \cdot \tau_0};$$

$$I_1 = 6,8 I \cdot \sqrt{h/R} \cdot \frac{2 \cdot \rho_A \cdot v^2 \cdot \cos^2 \alpha}{3 \cdot HB_M}; I_2 = k_{v2} \cdot (h/R)^2;$$

$$k_{v2} = 0,005 \cdot v + 0,14 \text{ при } HB_M < 2 \text{ ГПа,}$$

$$k_{v2} = 0,31 \cdot HB_M \text{ (} v < 0,0057 \text{) при } HB_M \geq 2 \text{ ГПа,}$$

где k_d - коэффициент абразива;

$k_v \cdot k_{v2}$ - коэффициент скорости;

τ_0 - напряжение сдвига;

ρ_A - плотность абразива;

e_s^* - плотность энергии среза;

k_d - коэффициент размера зерна абразива;

k_n - коэффициент твердости абразива;

k_f - коэффициент формы;

d - диаметр зерна;

HB_A - твердость абразива по Бринеллю;

L - скрытая теплота плавления;

- ρ_m - плотность материала;
 C - удельная теплоемкость;
 T_m - температура плавления в кельвинах;
 T - температура среды в кельвинах;
 k - константа материала;
 h - глубина внедрения частицы абразива;
 R - радиус зерна абразива;
 HB_M - твердость материала по Бринеллю;
 e_0 - динамическая твердость материала;
 v - скорость абразива;
 α - угол атаки.

Т а б л и ц а I

Оригинальная и модифицированная расчетные модели

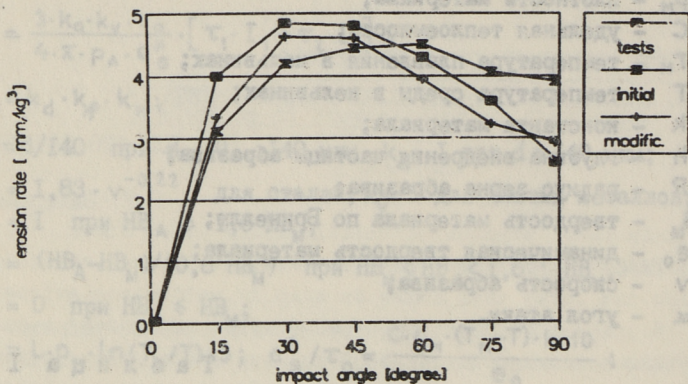
G. Beckmann/J. Gutzmann

Оригинал	Модификация
1. $e_s^*/\tau_0 = \frac{3 \cdot k}{\ln(T_m/T)}$	1. $e_s^*/\tau_0 = \frac{C \cdot \rho_m \cdot (T_m - T) \cdot k \cdot 10}{e_0}$
2. $h = R \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_A}{3 \cdot HB_M} [v^2 \cdot \sin^2 \alpha - \varphi]}$	2. $h = R \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_A}{3 \cdot e_0} \cdot v^2 \cdot \sin^2 \alpha}$
3. $k_{v2} = 0,65$	3. $k_{v2} = 0,005 \cdot v + 0,14$ при $HB_M < 2$ ГПа; $k_{v2} = 0,31 \cdot HB_M (v \cdot 0,0057)$ при $HB_M < 2$ ГПа
4. $k_v = I$	4. $k_v = I,83 v^{-0,22}$ для сталей $k_v = I$ для чистых металлов
5. $k_d = k_1$	5. $k_d = k_f \cdot k_d \cdot k_n$

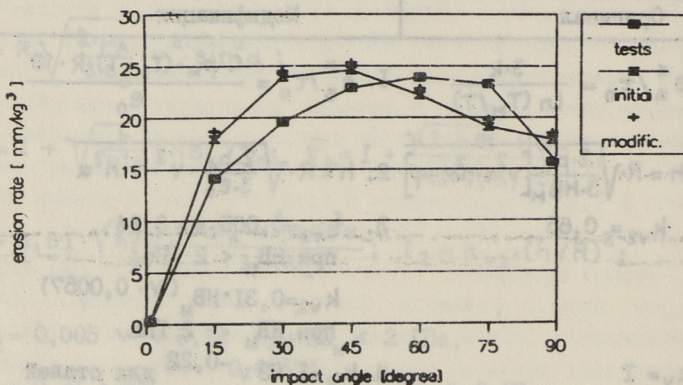
В таблице I приведены различия между оригинальной и модифицированной расчетной моделями G.Beckmann/J.Gutzmann.

На рис. I сравнена расчетная модель G.Beckmann/J.Gutzmann и новая модифицированная модель с экспериментальными данными, полученными на ЦУК-3. Как видно, лучшие результаты дает модифицированный вариант.

Модифицированную расчетную модель можно использовать для расчета интенсивностей изнашивания чистых металлов и сталей со следующими ограничениями:



a)



б)

Рис. 1. Материал - сталь 20 (HV434), абразив - кварцевый песок.
(а) - $v = 40$ м/с, (б) - $v = 80$ м/с.

- угол атаки $\alpha = 0 \dots 90^\circ$;
- скорость абразива $v = 10 \dots 120$ м/с;
- деформация изнашиваемого тела должна быть пластической;
- сталь должна быть термообработанной;
- абразив должен быть сухим;
- концентрация струи абразива $\Phi > 10$ кг/м² с;
- твердость абразива $HB_A > 1,6 HB_M$;

- величина зерна абразива $d > 120$ мкм;
- абразив не должен разрушаться в процессе изнашивания.

Используя модифицированную расчетную модель С. Вексмана/ J. Gotzmann можно после испытаний при некоторых режимах изнашивания прогнозировать интенсивность изнашивания металлов при всех режимах с точностью $\pm 10...15$ %. Для углеродистых и инструментальных сталей можно прогнозировать интенсивность изнашивания с точностью $\pm 20...25$ % без экспериментальных данных, если известны все параметры абразива.

Учитывая сложную конфигурацию расчетной модели целесообразно для облегчения прогнозирования интенсивности изнашивания создать соответствующее программное обеспечение. Последнее должно позволять прогнозирование интенсивности изнашивания при разных скоростях абразива и углах атаки, а также вычисление материальной константы и коэффициента формы абразива, опираясь на экспериментальные данные. Интерес представляет еще сравнение между собой интенсивностей изнашивания двух материалов, т.е. вычисление относительной износостойкости.

Учитывая вышеприведенные требования, создан пакет прикладных программ EROSION. Он предназначен для потребителей, занимающихся проблемами эрозионного изнашивания. Научные работники могут использовать его как базы данных, для хранения экспериментальных данных, инженерно-технический персонал может с данным пакетом прогнозировать интенсивности изнашивания разных металлов при разных режимах, а также использовать существующие базы данных. Пакетом можно пользоваться и в учебной работе, для представления влияния различных параметров на износостойкость металлов.

Пакет прикладных программ представляет собой интегрированную рабочую среду, работа с которой производится с помощью меню. Потребителю оставлена относительно большая свобода, т.е. пакет не предусматривает строгого пути для решения конкретной задачи. В случае, когда пакет не сумеет продолжить работу, выдается соответствующее заявление об ошибке. Для помощи потребителю в пакет включена контекстно-зависимая система подсказки, которая позволяет потреби-

Тело получать дополнительную информацию о всех командах меню.

File	Edit	Compute	Material	Abrasive	Options
Material: steel AISI 1010		Material		Abrasive	
Brinell' hardness: 159		kg/cm ²		Abrasive: quartz	
Dynamic hardness: 4.30		J/mm ³		Size: 500 nm	
Density: 7.80		g/cm ³		Density: 2.58 g/cm ³	
Latent heat of melting: 271		kJ/kg		Hardness: 1200 kg/cm ²	
Specific heat: 0.46		kJ/kgK		Shape factor: 1.20	
Melting temperature: 1812		K		Info:	
Material constant: 0.55					
Info: ZUK-3					
Results					
Angle (°)	Speed (m/s)	Test (mm ³ /kg)	Prognose (mm ³ /kg)	Error (%)	
13	90.0	33.50	29.10	-13.1	
31	90.0	40.70	41.20	+1.4	
46	90.0	43.10	41.72	-3.2	
55	90.0	39.90	39.25	-1.6	
70	90.0	34.30	33.60	-1.8	
82	90.0	31.00	30.45	-4.2	
90	90.0	28.60	29.77	+4.1	

Esc

Рис. 2. Рабочее поле пакета ERA5ION.

Рабочее поле пакета (рис. 2) состоит из:

- основного меню, содержащего спускающиеся подменю;
- окна материала, содержащие свойства металла;
- окна абразива, содержащие свойства абразива;
- окна результатов, содержащие экспериментальные данные и/или результаты расчета;
- строка подсказки, показывающая доступные команды и их смысл.

Пакет прикладных программ позволяет:

- создать файлы данных, содержащие экспериментальные данные;
- редактировать существующие базы и файлы данных;
- создать базы данных для металлов и абразивов;
- прогнозировать интенсивность изнашивания металлов при определенной скорости для всех углов атаки в пределах 0...90°;
- прогнозировать интенсивность изнашивания металлов при определенном угле атаки для скоростей в пределах 25...200 м/с;

- вычислять константы материала на основе экспериментальных данных;
- вычислять коэффициент формы абразива на основе экспериментальных данных;
- сравнивать прогнозируемую интенсивность изнашивания с экспериментальными данными;
- сравнивать интенсивность изнашивания двух материалов при определенной скорости для всех углов атаки;
- сохранять результаты расчета в самостоятельном файле или выводить их на печатающее устройство;
- осмотреть результаты расчетов в графическом виде ($I_k = f(\alpha)$ или $I_k = f(v)$).

Пакет прикладных программ EROSION создан на английском языке с использованием языка программирования Turbo C. Программа создана по принципам структурного программирования. В таблице 2 показаны имена файлов, входящие в состав пакета EROSION.

Пакет прикладных программ EROSION работает в операционной системе MS-DOS на компьютере типа IBM. Для обеспечения графического вывода нужно иметь графический дисплей и видеографический адаптер (CGA, EGA, VGA, HGA). Для работы нужно минимально 160 Кбайт оперативной памяти и винчестерский диск или дискеты с суммарной емкостью не менее 720 Кбайт.

Т а б л и ц а 2

Состав пакета прикладных программ EROSION

Имя файла	Длина Кбайт	Предназначение файла
1	2	3
EROSINST.EXE	26.1	файл для изменения цвета дисплея
EROS.EXE	157.7	файл загрузки и основной файл
EROS.HLP	6.4	файл подсказок
EROS.OPT	0.1	файл с параметрами пакета для работы на конкретной ЭВМ
EROS.PRN	0.1	файл с командами для принтеров
EROS.INS	0.3	файл с номерами цветов для монитора
*.BGI		графические драйверы (Borland)
*.MDB		базы данных для материалов

I	2	3
*.ADB	-	базы данных для абразивов
*.DAT	-	файлы данных

Л и т е р а т у р а

1. Э л л е р м а а Р.-Р.Р. Анализ теорий газосбра-
зивного изнашивания // Тр. Таллинск. техн. ун-та. 1989.
№ 690. С. 9-20.

2. В е с к м а н н G., G o t z m a n n J. Analy-
tical model of the blast wear intensity of metals based
on a general arrangement for abrasive wear // Wear. 1981.
Vol. 73, N 2. P. 325-353.

R. Ellermaa

Programmipakett "EROSION"

Kokkuvõte

Artiklis kirjeldatakse metallide erosioonkulumise
arvutamise uut mudelit. Selle mudeli baasil on koostatud
programmipakett "EROSION", mille kirjeldust ja võimalusi
siin käsitletakse.

R. Ellermaa

Program Package "EROSION"

Abstract

A new model for predicting the erosion of metals is
described. Program package "EROSION" is based on this model.
Characterization of the package and its features are given.

КИНЕМАТИКА АБРАЗИВНЫХ ЧАСТИЦ В ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ
УСТАНОВКЕ ЦУК-Д

Испытательная установка ЦУК-Д является модификацией известной установки ЦУК-3 [1] и предназначена для исследования процессов измельчения материалов при ударе. Установка состоит из ротора I, снабженного радиальными канавками и вращающегося в противоположную сторону относительно ротора I корзины 2, т.е. ротора, снабженного отбойными пластинами 5 (см. рис. 1). Скорости соударения частиц измельчаемого материала о поверхности отбойных пластин можно изменять меняя скорости вращения ротора и корзины. Частота вращения ротора и корзины плавно регулируемая: у ротора в пределах от 1000...12000 об/мин, у корзины 1000...5000 об/мин. Частота вращения ротора и корзины определяется датчиками 3 и 4.

Абсолютная скорость частиц измельчаемого материала (см. рис. 2)

$$v_a = \frac{\omega_1 \cdot r_1}{\sin \beta}, \quad (1)$$

где ω_1 - угловая скорость вращения ротора;

r_1 - радиус ротора ($r_1 = 0,1$ м);

β - угол вылета измельчаемых частиц из канавки ротора ($\beta = 55^\circ$ [1]).

Абсолютная скорость центров С отбойных пластин

$$v_c = \omega_2 r_c, \quad (2)$$

где ω_2 - угловая скорость вращения корзины;

r_c - расстояние от оси вращения корзины до центра отбойных пластин.

Скорость соударения измельчаемых частиц с отбойными пластинами в их центрах С

$$v_p = \sqrt{v_a^2 + v_k^2 + 2v_a v_k \cdot \sin(\beta - \varepsilon)}, \quad (3)$$

где ε - угол между радиус-векторами \vec{r}_1 и \vec{r}_c .

Радиус-вектор \vec{r}_1 определяет точку А, в которой частицы, вылетающие из ротора, попадают в центр С отбойной пластины. Радиус-вектор \vec{r}_c определяет центр отбойной пластины С в момент соударения с частицами измельчаемого материала, вылетающими из ротора в точке А.

Поскольку

$$v_a^2 = v_p^2 + v_k^2 - 2v_p v_k \cdot \cos \varkappa,$$

то

$$\varkappa = \arccos \left(\frac{v_p^2 + v_k^2 - v_a^2}{2v_p v_k} \right). \quad (4)$$

Угол \varkappa определяет расположение рабочей поверхности отбойной пластины относительно радиус-вектора \vec{r}_c при угле атаки $\alpha = 90^\circ$. Углы атаки можно менять поворачивая отбойные пластины вокруг их осей В на угол наклона α_k . Тогда угол атаки

$$\alpha = 90 - \alpha_k. \quad (5)$$

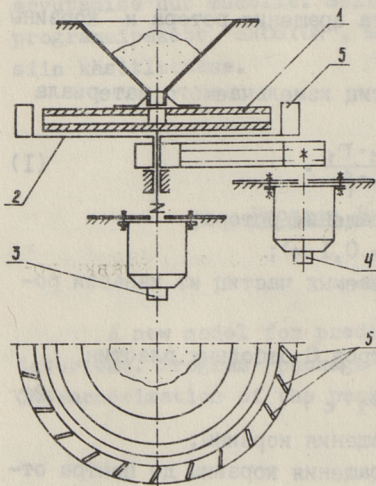


Рис. 1. Схема установки.

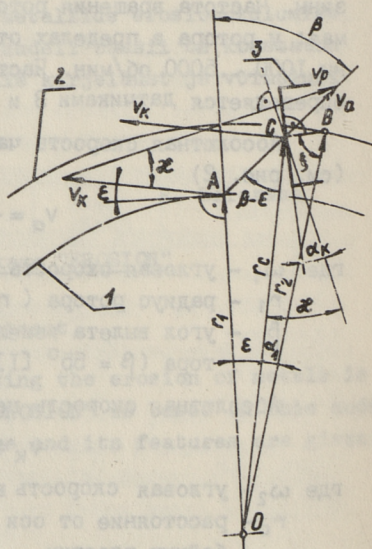


Рис. 2. Движение частицы в установке.

Модуль радиус-вектора \vec{r}_c определяется из треугольника OAC, где

$$r_c = \frac{r_1 \sin \beta}{\sin(\beta - \varepsilon)}. \quad (6)$$

Кроме параметров установки ($r_1, r_2, CB = 9 \text{ мм}, \alpha_k, \beta$) угол ε зависит и от угла \varkappa , т.е. от кинематики установки (см. формулу 4). В этом случае вывести формулу для величины ε в явном виде не удастся. Поэтому в данной работе используется метод итераций, где угол ε принимается в качестве переменной величины. В первом приближении можно брать $\varepsilon = 90^\circ$. Окончательное значение ε определяется при достижении величины CB, равной 9 мм. Из треугольника OCB

$$CB = r_c \frac{\sin \alpha_1}{\sin \xi}, \quad (7)$$

где ξ и α_1 можно определить из треугольника OCB

$$\xi = \arcsin \left[\frac{r_c \cdot \cos(\varkappa - \alpha_k)}{r_2} \right], \quad (8)$$

$$\alpha_1 = 90^\circ + \alpha_k - \xi - \varkappa. \quad (9)$$

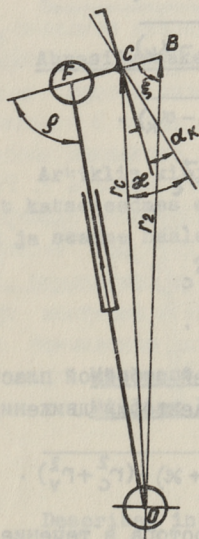


Рис. 3. Шаблон для установки отбойной плиты.

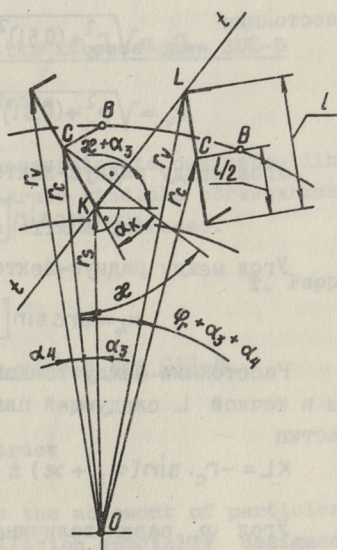


Рис. 4. Расчетная схема условия попадания частицы на отбойную плиту.

Последовательность итерационных вычислений следующая: формулы 1, 6, 2, 3, 4, 8, 9, 7 и сравнивается расстояние СВ с 9-ю. При $СВ < 9$ мм величина ε увеличивается. Окончательное приближение при $СВ = 9$ мм.

Для установки отбойных пластин в корзину под углом атаки α при помощи соответствующего приспособления (рис. 3), необходимо определить расстояние OF и угол ρ . Расстояние OF от центра ротора O до оси поворота наконечника приспособления F можно определить из треугольника OFC где

$$OF = \sqrt{r_c^2 + (FC)^2 - 2r_c(FC) \cdot \sin(\alpha - \alpha_k)}.$$

Расстояние FC можно выбирать по конструктивным соображениям.

Угол ρ определяется по формуле

$$\rho = \arcsin \left[\frac{r_c \cdot \cos(\alpha - \alpha_k)}{OF} \right].$$

Для того, чтобы все измельчаемые частицы соударялись с отбойными пластинами, необходимо, чтобы частицы, пролетающие мимо отбойной пластины на расстоянии r_s , соударялись со следующей пластиной на расстоянии r_v (рис. 4).

Расстояния

$$r_s = \sqrt{r_c^2 + (0,5l)^2 - l \cdot r_c \cdot \cos(\alpha - \alpha_k)}$$

и

$$r_v = \sqrt{r_c^2 + (0,5l)^2 + l \cdot r_c \cdot \cos(\alpha - \alpha_k)}.$$

Угол между радиус-векторами \vec{r}_s и \vec{r}_c

$$\alpha_3 = \arcsin \left[\frac{l \cdot \sin(\alpha - \alpha_k)}{2r_s} \right].$$

Угол между радиус-векторами \vec{r}_v и \vec{r}_c

$$\alpha_4 = \arcsin \left[\frac{l \cdot \sin(\alpha - \alpha_k)}{2r_v} \right].$$

Расстояние между точкой K передней отбойной пластины и точкой L следующей пластины по траектории движения частиц

$$KL = -r_c \cdot \sin(\alpha_3 + \alpha) \pm \sqrt{r_s^2 \sin^2(\alpha_3 + \alpha) - (r_c^2 + r_v^2)}.$$

Угол φ_n равен величине вращения ротора в течение времени t , за которое частицы преодолевают расстояние KL, определяемое из соотношения:

$$t = \frac{KL}{v_a} = \frac{\varphi_n}{\omega_n},$$

тогда

$$\varphi_n = \omega_n \frac{KL \cdot 180}{v_a \cdot \pi}.$$

Количество отбойных пластин z , необходимых для предотвращения пролета измельчаемых частиц мимо отбойных пластин, должно соответствовать условию

$$z \geq \frac{360}{\varphi_n + \alpha_3 + \alpha_4}.$$

Расчеты проводятся на ЭВМ по специальной программе "DES-B".

Л и т е р а т у р а

И. Клейс И.Р. Центробежный ускоритель ЦУК-3М для определения относительной износостойкости материалов при абразивной эрозии // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. Серия А. 1970. № 294.

T. Pappel

Abrasivosakeste kinemaatika katseseadmes ZUK-D

Kokkuvõte

Artiklis kirjeldatakse peenestatavate osakeste liikumist katseseadmes eesmärgiga määrata kindlaks pörkeparameetrid ja seadme häälestamiseks vajalikud suurused.

T. Pappel

Movement of Particles within the CAK-D Milling Installation

Abstract

Described in the paper is the movement of particles within the CAK-D milling installation specially designed for studies on the behaviour of particles in the process of impact milling. Instructions are given for setting-up the CAK-D tester.

УДК 620.178.16

Р.Р. Мяги, Ю.А. Тадольдэр

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ РОТОРА ЦКМ

Основной причиной выхода из строя центробежных компрессорных машин (ЦКМ) является износ ротора ЦКМ. В проведенном нами исследовании [1] на упрощенной модели ротора ЦКМ получен целый ряд интересных результатов, позволяющих прогнозировать износ ротора. Однако, вышестоящая упрощенная модель не удовлетворяет с точки зрения подобия аэродинамики потока в лабораторных и эксплуатационных условиях.

С целью устранения этого недостатка нами сконструирована и изготовлена новая опытная установка, более точно имитирующая работу ЦКМ.

Конструкция и принцип работы установки показаны на рис. 1. Пыль подается из бункера регулируемого вибродозатора I с воздухом во всасывающее отверстие ротора, состоящего из основного диска 2, покрывающего диска 3 и лопастей 4. Некоторые лопасти выполнены из трех составных частей: периферийного 5, среднего 6 и внутреннего образца 7. Ротор приводится во вращение при помощи регулируемого электродвигателя 8, снабженного индукционным датчиком частоты (на рисунке не показано). Ротор помещен в спиральную камеру 9, которая в свою очередь находится в защитном прямоугольном корпусе (360x360 мм). В стенке спиральной камеры 9 просверлены четыре отверстия 10 с целью определения угла вылета абразива β_0 . Угол вылета абразива определяется по формуле:

$$\beta_0 = \arcsin \frac{2 \times (L - l)}{D_2 \sqrt{x^2 + l^2}}, \quad (I)$$

где D_2, L, l - постоянные конструктивные размеры ($D_2 = 200$ мм, $L = 180$ мм, $l = 26 \dots 61$ мм);

СХЕМА ОПЫТНОЙ УСТАНОВКИ

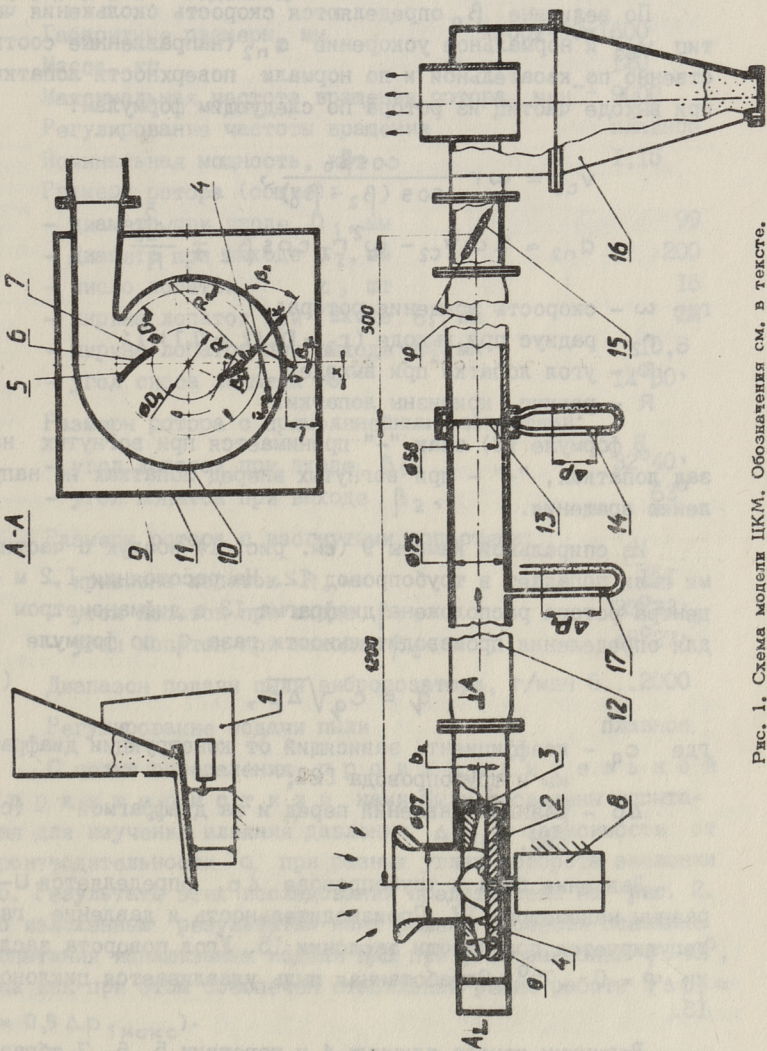


Рис. 1. Схема модели ЦКМ. Обозначения см. в тексте.

χ - величина, определяемая по следам частиц на экранах, расположенных в окнах II кожуха.

При основных испытаниях изнашивания стверствия IO и II закрыты.

По величине β_0 определяются скорость скольжения частиц v_{c2} и нормальное ускорение a_{n2} (направленные соответственно по касательной и по нормали поверхности лопатки) при выходе частиц из ротора по следующим формулам:

$$v_{c2} = \omega r \frac{\cos \beta_0}{\cos (\beta_2 - \beta_0)}, \quad (2)$$

$$a_{n2} = 2 \omega v_{c2} - \omega^2 r_2 \cos \beta_2 \mp \frac{v_{c2}^2}{R}, \quad (3)$$

где ω - скорость вращения ротора;

r_2 - радиус при выходе ($r_2 = D_2/2 = 0,1$ м);

β_2 - угол лопатки при выходе;

R - радиус кривизны лопатки.

В формуле (3) знак "-" принимается при вогнутых назад лопатках, "+" - при вогнутых вперед лопатках по направлению вращения.

Из спиральной камеры 9 (см. рис. I) воздух с частицами пыли попадает в трубопровод I2. На расстоянии 1,2 м от центра ротора расположена диафрагма I3 с дифманометром I4 для определения производительности газа q , по формуле

$$q = c_q \sqrt{\Delta p}, \quad (4)$$

где c_q - коэффициент, зависящий от конструкции диафрагмы и трубопровода [2];

Δp - разница давлений перед и за диафрагмой (см. рис. I).

Давление газа в трубопроводе Δp_1 определяется U-образным манометром I7. Производительность и давление газа регулируется при помощи заслонки I5. Угол поворота заслонки $\varphi = 0 \dots 75^\circ$. Отработанная пыль улавливается циклоном I6.

Величину износа длинных 4 и коротких 5, 6, 7 образцов-лопастей определяют либо путем взвешивания (массовый или объемный износ), либо при помощи индикатора (линейный износ).

Опытная установка снабжена также пультом управления (на рис. 1 не показано).

Ниже приведена техническая характеристика модели ЦКМ:

Габаритные размеры, мм	2500x400x1600
Масса, кг	120
Максимальная частота вращения ротора, мин ⁻¹	9000
Регулирование частоты вращения	плавное
Номинальная мощность, кВт	1,15
Размеры ротора (общие):	
- диаметр при входе D_1 , мм	99
- диаметр при выходе D_2 , мм	200
- число лопаток Z , шт	16
- ширина лопаток при входе b_1 , мм	22
- ширина лопаток при выходе b_2 , мм	10,8
- угол скоса лопаток θ	12°30'
Размеры ротора с прямолинейными лопастями:	
- угол лопаток при входе β_1 ,	32°40'
- угол лопаток при выходе β_2 ,	63°
Размеры ротора с изогнутыми лопастями:	
- кривизна лопаток R , мм	151
- угол лопаток при входе β_1 ,	33°23'
- угол лопаток при выходе β_2 ,	48°27'
Диапазон подачи пыли вибродозатора, г/мин	6...2000
Регулирование подачи пыли	плавное

С целью определения производительной характеристики нами были проведены испытания для изучения влияния давления Δp_1 в зависимости от производительности q , при разных углах поворота заслонки 15. Результаты этих исследований представлены на рис. 2. По изложенным результатам нами решено провести основные испытания изнашивания модели ЦКМ при угле заслонки $\varphi = 40^\circ$, так как при этом обеспечен стабильный режим работы ($\Delta p_1 \approx 0,9 \Delta p_{1\text{макс}}$).

В проведенных опытах износ лопастей определялся путем взвешивания образцов-лопастей до и после изнашивания. Интенсивность объемного изнашивания вычислялась по формуле:

$$K = \frac{\Delta m \cdot z}{Q \cdot \gamma}, \quad (5)$$

где K - интенсивность изнашивания одного образца, $\text{мм}^3/\text{кг}$;
 Δm - потеря массы одного образца, мг ;
 z - число лопастей ($z = 16$);
 Q - количество пропущенного через ротор абразива, кг ;
 γ - плотность материала, $\text{мг}/\text{мм}^3$.

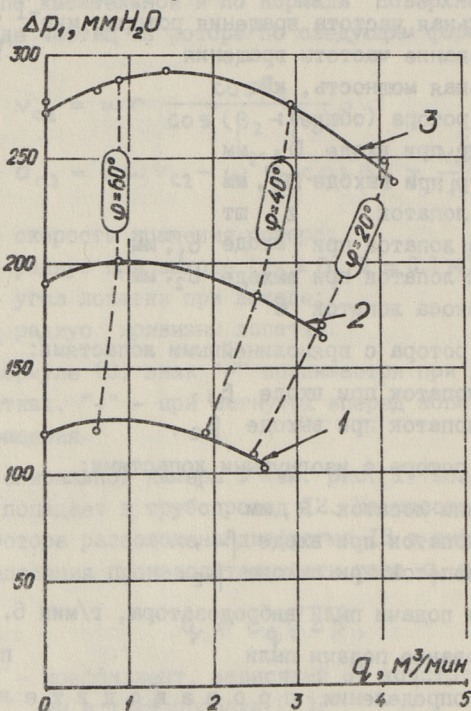


Рис. 2. Зависимость давления Δp_1 от производительности Q модели ЦКМ. φ - угол поворота заслонки: 1 - при частоте вращения ротора $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$; 2 - при частоте вращения ротора $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$; 3 - при частоте вращения ротора $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$.

В таблице I приведены результаты исследования абразивного изнашивания лопастей при разных величинах производительности и запыленности. При этом запыленность μ определялась по следующей формуле:

$$\mu = \frac{q_n}{q}, \quad (6)$$

где μ - запыленность воздуха, $\text{г}/\text{м}^3$;
 q_n - подача пыли вибродозатором, $\text{г}/\text{мин}$;

q_v - производительность ротора, м³/мин.

Т а б л и ц а I

Результаты абразивного изнашивания лопастей
при разных режимах испытания

Абразивный материал: Электрокорунд нормальный
20Н

Материал лопастей: Ст3

Частота вращения ротора 6000 мин⁻¹

Угол поворота заслонки φ	Производительность q_v , м ³ /мин	Статическое давление Δp_{H_2O} , мм	Запыленность воздуха, г/м ³	Интенсивность изнашивания мм ³ /кг			
				по всей лопасти	по частям лопасти		
					внутр.	средн.	наружн.
40°	2,82	269	119	16,7	7,5	2,3	6,9
40°	3,0	272	4,13	15,8	7,3	1,9	6,6
60°	0,622	285	489	11,8	4,5	1,6	5,7
60°	0,622	278	45,2	13,0	5,2	1,7	6,1

По изложенным в таблице I экспериментальным данным можно сделать вывод, что в широком диапазоне производительности ($q_v = 0,62 \dots 3,0$ м³/мин) и запыленности ($\mu = 4,1 \dots 489$ г/м³) интенсивность изнашивания значительно не зависит от этих параметров. Это относится как к суммарному износу по всей лопасти, так и к распределению износа по частям лопасти.

Этот вывод является и вполне логичным, так как на износ лопастей влияет именно количество пропущенного абразива, а не воздуха. Также можно вывести, что частицы пыли ускоряются в основном центробежными силами. Воздействие воздуха на движение частиц является второстепенным.

Нами были проведены сравнительные испытания при разных геометрических исполнениях роторов - с изогнутыми лопастями ($\beta_1 = 33^\circ 23'$, $\beta_2 = 48^\circ 47'$, $R = 151$ мм, см. рис. I) и с прямолинейными лопастями ($\beta_1 = 32^\circ 40'$, $\beta_2 = 63^\circ$). В обоих случаях $D_1 = 99$ мм и $D_2 = 200$ мм, угол скоса лопаток $\theta = 12^\circ 30'$, ширина лопастей при выходе $b_2 = 10,8$ мм и при входе $b_1 = 22$ мм, число лопастей $z = 16$. Исследования проведены при угле заслонки $\varphi = 40^\circ$. В качестве абразивного материала ис-

Т а б л и ц а 2

Результаты испытаний с изогнутыми лопастями

Частота вращения ротора n , мин ⁻¹	Статистическое давление ΔP_1 , мм H ₂ O	Показатели диаметра ΔP , мм H ₂ O	Производительность Q , м ³ /мин	Запыленность воздуха μ , г/м ³	Потребляемая мощность N , Вт	Интенсивность изнашивания K , мм ³ /кг			
						по всей лопасти	по частям лопасти x		
							внутр.	средн.	наружн.
4000	120	16	1,76	17,3	317	7,22	$\frac{3,03}{42\%}$	$\frac{1,08}{15\%}$	$\frac{3,11}{43\%}$
6000	272	38	2,71	14,2	704	18,7	$\frac{8,3}{44\%}$	$\frac{2,4}{13\%}$	$\frac{8,0}{43\%}$
7000	373	52	3,17	21,5	952	26,4	$\frac{11,8}{45\%}$	$\frac{3,5}{13\%}$	$\frac{11,1}{42\%}$
8000	485	69	3,65	21,9	1370	36,9	$\frac{15,4}{42\%}$	$\frac{4,9}{13\%}$	$\frac{16,6}{45\%}$

x в знаменателе процентное разделение износа по частям лопасти

Т а б л и ц а 3

Результаты испытаний с прямолинейными лопастями

Частота вращения ротора n , мин ⁻¹	Статическое давление Δp_1 , мм H ₂ O	Показатели дифференциала Δp_2 , мм H ₂ O	Производительность Q , м ³ /мин	Запыленность воздуха M , г/м ³	Потребляемая мощность N , Вт	Интенсивность изнашивания K , мм ³ /кг			
						по частям лопасти X			
						по всей лопасти	внутр.	средн.	
4000	124	16	1,76	25,3	335	10,1	$\frac{3,2}{32\%}$	$\frac{1,3}{13\%}$	$\frac{5,6}{55\%}$
6000	293	42	2,85	28,1	721	22,5	$\frac{7,8}{35\%}$	$\frac{2,4}{11\%}$	$\frac{12,2}{54\%}$
8000	520	71	3,71	20,2	1410	39,2	$\frac{13,3}{34\%}$	$\frac{4,3}{11\%}$	$\frac{21,6}{55\%}$

X В знаменателе процентное разделение износа по частям лопасти

пользован электрокорунд нормальный 20Н, обладающий высокой стабильностью абразивных свойств [3]. Образцы-лопасти изготовлены из стали 45. Результаты испытаний на роторах с изогнутыми и с прямолинейными лопастями представлены соответственно в табл. 2 и 3.

Как видно, прямолинейные лопасти изнашиваются по всей лопасти на 20 % интенсивнее, чем изогнутые лопасти. Выходные кромки прямолинейных лопастей изнашиваются в среднем в 1,5 раза интенсивнее по сравнению с изогнутыми лопастями. По данным таблиц 2 и 3 следует также, что процентное распределение износа вдоль лопасти практически не зависит от скорости вращения ротора, а зависит от конструктивного исполнения ротора. При варианте с изогнутыми лопастями имеет место более равномерное распределение износа вдоль лопасти. "В пользу" варианта с прямолинейными лопастями следует отметить несколько увеличенные величины полученного давления Δp_1 и производительности q_v . Однако, этому сопутствует и повышение потребляемой мощности.

На роторе с изогнутыми лопастями проведена серия опытов при разных частотах вращения ротора с образцами из разных материалов (Ст3, сталь 45, Д16). По результатам испытаний, представленным в таблице 4, видно, что процентное распределение износа вдоль лопатки практически одинаковое у всех исследуемых материалов и при разных частотах вращения. Следовательно, при исследовании распределения износа эти материалы могут быть взаимозаменяемы. Например, для определения линейного износа целесообразно применять Д16, при изнашивании которого можно получить величину линейного износа примерно в 3 раза больше, чем у стали Ст3. Измерение линейного износа лопастей рассматривается в следующей статье [4] настоящего сборника.

По разработанной нами оригинальной методике [5] определялся действительный угол атаки у входной кромки лопасти - $30...45^\circ$.

Т а б л и ц а 4

Результаты изнашивания лопастей из разных материалов

Абразивный материал: Электрокорунд
нормальный 20Н

Частота вращения ротора $n, \frac{1}{\text{мин}}$	Материал лопасти	Интенсивность изнашивания $K, \text{мм}^3/\text{кг}$			
		по всей лопасти	по частям лопасти ^x		
			внутр.	средн.	наружн.
4000	Ст3	7,87	<u>3,54</u> 45 %	<u>1,18</u> 15 %	<u>3,17</u> 40 %
	Сталь 45	7,28	<u>3,06</u> 42 %	<u>1,02</u> 14 %	<u>3,20</u> 44 %
	Д16	21,7	<u>9,11</u> 42 %	<u>3,69</u> 17 %	<u>8,90</u> 41 %
6000	Ст3	26,5	<u>11,4</u> 43 %	<u>4,51</u> 17 %	<u>10,6</u> 40 %
	Сталь 45	18,1	<u>7,24</u> 40 %	<u>3,26</u> 18 %	<u>7,60</u> 42 %
	Д16	51,9	<u>20,2</u> 39 %	<u>8,82</u> 17 %	<u>22,8</u> 44 %
8000	Ст3	44,6	<u>20,5</u> 46 %	<u>5,35</u> 12 %	<u>16,7</u> 42 %
	Сталь 45	34,5	<u>15,2</u> 44 %	<u>4,49</u> 13 %	<u>14,8</u> 43 %
	Д16	97,1	<u>41,8</u> 43 %	<u>12,6</u> 13 %	<u>42,7</u> 44 %

^x В знаменателе процентное распределение износа по частям лопасти

В ы в о д ы

I. Разработана лабораторная модель ЦМ, позволяющая более точно имитировать эксплуатационные условия, а также исследовать процесс изнашивания ротора. На модели ЦМ

следует испытывать новые более износостойкие конструкции роторов.

2. Экспериментально доказана независимость интенсивности изнашивания от производительности и запыленности воздуха.

3. Проведены сравнительные испытания на роторах с прямолинейными и изогнутыми лопастями.

4. Доказана независимость распределения износа вдоль лопасти от частоты вращения ротора и марки исследуемых материалов (СтЗ, сталь 45, Д16).

Л и т е р а т у р а

1. Клейс И.Р., Тадольдер Ю.А., Мяги Р.Р. Характер изнашивания ротора ЦСМ и прогнозирование его интенсивности // Энергомашиностроение. 1984. № 10. С. 8-11.

2. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. М.-Л.: Машиностроение, 1951. 248 с.

3. Мяги Р.Р. Разработка методики определения абразивности промышленных пылей применительно к роторам центробежных компрессорных машин: Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. Таллинн, 1982. 24 с.

4. Мяги Р.Р., Тадольдер Ю.А. Определение распределения линейного износа по лопасти ротора ЦСМ // См. наст. сб., с. 42.

5. А.с. 1436008 СССР, МКИ О1N 3/56. Способ определения действительного угла атаки струи абразива, воздействующей на поверхность детали / Мяги Р.Р., Тадольдер Ю.А., Клейс И.Р. - опубл. в ВИ, 1988, № 41.

Tsentrifugaal-kompressormasina rootori
kulumise modelleerimine

Kokkuvõte

Töötati välja laboratoorne katseseade tsentrifugaal-kompressormasina rootori kulumisprotsessi modelleerimiseks.

Esitatakse katseseadme tehnilised näitajad ning katseseadmed erinevate rootorilaba materjalide ning kulumisrežiimide korral.

R. Mägi, J. Tadolder

Modelling the Wear Process of Rotor of
Centrifugal Compressor Machine

Abstract

A laboratory equipment for modelling the wear process of the rotor of centrifugal compressor machine has been worked out.

Technical characteristics of the equipment and experimental data in case of different materials of the rotor paddle and in different wear conditions are presented.

Р.Р. Мяги, Ю.А. Тадольдер

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЛИНЕЙНОГО ИЗНОСА
ПО ЛОПАСТИ РОТОРА ЦМ

В предыдущей статье [1] настоящего сборника описаны результаты испытаний изнашивания на модели центробежной компрессорной машины (ЦКМ), полученные путем взвешивания образцов-лопастей до и после изнашивания. Таким образом, измеряется суммарный износ либо всей лопасти, либо ее частей (при составной лопасти). Преимуществом этого способа следует считать сравнительно небольшое количество абразивного материала для получения достоверных результатов измерения. Однако, путем взвешивания невозможно определить распределение износа по лопасти (особенно по ширине лопасти), выявляющее самые износоопасные места. Для этой цели необходимо провести измерения линейного износа по рабочей зоне лопасти. Так как для получения измеримой величины линейного износа требуется 5...10 раз больше абразива, чем при определении износа путем взвешивания, то особое значение при этом занимает обеспечение высокой точности измерения.

При определении распределения линейного износа лопастей, подверженных изнашиванию на пылевом стенде НПО ЦКТИ [2], измеряли толщину лопасти до и после изнашивания обычным микрометром в точках, определенных соответствующей координатной сеткой. Однако, точность этого метода невелика, так как, во-первых, глубина линии-царапин сетки по величине сопоставима с линейным износом и, во-вторых, на точность измерения значительно влияет неперпендикулярность поверхности к оси измерения. Последним недостатком обладают также стандартные индикаторные толщиномеры [3]. Погрешность измерения δ от неперпендикулярности (см. рис. 1) можно рассчитывать по формуле:

$$\delta = \left(\frac{s}{\cos \varphi} - s \right) = s \left(\frac{1}{\cos \varphi} - 1 \right), \quad (I)$$

где s - толщина детали,

φ - угловое отклонение от перпендикулярности.

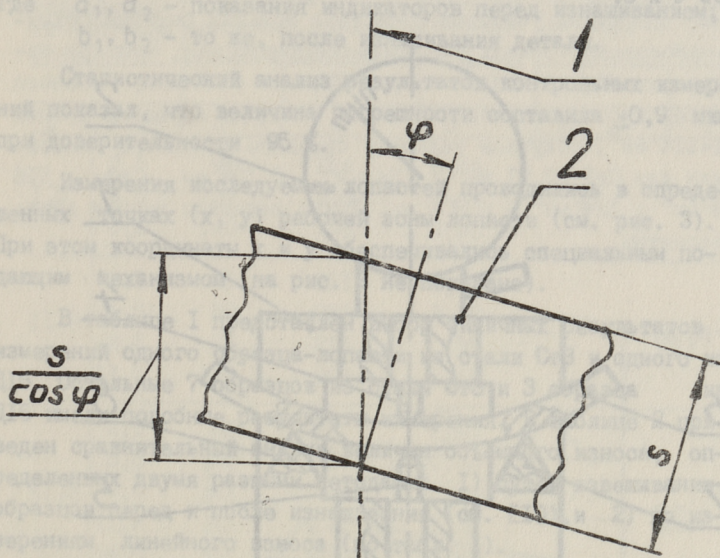


Рис. 1. Схема измерения толщины лопасти:

1 - ось измерения; 2 - измеряемая деталь (лопасть);
 s - толщина детали; φ - угловое отклонение от перпендикулярности.

Например, при $\varphi = \pm 5^\circ$ и $s = 4$ мм, погрешность $\delta = 15$ мкм. Следует отметить, что величины линейного износа часто имеют такой же порядок.

С целью повышения точности за счет обеспечения перпендикулярности оси измерения к поверхности детали, а также неповреждаемости базовой поверхности измерения (нерабочая поверхность лопасти), нами разработано оригинальное измерительное устройство [4], конструкция и принцип работы которого показаны на рис. 2.

Устройство содержит корпус 1, два индикатора 2 и 3 (ценой деления 0,001 мм), снабженные измерительными нако-

нечками 4 и 5, расположенными соосно и направленными навстречу друг другу. Для установки измеряемой детали 6 устройство снабжено двумя опорами 7 и 8, связанными с корпусом I жестко и обеспечивающими перпендикулярность измеряемой поверхности детали относительно общей оси наконечников 4 и 5.

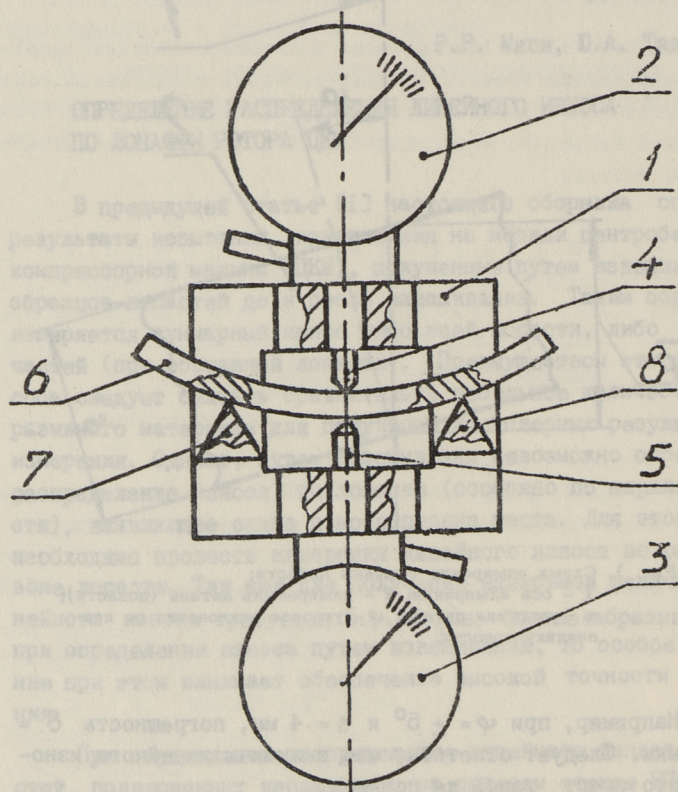


Рис. 2. Схема измерительного устройства линейного износа. Обозначения см. в тексте.

Устройство работает следующим образом. Перед изнашиванием детали (лопасти) 6 разводят наконечники 4 и 5 и устанавливают деталь на опоры 7 и 8, приводят измерительные наконечники в контакт с поверхностью детали на исследуемом месте и фиксируют показания индикаторов 2 и 3. После изна-

шивания детали повторяют таким же образом измерение на этом же исследуемом месте. Величину линейного износа Δ рассчитывают по формуле:

$$\Delta = (b_1 + b_2) - (a_1 + a_2), \quad (2)$$

где a_1, a_2 — показания индикаторов перед изнашиванием;
 b_1, b_2 — то же, после изнашивания детали.

Статистический анализ результатов контрольных измерений показал, что величина погрешности составила $\pm 0,9$ мкм при доверительности 95 %.

Измерения исследуемых лопастей проводились в определенных точках (x, y) рабочей зоны лопасти (см. рис. 3). При этом координаты x и y обеспечивались специальным подающим механизмом (на рис. 2 не показано).

В таблице 1 представлен выбор типичных результатов измерений одного образца-лопасти из стали Ст3 и одного из Д16. Остальные 7 образцов из стали Ст3 и 3 образца из Д16 имели подобные результаты измерения. В таблице 2 приведен сравнительный анализ величин объемного износа, определенных двумя разными методами: 1) путем взвешивания образцов перед и после изнашивания (см. [1]), и 2) по измерениям линейного износа (по табл. 1).

На основе представленных в таблицах 1 и 2 результатов возможно сделать следующие выводы:

1. В большинстве случаев коэффициент неравномерности износа по ширине лопасти в пределах 1,2...2,0, причем линейный износ повышается при увеличении координаты y (см. рис. 3). Сравнивая полученные данные по распределению износа на лопастях пылевого стенда НПО ЦКТИ [5], видно, что тенденция распределения износа имеет иной характер. Это может быть вызвано: 1) значительным сужением ширины рабочей зоны вдоль лопасти модели ЦМ, и 2) влиянием формы ступицы ротора [6]. Изучение последнего обстоятельства может способствовать более равномерному распределению износа.

2. Что же касается применения дюралюминия Д16 вместо стали Ст3 как более перспективного материала (изнашивается в 2...3 раза интенсивнее), то на этот вопрос можно дать положительный ответ. При этом коэффициент неравномерности

износа по ширине лопасти у Д16 примерно 10 % ниже, чем у лопастей из Ст3.

3. По таблице 2 следует хорошее сходство результатов, полученных разными методами, т.е. по взвешиванию образцов и по измерению линейного износа, особенно по износу наружных и средних участков лопастей. Большая разница объемных износов внутренних участков говорит о том, что при измерении линейного износа не учитывалась величина износа передней кромки лопасти. Принимая площадь передней кромки $4 \times 31 = 124 \text{ мм}^2$, получаем величину среднего линейного износа кромки для Ст3 $12,91 \text{ мм}^3 : 124 \text{ мм}^2 = 0,104 \text{ мм}$ и для Д16 $38,3 \text{ мм}^3 : 124 \text{ мм}^2 = 0,309 \text{ мм}$. Такие величины износа вполне вероятны.

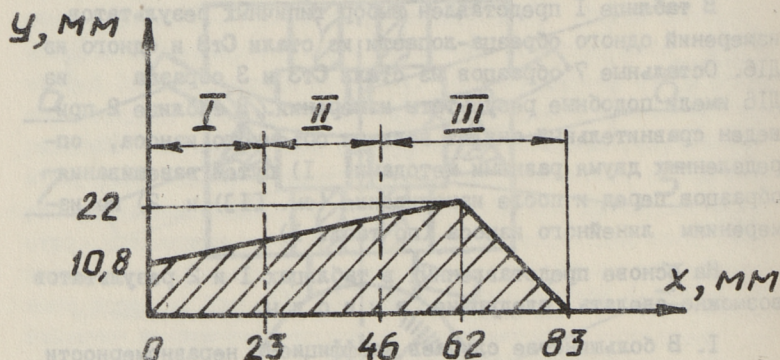


Рис. 3. Схема координат рабочей зоны лопасти-образца. Обозначения частей лопасти (см. 1):

- I — наружная часть; II — средняя часть; III — внутренняя часть лопасти.

В заключение следует отметить, что разработанное нами измерительное устройство линейного износа обладает хорошей точностью и удобно при определении распределения износа на образцах.

Т а б л и ц а I

Результаты измерения линейного износа
лопастей-образцов модели ЦКМ

Координаты исследуемо- го места, мм см. рис. 3		Величина линейно- го износа Δ , мкм		Относи- тельный износ Δ СтЗ Δ ДІ6	Коэффициент нерав- номерности износа по ширине Δ макс/ Δ средн	
		материал образца			СтЗ	ДІ6
х	у	СтЗ	ДІ6		СтЗ	ДІ6
1	2	3	4	5	6	7
I,5	2,5	99	224	0,44	I,26	I,II
	5,5	106	239	0,44		
	8,5	149	270	0,55		
II,5	2,5	46	161	0,29	I,59	I,36
	5,5	59	211	0,28		
	8,5	84	214	0,39		
	II,5	125	302	0,41		
2I,5	2,5	33	71	0,46	I,69	I,43
	5,5	31	103	0,30		
	8,5	55	136	0,40		
	II,5	83	172	0,48		
	14,5	103	193	0,53		
34,5	2,5	11	30	0,37	I,70	I,50
	5,5	21	41	0,51		
	8,5	31	61	0,51		
	II,5	50	87	0,57		
	14,5	58	94	0,62		
44,5	2,5	3	15	0,20	2,15	I,74
	5,5	3	16	0,19		
	8,5	6	27	0,22		
	II,5	14	32	0,44		
	14,5	24	50	0,48		
	17,5	28	57	0,49		
57,5	2,5	3	8	0,38	2,0	I,97
	5,5	9	15	0,60		
	8,5	12	19	0,63		
	II,5	17	17	1,0		

I	2	3	4	5	6	7
	14,5	23	27	0,85		
	17,5	32	42	0,76		
67,5	2,5	13	30	0,43		
	5,5	21	36	0,58	1,48	1,35
	8,5	27	50	0,54		
	11,5	36	59	0,61		
73,5	2,5	14	20	0,70		
	5,5	15	28	0,54	1,22	1,48
	8,5	20	47	0,43		
79,5	2,5	18	35	0,51	1	1

Т а б л и ц а 2

Сравнение величин объемного износа,
определенных разными методами

Участок лопасти см. рис. 3	Объемный износ образца, мм ³					
	по взвешиванию массы		по измерениям линейного из- носа (табл. I)		разница	
	Ст3	Д16	Ст3	Д16	Ст3	Д16
вся лопасть	60,7	147	48,3	108,5	+12,4	+38,5
наружная часть	27,5	63,4	25,5	61,7	+2,01	+1,7
средняя часть	11,5	26,5	14,1	28	-2,53	-1,5
внутренняя часть	21,7	57,1	8,76	10,8	+12,9	+38,3

Л и т е р а т у р а

1. Мяги Р.Р., Тадольдери Д.А. Моделирова-
ние изнашивания ротора ЦКМ // См. наст. сб., с. 30.

2. Петров Ю.Е., Брейдо А.М. Пылевой стэн-
днот ЦКТИ // Труды ЦКТИ. Л., 1980. Вып. 181. С. 86-90.

3. ГОСТ 11358-74. Толдиномеры индикаторные с
ценой деления 0,01 и 0,1 мм. Технические условия.

4. А.с. 1615542 СССР. МКМ 601 В 5/02. Устройство для
определения линейного износа / Мяги Р.Р., Тадольдери Д.А. -
опубл. в БИ, 1990, № 47.

5. Б р е й д о А.М. Исследование газообразивного износа проточных частей ЦКМ на моделях // Труды ЦКТИ. 1986. Вып. 227. С. 53-60.

6. А б р а м о в Ю.И., Б а л у с о в Б.А., Г у - ш и н Н.Ф., М а р ч е н к о В.Е. Исследование газообразивного изнашивания центробежных ТДМ // Труды ЦКТИ. 1986. Вып. 227. С. 40-48.

R. Mägi, J. Tadolder

Tsentrifugaal-kompressormasina rootorilabade linearkulumi jaotuse määramine

Kokkuvõte

Töötati välja meetodika ja originaalseade linearkulumi mõõtmiseks nii kõver- kui ka tasapinnalistel katsekehadel.

Seadme mõtteviga on piirides $\pm 1,2 \mu\text{m}$.

Esitatakse tsentrifugaal-kompressormasina rootorilabade linearkulumi mõõtmistulemused.

R. Mägi, J. Tadolder

Determining the Disposition of Linear Wear of Rotor Paddles of Centrifugal Compressor Machine

Abstract

Methods and an original device for measuring linear wear of specimens with curved or plane surfaces have been worked out.

The measuring error of the device is in the range of $\pm 1.2 \mu\text{m}$.

The results of measuring linear wear of rotor paddles of the centrifugal compressor machine are presented.

О ВЫБОРЕ КРИТЕРИЕВ СРАВНЕНИЯ ОПОР И
НАПРАВЛЯЮЩИХ ПРИБОРОВ

При разработке конструкции новых опор и направляющих приборов, при оперативном сравнении и анализе многочисленных вариантов их технических решений, необходимо одновременно дать экспресс-оценку нескольким разнотипным трибо-системам. Причем, так как опоры и направляющие современных приборов и приборных систем нередко входят в их измерительные и информационные цепи, кроме чисто энергетических аспектов оценок следует обратить внимание еще на критерии точности стабильности и воспроизводимости параметров оптимизации. Применение сложных расчетных моделей для анализа, из-за отсутствия конкретной конструкции опор и направляющих на данной стадии разработки, затруднительно и является, по-видимому, ввиду этого нецелесообразным. Широко распространенные в технической литературе методы расчета опор и направляющих по значениям приведенного коэффициента трения для отдельных зон фрикционного взаимодействия приводят к весьма ориентировочным результатам, поскольку понятие приведенного коэффициента трения в каждом конкретном случае либо трактуется по-разному, либо отличаются условия экспериментального определения его значения. Поэтому оправдывается осторожное или отрицательное отношение к таким расчетам и вполне понятно, почему наиболее достоверными считают те значения приведенных коэффициентов трения, полученных экспериментально непосредственно для исследуемого объекта [1]. Попытка сравнить миниатюрные узлы трения только по абсолютным значениям момента трения [2] дала определенный успех при достаточно узком диапазоне размеров и нагрузок, но в общем случае таким образом теряются обобщенные свойства оценок.

Ниже сделана попытка наладить методический подход к сравнению приборных опор и направляющих, исходя из следующих соображений.

Пусть на вращающуюся систему приложена произвольная система внешних сил $\sum_{i=1}^n \bar{F}_i$ и для ее ориентировки в пространстве с заданными погрешностями применены два радиальных и два осевых подшипника (рис. 1, а). Точку приведения внешних сил и начало координат x, y, z выбираем в центр возможного опрокидывания $\pm \delta\alpha$ и смещений $\pm \delta r, \pm \delta a$ оси вращающейся системы в пространстве. Предполагая одинаковую точность центрирования в радиальных подшипниках, центр опрокидывания оси находится в середине расстояния опорных точек.

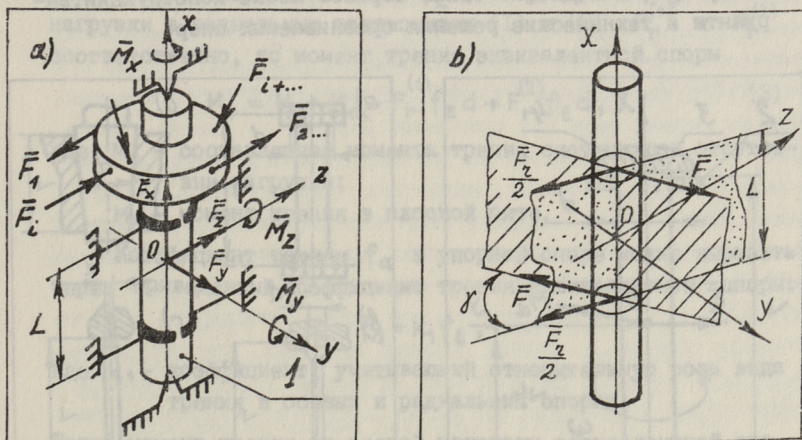


Рис. 1. Исходная схема (а) опорной системы и расположения плоскостей радиального нагружения и опрокидывания (б):
1 - вращающийся объект, 0 - центр опрокидывания и начало координат.

Главный вектор и главный момент системы внешних сил целесообразно излагать в виде составляющих $\bar{F}_x, \bar{F}_y, \bar{F}_z, \bar{M}_x, \bar{M}_y, \bar{M}_z$. В общем случае эти составляющие можно представить функциями от угла поворота движущейся системы и относительного фазового сдвига. Из этих составляющих сложим два радиальных вектора \bar{F}_y и \bar{F}_z и рассмотрим сумму как чистую радиальную нагрузку на систему:

$$F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad (I)$$

Также определяем момент опрокидывания системы:

$$M_d = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (2)$$

Угол между плоскостями чистого радиального нагружения и опрокидывания обозначим через γ (рис. 1, б)^X.

Далее введем понятие эквивалентной опорной системы (замещающей опоры), которая состоит из цилиндрической цапфы диаметром d из двух цилиндрических втулок длиной $l = l$ мм на расстоянии L и из двух плоских подпятников (рис. 2). Считаем, что такая замещающая опора и любая рассматриваемая другая опора являются эквивалентными, если они имеют одинаковый момент трения. К приведению по моменту трения подлежат таким образом любые конструкции, варианты и технические решения сравниваемых опор.

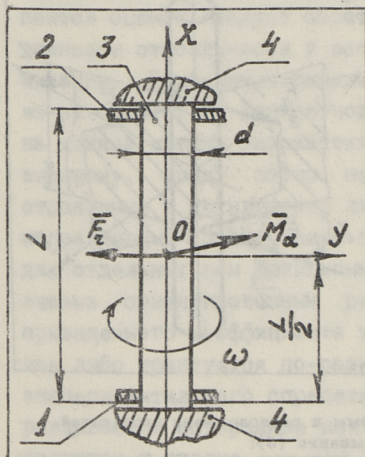


Рис. 2. Схема эквивалентной опоры:
1, 2 - радиальные подшипники,
3 - цапфа, 4 - упорные под-
шпники (подпятники).

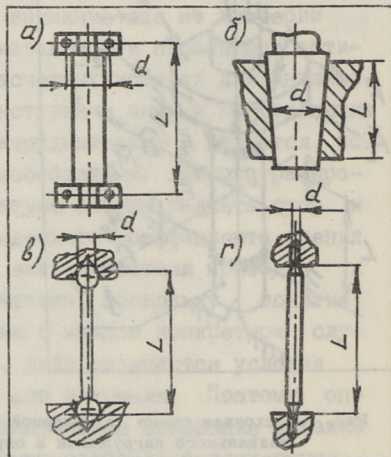


Рис. 3. Примеры выбора размеров эквивалентной опоры:
а) опоры качения, б) кониче-
ские опоры, в) сферические
опоры, г) опоры на центрах.

^X Случай опрокидывания оси в зависимости от трения в упорном подшипнике см. в наст. сб.: Тамре М. Об оптимизации прецизионных радиально-упорных опор скольжения.

При определении размеров эквивалентной опоры следует исходить из габаритов замещающей опоры и от расположения и размеров ее опорных элементов. Так, например, при замещении опор качения номинальным диаметром эквивалентной опоры уместно выбирать диаметр окружности, проходящей через центры шариков; при конических опорах средний диаметр; в случае опор на центрах — диаметр опорного отверстия и т.д. (рис. 3). Во всех случаях условия выбора размеров эквивалентной опоры подробно оговариваются.

Момент трения в эквивалентной опорной системе скольжения по общепринятым представлениям можно представить как сумму составляющих момента от трения при отсутствии всякой внешней нагрузки, от осевой нагрузки и от радиальной нагрузки. Если принять приведенный коэффициент трения эквивалентной опорной системы f_E , а суммарные радиальные нагрузки в радиальных подшипниках (1) и (2) $F_r^{(1)}$ и $F_r^{(2)}$ соответственно, то момент трения эквивалентной опоры

$$M_T = M_0 + M_a + F_r^{(1)} f_E d + F_r^{(2)} f_E d, \quad (3)$$

где M_0 — составляющее момента трения системы при отсутствии нагрузки;

M_a — момент трения в плоской пяте.

Коэффициент трения f_a в упорной опоре можно выразить через приведенный коэффициент трения эквивалентной опоры:

$$f_a = k_1 f_E,$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий относительную роль вида трения в осевых и радиальных опорах.

Тогда момент трения от осевой нагрузки эквивалентной опоры, обуславливаемый трением в плоской пяте, определяется известным в точной механике выражением [1]

$$M_a = \frac{1}{2} k_1 f_E F_x d. \quad (4)$$

Поскольку момент опрокидывания \bar{M}_α в одной радиальной опоре увеличивает, а в другой уменьшает радиальную реакцию \bar{F}_r через вектор \bar{F} (рис. 1, б), то после подстановок и сложений векторов $\bar{F}_r/2$ и F имеем:

$$M_T = M_0 + f_E d \left[k_2 F_x + \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_\alpha}{L}\right)^2} + F_r \frac{M_\alpha}{L} \cos \gamma + \right]$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_\alpha}{L}\right)^2 - F_r \frac{M_\alpha}{L} \cos \gamma} \quad (5)$$

Выражение в скобках (обозначаем его через C) характеризует общее нагрузочное состояние эквивалентной опоры: первый член нагрузки в осевом направлении (коэффициент осевой нагрузки $k_2 = k_1/3$) второй и третий члены нагрузки от радиальной силы \bar{F}_r и момента опрокидывания \bar{M}_α . Для оценки приведенного коэффициента трения эквивалентной опоры получаем следующее выражение:

$$f_E = \frac{M_T - M_0}{dL} \quad (6)$$

Таким образом, по значениям момента трения M_T и M_0 исследуемой опоры, определяемые экспериментальным путем, по формуле (6) рассчитывают приведенный коэффициент трения эквивалентной опоры. Этот коэффициент охарактеризует трение в рассматриваемой опоре при данной системе внешних сил, размерах и др. конкретно оговоренных условиях. В виде приведенного коэффициента трения эквивалентной опоры имеется теперь единая мера для сравнения разных по физике действий и конструкций опорных систем, например, опор скольжения и качения; газовых, магнитных, упругих и др. типов опор. Более того, в случае скопления достаточного количества экспериментальных данных по значениям приведенного коэффициента трения эквивалентной опоры f_E и с помощью формул (3) или (5) можно произвести более достоверные расчеты момента трения в сложных опорных системах, чем это оказалось возможным по существующим методикам и приведенным коэффициентам трения для составных элементов опорной системы.

Важной характеристикой при сравнении и выборе вариантов опор являются удельные давления в зонах соприкосновения деталей. В эквивалентной опорной системе среднее удельное давление от осевой нагрузки

$$p_a = \frac{4F_x}{\pi d^2}$$

а максимальное давление от радиальной нагрузки определяется при экспресс-оценках по диаметральной площади с помощью формулы

$$p_r = \frac{\sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_\alpha}{L}\right)^2 + F_r \frac{M_\alpha}{L} \cos \gamma}}{dL} \quad (7)$$

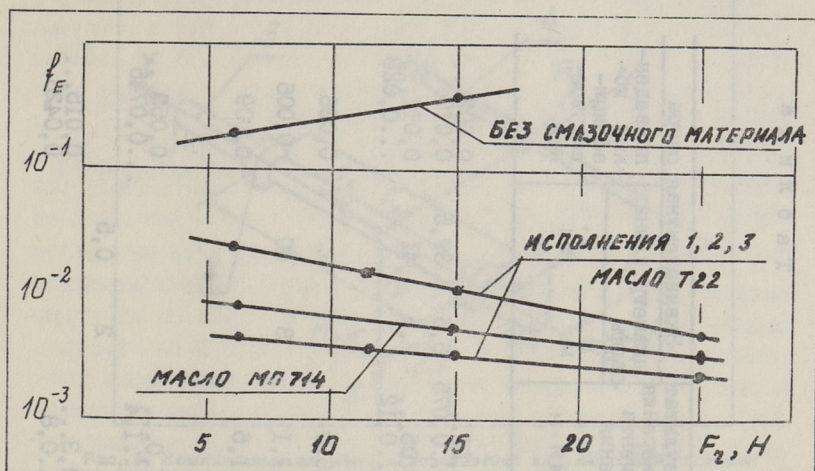


Рис. 4. Примерные кривые изменения приведенного коэффициента трения эквивалентной опоры ротора электродвигателя в зависимости от угловой скорости при разных радиальных нагрузках (граничная смазка, подшипники из пористой бронзы, $d = 8$ мм, $L = 40$ мм).

По необходимости не исключается применение в качестве одного параметра, например, произведения типа $\rho_r \cdot v_{\text{макс}}$, где $v_{\text{макс}}$ — максимальная скорость скольжения.

В таблице I и на рис. 4 приведены некоторые примеры практического замещения опор поворотного механизма лазерного проигрывателя эквивалентной опорной системы. Значения f_E позволяют построить ряд предпочтений технических решений конструкции, схем нагружения, вариантов по выбору смазочных и конструкционных материалов и др. параметров.

Оказывается, что описанный выше методический подход после небольшой поправки можно применить также при сравнении направляющих: эквивалентное направляющее образуют цилиндрический стержень диаметром d и две втулки длиной $l = 1$ мм на расстоянии L (рис. 5). Из составляющих главного вектора и главного момента осевая сила \bar{F}_x является движущей и дальнейшему рассмотрению не подлежит. Составляющие \bar{F}_y, \bar{F}_z и момент опрокидывания \bar{M}_α создают радиальную нагрузку в направляющих втулках. Составляющая глав-

Приведенные коэффициенты трения некоторых эквивалентных опор

Замещаемая опора.	Вариант	Осевая нагрузка F_x, H	Чистая радиальная нагрузка F_r, H	Момент опрокидывания $M \alpha, MN \cdot m$	Результат измерения момента трения $M_t, MN \cdot m$	Эквивалентная опора		приведенный коэффициент трения	
						диаметр цапфы d, mm	длина L, mm		
Опорная система поворотного механизма лазерного проигрывателя	с подшипниками качения:	2	-	-	0,01	0,075	6,5	39,5	0,002...
	- I000084	2	-	-	0,05	0,12	7,5	41	0,017
	- I000094								0,011, 0,028
Опоры ротора двигателя прямого привода (подшипники из пористой бронзы)	без смазочного материала	33,2	6,3	32,4	6,0		8	40	0,036
	масло турбинное масло МП-714				1,1				0,006
Пара трения испытания материалов на четырехшариковом трибсметре	стальной шарик - диск из ацетатсольмера	28,2	-	-	1,0	1,4	2	0,5	0,053...
	диск из металлоторопласта				0,3	0,8			0,015... 0,0425

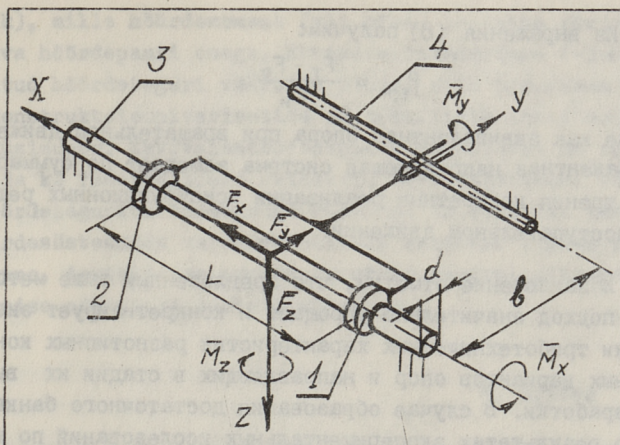


Рис. 5. Номинальные размеры эквивалентной направляющей системы: 1, 2 - цилиндрические втулки, 3 - главный направляющий стержень, 4 - вспомогательный направляющий элемент, устрояющийся поворачивание системы.

ного момента \bar{M}_x старается поворачивать движущую систему, что создает перпендикулярную к направлению движения объекта нагрузку в вспомогательной направляющей паре (или шпоночном сопряжении, применяемом для устранения вращения объекта). Тогда сила трения в эквивалентной направляющей системе

$$F_T = F_0 + f_{E,H} \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_\alpha}{L}\right)^2 + F_r \frac{M_\alpha}{L} \cos \gamma} + \\ + f_{E,H} \sqrt{\left(\frac{F_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_\alpha}{L}\right)^2 - F_r \frac{M_\alpha}{L} \cos \gamma} + \frac{M_x}{b} k_3 f_{E,H} = F_0 + f_{E,H} C_H, \quad (8)$$

- где F_0 - сила трения при отсутствии в системе внешней нагрузки;
- k_3 - коэффициент, учитывающий особенности трения в вспомогательной направляющей паре;
- b - расстояние от оси X ограничителя вращения системы (при применении в качестве ограничителя только шпонки на направляющем стержне);
- C_H - величина, учитывающая общее нагрузочное состояние в направляющей системе;
- $f_{E,H}$ - приведенный коэффициент трения эквивалентной направляющей системы.

Из выражения (8) получим:

$$f_{E,H} = \frac{F_T - F_G}{C_H} . \quad (9)$$

Так же как эквивалентная опора при вращательном движении эквивалентная направляющая система замещает по суммарной силе трения конкретные реализации конструктивных решений при поступательном движении.

В заключение отметим, что предложенный выше методический подход значительно упрощает и конкретизирует экспресс-оценки триботехнических характеристик разнотипных конструктивных вариантов опор и направляющих в стадии их выбора и разработки. В случае образования достаточного банка данных о результатах экспериментальных исследований по данной схеме, становятся возможными более достоверные расчеты момента (силы) трения в сложных опорных и направляющих системах.

Л и т е р а т у р а

1. Л и т в и н Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л.: Машиностроение, 1973. 696 с.

2. А я о т с М.Э., Х е н д р е Э.М. Эмпирические зависимости момента трения в миниатюрных опорах скольжения от зазора и нагрузки // Тр. Таллиннск. политехн. ин-та. 1978. № 455. С. 15-20.

М. Ajaots

Aparaadilaagerduste ja -juhikute võrdlus- kriteeriumide valikust

Kokkuvõte

Artiklis esitatakse meetodika tööpõhimõttelt ja teostuselt erinevate aparaadilaagerduste ja -juhikute konstruktsioonide võrdlemiseks. Uuritava laagerduse (juhiku või mõne muu hõõrdepaari) mõõtmetest lähtudes konstrueeritakse kõnealuse liikuva objekti jaoks tinglik nn. ekvivalentlaagerdus

(-juhik), mille hõõrdemoment (või -jõud) loetakse võrdseks uuritava hõõrdepaari omaga. Ekvivalentlaagerduse (-juhiku) taandatud hõõrdeteguri väärtuse põhjal võib otsustada erinevate konstruktsioonivariantide ja tehniliste lahenduste vaheliku küsimused. Ekvivalenthõõrdepaari vahendusel on võimalik võrrelda ka füüsikaliselt erinevaid hõõrdesüsteeme. Taandatud hõõrdetegurite andmepanga kasvades on võimalik keeruliste hõõrdesüsteemide karakteristikute senisest täpsem prognoosimine. Artiklis on toodud ka mõned ekvivalentlaagerduse kasutamise näited ja uurimistulemused.

M. Ajaots

Über die Auswahl der Vergleichskriterien
für die Gerätetechnischen Lagerungen und
Führungen

Zusammenfassung

Im Beitrag wird eine weiterentwickelte Vergleichsmethodik zur Auswahl der optimalen Konstruktionsvarianten der gerätetechnischen Tribosysteme unterbreitet. Jede in Frage kommende Konstruktionsvariante wird durch eine vereinbarte einfache Äquivalenzlagerung (oder Führung) ersetzt, die den gleichen Reibungswert hat. Man kann zwei Handlungsweisen unterscheiden: 1) auf der Basis der Meßergebnisse des Reibungsmomentes (oder Kraft) die reduzierbaren Reibungskoeffizienten für eine Äquivalenzlagerung (oder Führung) zu bestimmen und eine Datenbank zu bilden; 2) mittels einer Datenbank der reduzierbaren Koeffizienten die Reibungsverhalten für die entwickelten Lagerungen und Führungen zu bestimmen. Durch den Begriff einer Äquivalenzreibpaarung kann man physikalisch verschiedene Tribosysteme und technische Lösungen miteinander vergleichen. Es werden auch einige praktische Beispiele und Untersuchungsergebnisse angeführt.

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПРЕЦИЗИОННЫХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

В настоящее время в связи с тенденцией миниатюризации и повышения компактности конструкции в приборостроении предъявляются все более строгие требования к снижению и стабилизации момента трения, а также к повышению точности центрирования цапфы. С этой точки зрения малогабаритные радиально-упорные опоры скольжения (РУОС) представляют собой единую систему [1, 2], в которой улучшение хотя бы одного параметра, связано с изменениями условий трения во всех других зонах контакта.

По схеме радиальный подшипник - цапфа, последняя скатывается по поверхности подшипника на угол трения скольжения и нормальная реакция в опоре приобретает новое значение [3]. Однако в РУОС (рис. 1) эта схема не является правдивой. Из-за взаимодействия сил трения и реакций в зонах А и В, а также сил трения при поперечном перемещении торца цапфы, цапфа займет в РУОС равновесное положение, характеризуемое углами равновесия β_A и β_B , определяемыми отношениями

$$\beta_A = \arctan \frac{f_A \cos \varphi_n - \sin \varphi_n + C_1 + f_A C_2}{\cos \varphi_n + f_A \sin \varphi_n + C_2 - f_A C_1} \quad (I)$$

$$\beta_B = \arctan \frac{f_B \cos \varphi_n - \sin \varphi_n + C_3 - f_B C_4}{\cos \varphi_n - f_B \sin \varphi_n - C_4 - f_B C_3}$$

где $f_{A(B)}$ - приведенный коэффициент трения в зоне А (В);
 φ_n - угол действия силы трения F_{n1} на упорном подшипнике;

C_1, C_2, C_3, C_4 - безразмерные параметры, характеризующие стабильность работы РУОС;

$$C_{1(2)} = \frac{1}{F_{n1} l_B} \left(\frac{l_A - l_B}{2} F'_{PY(x)} + M_{PY(x)} \right); \quad (2)$$

$$C_{3(4)} = \frac{1}{F_{n1} l_A} \left(\frac{l_A - l_B}{2} F'_{PY(x)} + M_{PY(x)} \right); \quad (3)$$

l_A, l_B - осевые размеры РУОС (см. рис. 1);

$F'_{PY(x)}$ - к центру радиального подшипника приведенные внешние радиальные нагрузки;

$M_{PY(x)}$ - внешние нагрузочные моменты относительно координатной системы, связанной с центром радиального подшипника.

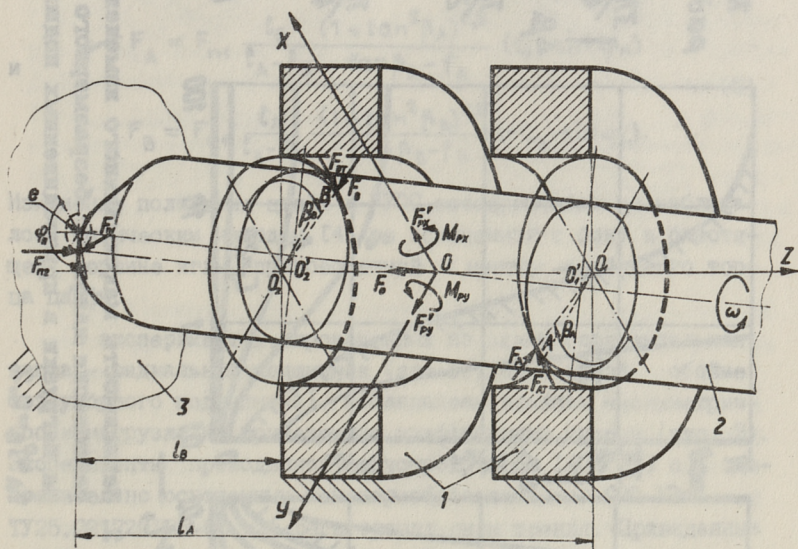


Рис. 1. Схема совместной работы радиальных и упорных подшипников, 1 - цапфа; 2 - радиальный подшипник; 3 - упорный подшипник.

Углы равновесия β_A и β_B зависят от направления действия силы трения на упорном подшипнике. Торцевая цапфа имеет некоторую эксцентricность e относительно оси цапфы, цилиндрические поверхности цапфы и подшипника имеют погрешности формы. Вследствие наметенного торца цапфы приоб-

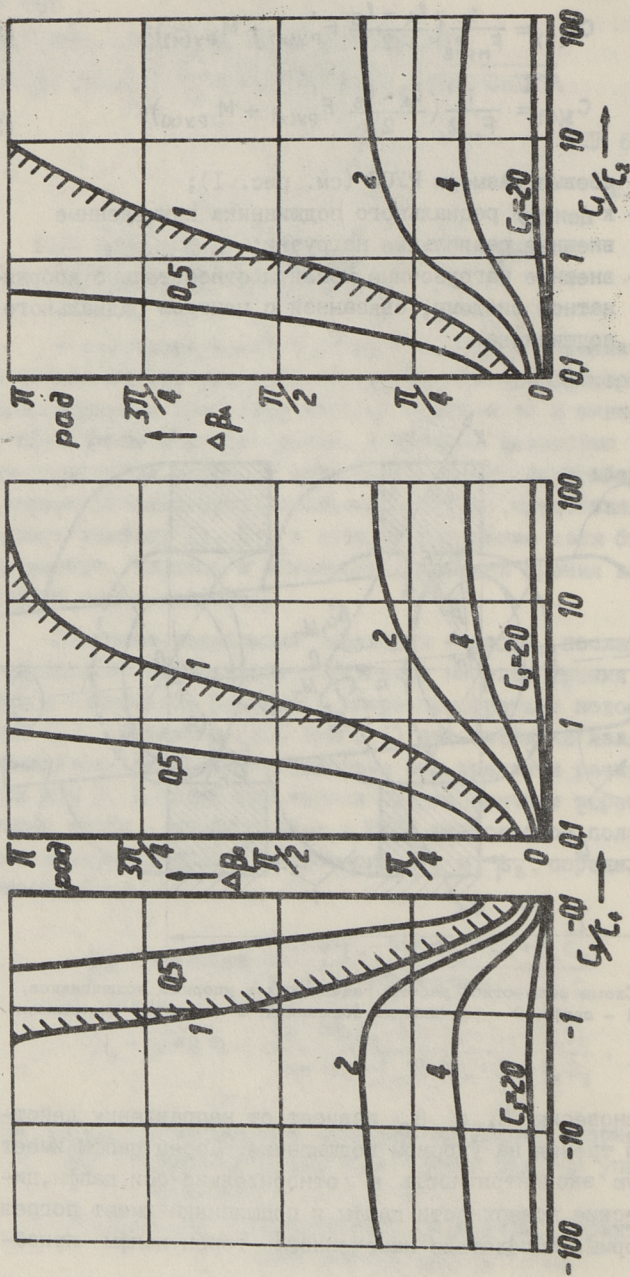


Рис. 2. Зависимость максимального изменения угла разворота лопы от безразмерного параметра нагрузки в присоединенных подшипниках, $f_A - f_B = 0,2$.

ретаает на упорном подшипнике сложное движение по замкнутой траектории, наблюдаемое в наших экспериментах и в [2]. Направление силы трения изменяется при этом в течение одного оборота цапфы 2π рад и соответствующее изменение угла равновесия цапфы

$$\Delta \beta_{A(B)} = \beta_{A(B)\max} - \beta_{A(B)\min} \quad (4)$$

зависит главным образом от двух безразмерных параметров $C_{1(3)}$ и $C_{2(4)}$ (рис. 2). Значения приведенных коэффициентов трения f_A и f_B мало влияют на изменения угла равновесия. При нарушении условия $C_{1(3)} > 1$ в РУОС неизбежно возникают удары. Нормальные реакции радиального подшипника определяются соотношениями

$$F_A = F_{H1} \frac{l_B}{l_A - l_B} \frac{(1 + \tan^2 \beta_A)^{0,5}}{\tan \beta_A - f_A} (C_1 - \sin \varphi_n) \quad (5)$$

$$F_B = F_{H1} \frac{l_A}{l_A - l_B} \frac{(1 + \tan^2 \beta_B)^{0,5}}{\tan \beta_B - f_B} (-C_3 - \sin \varphi_n).$$

Изменение положения цапфы в РУОС экспериментально наблюдалось оптическим методом [4] по освещенной с боку и блестящей вершине иглы, прикрепленной к центру свободного торца цапфы.

В экспериментах, проведенных по схеме горизонтальная цапфа - радиальный подшипник (две втулки в одной обойме без упорного подшипника), наблюдалось влияние несимметричности нагрузки на приведенные коэффициенты трения (рис. 3). Эксперименты проводились на устройстве М I402 [5] с дополнительно оснащенный тензопреобразователем С05-КЗ-ТУ25.02.720135-83 для регистрации силы трения. Приведенные коэффициенты трения в зонах А и В определялись методом разделения сил трения соотношением

$$f_{A(B)} = \frac{2}{d} \frac{M_{T11} - M_{T12} F_{B1(A1)}/F_{B2(A2)}}{F_{A1(B1)} - F_{A2(B2)} F_{B1(A1)}/F_{B2(A2)}}, \quad (6)$$

где d - диаметр цапфы;
 M_{T1} - суммарный момент трения в опоре;
 $i, 2$ - индексы, указывающие на первое и второе состояние нагружения опоры.

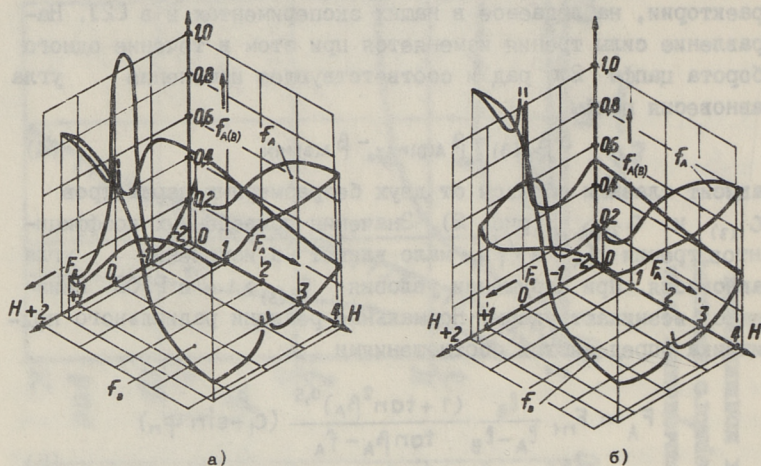


Рис. 3. Зависимость приведенного коэффициента трения от приведенных нормальных реакций в несимметрично нагруженной радиальной опоре; подшипник НВ-05 из пористой бронзы, пропитанный турбинным маслом Т-22, $d = 2,5$ мм, $L = 3$ мм, $R_{\alpha \text{ цапфы}} = 0,14$ мкм, $R_{\alpha \text{ подш}} = 0,2$ мкм, $\omega = 12,68$ рад/с; а - $\Delta = 11$ мкм и $\psi = 0,09$; б - $\Delta = 3$ мкм и $\psi = 0,005$.

При этом изменения внешней нагрузки дали реакциям $F_{A(B)}$ некоторые приращения, при которых приведенные коэффициенты трения считались постоянными. Методическая погрешность в данных экспериментах не более 20%. Положительное значение реакции F_B обозначает противоположность направления ее вектора по сравнению с вектором F_A . Относительно большие значения приведенных коэффициентов трения в определенной мере объясняются неопределенностью расположения контактных зон по оси опоры, присущей малогабаритным опорам [6], однако такое преувеличение в данном случае не более 15%. Характер такой двойственной зависимости сохраняется при повышении угловой скорости цапфы до 52 рад/с, при этом резкие максимумы сглаживаются, а общий уровень значений $f_{A(B)}$ повышается. Проявление описываемого явления в малогабаритных опорах обосновано действием масштабного фактора, за счет которого возможные углы перекоса цапфы в приборах существенно больше чем в крупногабаритных конструкциях. Влияние угла перекоса цапфы на момент трения затрагивается в работах [6, 7, 8, 9], причем такое влияние объясняет-

ся изменением контактных давлений при наклоне цапфы относительно оси подшипника.

Из вышеприведенного следует необходимость учета возникающих контактных давлений и поверхностей для оптимального выбора параметров РУОС.

Известно много решений контактной задачи с учетом перекоса осей подшипника и цапфы [10, 11, 12]. Решения первого типа [10] основываются на теории Герца о контакте двух цилиндрических тел, которая применима в области центральных углов контакта $2\varphi_0 < 40^\circ$ [13]. Остальные решения предназначены для расчетной схемы тонкой втулки [11] или основываются на существенных упрощениях [12]. В работах [14, 15] приводится решение контактной задачи двух цилиндров с параллельными осями, которое основывается на интегро-дифференциальном уравнении контактирования, предложенном в [16]. С целью выяснения влияния угла перекоса γ или изменения диаметра сопрягаемых тел на параметры контактирования, нами решено уравнение контактирования [14] в предположении, что оно характеризует распределение контактных давлений в каждом участке контакта с элементарной длиной dz

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4} \left(\frac{1-\nu_1^2}{1-\nu_2^2} \frac{E_2}{E_1} + \frac{R(z)}{r(z)} \right) \int_{-\varphi_0(z)}^{+\varphi_0(z)} p_K(\varphi, z) \cot \left(\frac{\varphi' - \varphi}{2} \right) d\varphi + \\ & + \left(-\frac{1}{2}f \right) \left(\frac{1-\nu_1^2}{1-\nu_2^2} \frac{E_2}{E_1} + \frac{R(z)}{r(z)} \right) \int_{-\varphi_0(z)}^{+\varphi_0(z)} p_K(\varphi, z) \cot \left(\frac{\varphi' - \varphi}{2} \right) d\varphi + \\ & + \frac{\pi}{4} \left(\frac{(1-2\nu_1)(1+\nu_1)}{1-\nu_2^2} \frac{E_2}{E_1} - \frac{R(z)}{r(z)} \frac{1-2\nu_2}{1-\nu_2} \right) p_K(\varphi', z) + \\ & + \left(-\frac{1}{4r(z)} dF_K(z) \right) \left(\frac{1+\nu_1}{1-\nu_2^2} \frac{E_2}{E_1} - \frac{R(z)}{r(z)} \frac{3-4\nu_2}{1-\nu_2} \right) \cos \varphi' + \\ & + \frac{R(z)}{4r(z)} \int_{-\varphi_0(z)}^{+\varphi_0(z)} p_K(\varphi, z) d\varphi = 1 \end{aligned} \quad (7)$$

совместно с уравнением равновесия

$$\begin{aligned} F_K = \int_0^{z_L} dF_K(z) = \int_0^{z_L} \int_{-\varphi_0(z)}^{+\varphi_0(z)} r(z) p_K(\varphi, z) (\cos \varphi + \\ + f \sin \varphi) d\varphi dz, \end{aligned} \quad (8)$$

где ν_1, ν_2 - коэффициенты Пуассона материала цапфы и подшипника соответственно;

E_1, E_2 - модули упругости материала цапфы и подшипника соответственно;

$R(z), r(z)$ - радиусы отверстий подшипника и цапфы соответственно в разрезе, определяемом координатом z ;

$2\varphi_0(z)$ - центральный угол контакта в разрезе, определяемый координатом z ;

$p_k(\varphi, z)$ - контактное давление в произвольном бесконечно малом элементе контурной площади касания;

φ' - угловая координата точки, принадлежащей контактному контуру;

φ - текущая угловая координата;

f - коэффициент трения;

$dF_k(z)$ - радиальная нагрузка на единичной длине контакта;

F_k - суммарная радиальная нагрузка на опоры;

Z_L - длина контактной зоны в направлении оси z .

Связь между касательными и нормальными напряжениями при этом принята по закону трения Амонтона. Предполагаем, что контактирующие поверхности гладкие, оба тела изотропные и контакт характеризуется плоскостным состоянием деформирования

$$\chi_{1(2)} = 3 - 4\nu_{1(2)},$$

где $\chi_{1,2}$ - постоянная Мусхелишвили.

При решении уравнений (7) и (8) интервал изменения $p_k(\varphi, z)$ разделяется на $2m_1$ части в каждом поперечном сечении и на m_2 частей по оси z . Предполагается, что значение $p_k(\varphi, z)$ меняется скачкообразно на границе подинтервала. Решение (7) и (8) осуществлено методом конечных разностей на ЭВМ.

Кроме нагрузки F_k , равной по модулю радиальной реакции $F_{A(B)}$, среднего и максимального давления $p_{kс}$ и $p_{kмаx}$ площади контурной поверхности S и максимального значения суммарной деформации $\xi_{маx}$, найдены осевые координаты центра эпюры контактных давлений z_F . Из численного анализа следует, что все эти параметры целесообразно представить в безразмерном виде

$$\bar{F}_k = \bar{F}_{A(B)} = \frac{4F_k}{E_2 d^2} = \frac{4FA(B)}{E_2 d^2}; \quad \bar{p}_{kc} = \frac{p_{kc}}{E_2};$$

$$\bar{s} = \frac{s}{\Delta^2}; \quad \bar{\xi}_{\max} = \frac{\xi_{\max}}{\Delta}; \quad \bar{z}_F = \frac{z_F}{\Delta},$$

где Δ - минимальный радиальный зазор в опоре.

Свойства материалов контактирующих тел учтены коэффициентами n и C_0 , методика определения которых изложена в [13, 15]. Регрессионным анализом результатов решения уравнений (7) и (8) (с доверительной вероятностью 0,95) найдены соотношения для определения контактных параметров (таблица), где ψ - относительный радиальный зазор; \bar{L} - приведенная длина подшипника, $\bar{L} = L/d$; \bar{R}_T - приведенный радиус торцевого выступа цапфы, $\bar{R}_T = R_T/\Delta$; 2α - центральный угол конуса отверстия подшипника. Влияние сил трения на распределение контактных давлений в данных результатах для упрощения не учтено. Пренебрежение сил трения является обоснованным для смазанных поверхностей трения [14, 15]. Для экспериментальной проверки полученных зависимостей (таблица) проведены измерения контактных деформаций между цапфой и подшипником, оси которых не параллельны (рис. 4). Эксперименты проведены с подшипниками из ЛС 59-I ГОСТ 15527-70 и с цапфами из стали 95х18-T-B ГОСТ 5949-75 твердостью НРС 55-60, шероховатость поверхности втулки $R_a = 0,04$ мкм и цапфы $R_a = 0,01$ мкм. Наблюдается достаточно хорошее согласие результатов измерений с теоретической зависимостью $\xi_{\max} = f(F_{A(B)})$ (см. таблица).

Следовательно для снижения и стабилизации трения в РУОС необходимо уменьшение контактных давлений и уменьшение изменений контурных поверхностей, достигаемые продольным профилированием цапфы или радиального подшипника (рис. 5). Цапфа с торцевыми кольцевыми выступами обеспечивает по сравнению с наклонной цилиндрической цапфой меньшие средние контактные давления при соблюдении условия

$$\bar{R}_T > (1,27 \bar{F}_{A(B)}^{0,38n-0,44} \gamma^{-1,7n-15} \psi^{-1,5n+1,4} C_0^{0,5n+0,077})^{1/n-1}, \quad (9)$$

где можно считать

$$\gamma \approx \frac{2\Delta}{r_A - r_B}.$$

Соотношения для определения контактных параметров

	$\bar{y}_{\max} = 0,98 (F_{A,B} \delta)^{0,44n+0,27} \psi^{-0,29n-0,55} C_o$ $\bar{z}_F = 0,33 \bar{F}_{A,B}^{0,48n+0,25} \gamma^{0,50n-0,77} \psi^{-1,1} C_o$ $\bar{s} = 3,3 \bar{F}_{A,B}^{0,63n+0,42} \gamma^{0,67n-0,61} \psi^{-1,3n-1,7} - 0,52n+1,2 C_o$ $\bar{p}_{\text{нс}} = 0,56 (\bar{F}_{A,B} \delta)^{-0,65n+0,60} m^{-0,02} \psi^{-0,54(n+1)} C_o$
	$\bar{y}_{\max} = 0,16 \bar{F}_{A,B}^{3,0n-0,81} (1+\delta)^{0,45n-0,412} \psi^{-3,1n+0,76} \bar{L}^{-3,4n-0,285} C_o$ $\bar{z}_F = 1,4 \bar{F}_{A,B}^{0,062n+0,0077} (1+\delta)^{0,42n-0,30} \psi^{-0,44n-0,81} \bar{L}^{0,047n+0,02} C_o$ $\bar{s} = 2,3 \bar{F}_{A,B}^{1,5n-0,40} (1+\delta)^{0,074n-0,051} \psi^{-1,5n-1,6} \bar{L}^{-1,5n+1,4} C_o$ $\bar{p}_{\text{нс}} = 0,44 \bar{F}_{A,B}^{-0,22n+0,651} (1+\delta)^{0,045(1-n)} \psi^{0,15n+0,39} \bar{L}^{0,37n-0,73} - 0,45n-0,48 C_o$
	$\bar{y}_{\max} = 0,36 \bar{F}_{A,B}^{0,75n+0,27} \bar{R}_T^{-0,39n-0,43} \psi^{-1,5n-0,56} C_o$ $\bar{s} = 2,0 \bar{F}_{A,B}^{0,74n+0,26} \bar{R}_T^{0,30(1-n)} \psi^{-1,4n-1,6} C_o$ $\bar{p}_{\text{нс}} = 0,51 \bar{F}_{A,B}^{-0,80n+0,79} \bar{R}_T^{0,39(n-1)} \psi^{1,6n-0,56} C_o$
	$\bar{y}_{\max} = 0,97 \bar{F}_{A,B}^{0,44n+0,28} \alpha^{-0,62n+0,92} \psi^{-0,84n-0,55} C_o$ $\bar{z}_F = 0,35 \bar{F}_{A,B}^{0,17n+0,25} \alpha^{-0,61n-0,008} \psi^{-0,96n-0,50} C_o$ $\bar{s} = 2,0 \bar{F}_{A,B}^{0,61n+0,91} \alpha^{-0,91n+0,36} \psi^{-1,2n-1,8} C_o$ $\bar{p}_{\text{нс}} = 0,67 \bar{F}_{A,B}^{-0,62n+0,60} \alpha^{-1,1n+0,50} \psi^{1,2n-0,17} C_o$

На устройстве [17] проведена серия экспериментов с цилиндрическими цапфами и с цапфами с торцевыми выступами РУОС (см. рис. 5), результаты которых (рис. 6) указывают на снижение и стабилизацию трения в области сверхмалых угловых скоростей цапфы, а также на увеличение угловых скоростей.

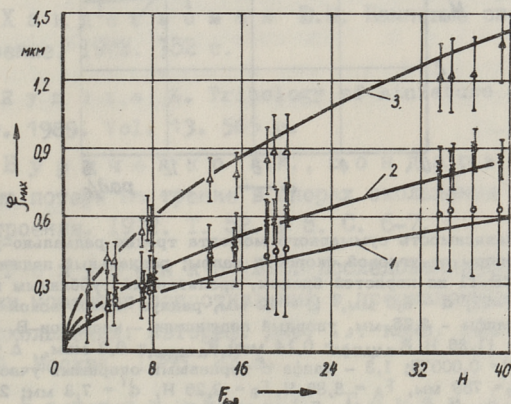


Рис. 4. Сравнение теоретически и экспериментально определенных деформаций:
 1 - $\psi = 0,001$, $\Delta = 4,5$ мкм; 2 - $\psi = 0,0024$, $\Delta = 9,5$ мкм;
 3 - $\psi = 0,0075$, $\Delta = 30$ мкм.

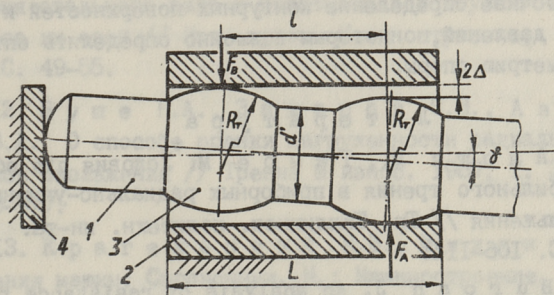


Рис. 5. Схема опоры с торцевыми кольцевыми выступами:
 1 - цапфа; 2 - радиальный подшипник; 3 - торцевые кольцевые опорные участки; 4 - упорный подшипник.

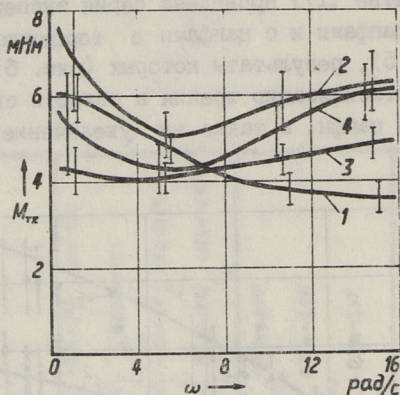


Рис. 6. Зависимость суммарного момента трения радиально-упорной опоры от угловой скорости цапфы; радиальный подшипник НВ-11 из пористой бронзы, пропитанный турбинным маслом Т-22, $d = 8,0$ мм, $L = 22$ мм, радиус сферической торцы цапфы - $3,75$ мм, упорный подшипник - капролон-В, $F_0 = 11,36$ Н, $R_{\text{ц.цапфы}} = 0,14$ мкм, $R_{\text{д.подш.}} = 0,2$ мкм, $\Delta = 3$ мкм, $\Psi = 0,00075$; 1,3 - цапфа с торцевыми опорными участками, $R_T = 750$ мм, $F_A = 3,89$ Н, $F_B = 2,26$ Н, $d' = 7,3$ мм; 2,4 - цилиндрическая цапфа, $F_A = 3,91$ Н, $F_B = 1,69$ Н; 1,2 - опора дополнительно наполнена маслом Т-22.

В заключение можно отметить, что из-за наклонного положения цапф и взаимного влияния разных опор в РУОС необходимо точное определение контурных поверхностей и контактных давлений, по которым возможно определить оптимальную геометрию опоры.

Л и т е р а т у р а

1. А я о т с М., Там р е М. Условия для обеспечения стабильного трения в приборных радиально-упорных опорах скольжения // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. 1989. № 690. С. 106-114.
2. В и р с а н J. An analysis of resistance to motion in the bearing systems of small precision mechanisms // Proc. of the 5-th International Congress on Tribology. Espoo, Finland. 1989. Vol. P. 394-399.
3. Л и т в и н Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л.: Машиностроение, 1973. 696 с.

4. Б а н а х Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором // Машиностроение. 1965. № 1. С. 70-77.

5. А я о т с М. Исследование миниатюрных самосмазывающихся опор скольжения: Дис. ... к.т.н.: 05.02.04. Таллинн, 1977. 181 с.

6. Х а н д е л ь с м а н Ю.М. Камневые опоры. М.: Машиностроение, 1973. 152 с.

7. Р у ш и з а Z. Tribology of miniature systems. Elsevier. 1989. Vol. 13. 565 p.

8. Б у р я ч е н к о А.И., Б о н д а р ь М.П. К определению потерь на трение в опорах скольжения // Вестн. машиностроения. 1972. Т. 52. № 5. С. 6-7.

9. Г о л у б е н к о В.И. Исследование способов стабилизации моментов сопротивления в прецизионных камневых опорах скольжения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.11.14. Москва, 1988. 23 с.

10. Б е р е с т н е в О.В., Г о м а н А.М., Я и м о в и ч А.А. К вопросу о контактном взаимодействии цилиндров, имеющих пересекающиеся оси // Вестн. АН БССР. Сер. физ-техн. наук. 1989. № 4. С. 79-82.

11. К у з ь м е н к о А.Г. Анализ силового взаимодействия стального вала и пластмассовой втулки с учетом перекося их осей // Изв. вузов. Машиностроение, 1968. № 10. С. 49-55.

12. Б у ш е Н.А., З а х а р о в С.М., А з а р е н к о В.А. О способе оценки нагруженности радиальных подшипников скольжения // Трение и износ. 1987, Т. 3. № 6. С. 968-977.

13. К р а г е л ь с к и й И.В., М и х и н Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

14. Р у ш и з а Z., К о w a l s k i P. The contact pressure distribution in the friction region of miniature journal bearings // Wear. 1987. Vol. 116. № 1. P. 89-106.

15. Д о б ы ч и н М.Н., Г а ф н е р С.Л. Влияние трения на контактные параметры пары вал-втулка // Проблемы трения и изнашивания. 1976. № 9. С. 30-36.

16. К о р о в ч и н с к и й М.В. О некоторых вопросах эластореологии, имеющих приложение в теории трения // Трение и износ в машинах. АН СССР. 1962. Т. XV. С. 332-374.

17. Т а м р е М. Устройство для исследования триботехнических характеристик опор бесконтактных приборных электродвигателей // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. 1987. № 636. С. 76-81.

M. Tamre

Täppisradiaal-tugilaagerduste optimeerimisest

Kokkuvõte

Lähtudes koos töötavate ning konsoolseelt koormatud aparaadiehituslike radiaal-tugilaagerduste eripärast, näidatakse optimeerimisparameetrite mõju laagerduse tööle. Esi-tatakse analüütilised seosed kontaktsurve ja kontaktpinda-de määramiseks tapi ja radiaalse laagri vahel, tuuakse katse-tulemused, mis kinnitavad saadud analüütilisi seoseid. Kon-taktülesande lahenduste alusel näidatakse hõrdepaaride opti-maalse makrogeomeetria valiku teed. Teoreetilised arutlused on leidnud praktilise kinnituse uues radiaal-tugilaagri konst-ruktsioonis, kus silindrilise tapi pind on varustatud kahe rõngaspinnalise eendiga.

M. Tamre

About the Optimization of Precision Radial-Thrust Bearings

Abstract

The influence of the optimization parameters upon the bearing performance is shown in terms of the specification of non-symmetrically loaded small-size radial-thrust bearings.

Analytical formulas to determine the contact parameters between the journal and the bearing bush are proposed and experimental results corroborating the formulas are presented. To specify the optimum macro-geometry of the friction pairs, methods of its determination on the basis of the contact parameters are given. Theoretical considerations have found practical confirmation in a new radial-thrust bearing construction, where cylindrical journal surface has been fitted with two toroidal surface elements.

УДК 539.62I+62I.836.2

П. Пыдра

ТРЕНИЕ МИНИАТЮРНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПРИ
ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ

Введение

Системы прямолинейного движения в современных приборах во многих случаях работают в динамических режимах при постоянно меняющейся скорости движения (системы слежения и фокусирования опто-электронных приборов, головки и ударные стержни головок матричных печатающих устройств, измерительные стержни преобразователей перемещений и др.) и содержат металло-полимерные пары трения.

Среди многочисленных публикаций об исследовании триботехнических характеристик полимерных материалов и узлов трения довольно редко встречаются результаты испытаний в режимах прямолинейного движения при скоростях движения до 1 м/с и перемещениях до нескольких сантиметров. В литературе приведены методики и результаты экспериментов по схемам: подвижные палец, цилиндр или призма на неподвижной плоскости, лента или нить на цилиндре и др. С точки зрения конструктора эти данные не дают полного основания прогнозированию триботехнических параметров конкретного узла трения в натуре из-за неоднозначности их, вызванного многообразием методик и параметров экспериментов [1, 2, 3]. Целью настоящей работы является получение максимально достоверных данных о проектируемых миниатюрных направляющих скольжения испытанием конкретных объектов при режимах наиболее близких к реальным.

Методика

Методом исследования трения, исключаям в большой степени прямые влияния на результаты устройства конкретной

установки и обеспечивающим возможность бесконтактных измерений, был метод выбега. Нами использовались устройство и методика для исследования миниатюрных направляющих [4, 5], позволяющие заданием движущимся элементам опоры постоянно-го дополнительного компонента ускорения реализовать разные режимы движения при случайных погрешностях силы трения, не превышающих 5-6 % (дискретность дифференцирования не менее 35 мс).

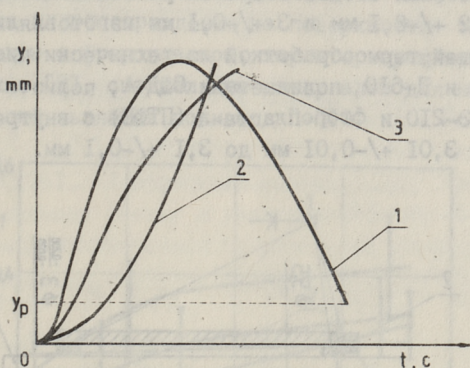


Рис. 1. Законы движения экспериментов:

- 1 - при обратном ходе (замедление и ускорение),
- 2 - при ускорении, 3 - при замедлении.

На рис. 1 приведены общие виды законов движения. Кривая 1 получена при обратном ходе (замедление и ускорение), кривая 2 при ускорении и кривая 3 при замедлении подвижного образца. Длина выбега составляла 36-52 мм и время выбега было в пределах 0,08-0,40 с, длина разгона y_p не превышала 7,5 мм. Скорости движения в экспериментах находились в пределах от 0,03 м/с до 0,9 м/с и достигнутые ускорения в пределах от -10 м/с^2 до 5 м/с^2 (угол наклона от -45° до $+45^\circ$). Нормальная нагрузка, создаваемая силой тяжести, изменялась от $0,14 \pm 0,01 \text{ Н}$ до $2,44 \pm 0,01 \text{ Н}$.

Образцы

Схема испытаний: подвижная втулка на неподвижном стержне, как самая приближенная к натуре. Стержни из стали

УВА имели цилиндрическую форму диаметром $2,99 \pm 0,01$ мм, общей длиной 125 ± 5 мм и рабочей длиной $103 \pm 0,5$ мм. Образцы имели шероховатость поверхности в продольном направлении $Ra = 0,205 \pm 0,05$ мкм и $Rq = 0,438 \pm 0,05$ мкм. Подвижный образец выполнен в виде металлической обоймы [4] (рис. 2), к которой приклеены две втулки из антифрикционного материала. К корпусу обоймы присоединяются измерительный растр и элементы нагружения. К заднему торцу обоймы прикреплена защитная шайба в целях предотвращения повреждений наносимых обойме стержнем разгона. Исследуемые втулки длиной $2 \pm 0,1$ мм и $3 \pm 0,1$ мм изготавливались резанием с последующей термообработкой из технически чистых полиамидов П-6 и П-610, полиацетала СФД-А, полиэтилена низкого давления ПЭ-210 и фторопласта-4 (ПТФЕ) с внутренними диаметрами от $3,01 \pm 0,01$ мм до $3,1 \pm 0,1$ мм.

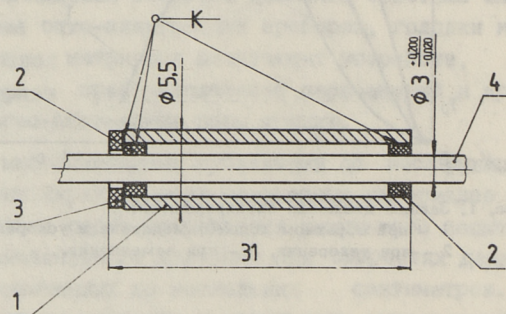


Рис. 2. Образцы испытаний:

1 - обойма, 2 - втулки из исследуемого полимерного материала, 3 - защитная шайба, 4 - стальной стержень.

Результаты

Кривые зависимости коэффициента трения от скорости при постоянном ее изменении по законам рис. 1 для разных материалов приведены на рис. 3. Трение всех испытанных материалов при увеличении скорости растет. Наибольшее значение коэффициента трения в значительной части диапазона скоростей, при нагрузке $0,55$ Н наблюдается у полиамида П-6, наименьшее у ПТФЕ. Стабильность коэффициента трения, как

важный фактор надежности работы миниатюрных пар трения, обеспечивается в большей степени у полиамида П-610. Пределы рассеивания значений коэффициента трения составляют примерно $\pm(24-30)\%$. Это вызвано трудноконтролируемыми процессами на поверхности и в приповерхностных слоях полимеров, возникающими при сухом трении. Известно, что фрикционные вибрации, вызванные шероховатостью контртела сопровождаются накоплением теплоты и периодическим плавлением и рекристаллизацией приповерхностных слоев полимера из-за возникновения в нем внутренних резонансных колебаний. При этом и сила трения будет изменяться циклически [6], такое же влияние имеют микрповреждения на поверхности трения полимера [7]. Рядом с фторопластом, характеризующимся малой износостойкостью [8], оптимальным материалом для наших конкретных условий является полиамид П-610.

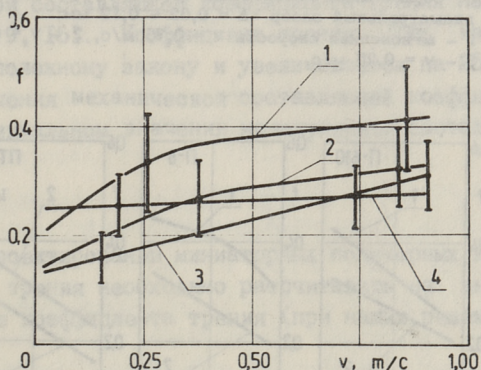


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от мгновенной скорости скольжения. Нормальная нагрузка $F_N = 0,55$ Н, шероховатость поверхности стали $Ra = 0,205$ мкм, общая длина втулки $l = 4$ мм, диаметральный зазор $\Delta = 0,11$ мм: 1 - П-6, 2 - СФД-А и ПЭ-210, 3 - ПТФЕ, 4 - П-610.

Зависимости коэффициента трения от контактного контактного давления, вычисленного по формуле Герца [9] для материала П-610 при разных значениях мгновенной скорости скольжения приведены на рис. 4. Кривые, имеющие ярко выраженный максимум коэффициента трения в пределах контактного напряжения от 0,6 до 0,9 МПа, похожи по форме с опубликованными образцами

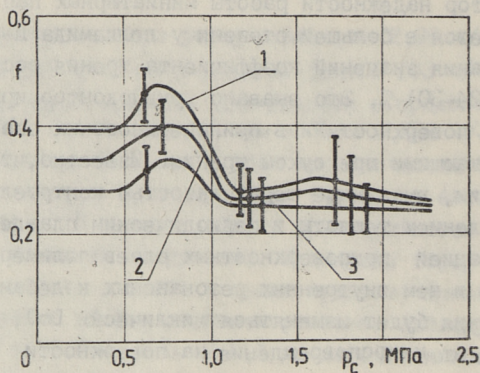


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения полиамида П-610 от контурного давления по Герцу. Нормальная нагрузка $F_N = 0,14 - 2,44$ Н, шероховатость поверхности стали $Ra = 0,205$ мкм, общая длина втулки $l = 4 - 6$ мм, диаметральный зазор $\Delta = 0,02 - 0,12$ мм: 1 - мгновенная скорость $v = 0,75$ м/с, 2 - $v = 0,5$ м/с, 3 - $v = 0,25$ м/с.

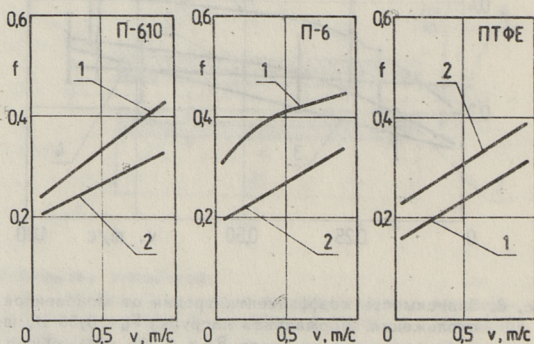


Рис. 5. Зависимости коэффициентов трения от скорости при разных значениях шероховатости стали. Контурное давление $p_c = 0,5$ МПа: 1 - $Ra = 0,205$ мкм, 2 - $Ra = 0,438$ мкм.

ванными в [10, 11], где это явление объясняется частичным плавлением поверхности полимера, налипанием его к металлу [12] и достижением максимальной контактной площади. По [13] максимум коэффициента трения свидетельствует о температуре в паре, равной температуре стеклования полимера,

сопровождающимся максимальными остаточными деформациями [1] и механическими потерями при трении. Расчеты по разным методикам [3, 14, 15] температуры контактной зоны при максимуме коэффициента трения показывали диапазон от 45 до 270 °С, что очевидно охватывает реальную температуру стеклования материала П-610, но не дают о нем четкого понятия.

На рис. 5 представлены зависимости коэффициента трения от значений мгновенной скорости для втулок из разных материалов, скользящих на стальном стержне шероховатостью $R_a = 0,205$ мкм и $R_a = 0,438$ мкм при контурном давлении 0,5 МПа. Коэффициент трения полиамида при большей шероховатости контртела становится у П-610 на 10-20 % и у П-6 на 25-40 % меньше. Это свидетельствует о превалировании молекулярной составляющей коэффициента трения над механической [3, 9, 16]. Коэффициент трения ПТФЕ изменяется по противоположному закону и увеличивается на 25-50 % за счет увеличения механической составляющей коэффициента трения при минимальном значении молекулярной составляющей [3].

Выводы

1. При проектировании миниатюрных полимерных направляющих сухого трения необходимо рассчитывать на значительное рассеивание коэффициента трения (при наших режимах до +/- 30 %).
2. С точки зрения стабильности коэффициента трения при нагрузке 0,55 Н лучше всех зарекомендовал себя полиамид П-610 ($f = 0,25-0,28$, рассеивание +/- 0,06).
3. Наименьший коэффициент трения в значительной части диапазона скоростей показал ПТФЕ ($f = 0,13-0,32$ при рассеивании +/- 0,05-0,07), наибольшее трение у П-6 ($f = 0,21-0,42$, рассеивание +/- 0,2).
4. При скоростях скольжения до 0,35 м/с рядом с ПТФЕ наиболее выгодными материалами из испытанных представлялись полиацеталь СФД-А и полиэтилен ПЭ-210 ($f = 0,14-0,26$, рассеивание +/- 0,07).
5. В зависимости от нормальной нагрузки коэффициент трения образцов из П-610 при всех скоростях скольжения про-

ходит через максимум при давлениях 0,6–0,9 МПа, объясняемый в литературе достижением в контактной зоне температуры стеклования полимера.

6. Для полиамидов П-6 и П-610 шероховатость стали $R_a = 0,438$ мкм обеспечивает меньшее трение, чем шероховатость $R_a = 0,205$ мкм соответственно до 40 и 20 %. У ПТФЭ при $R_a = 0,438$ мкм коэффициент трения до 50 % больше, чем при $R_a = 0,205$ мкм.

Л и т е р а т у р а

1. Бартенев Г.М., Лаврентьев В.В. Трение и износ полимеров. Л.: Химия, 1972. 240 с.

2. Juvonen R., Mikkonen S. Muoviti laakerina ja liukopintoina // VTT tiedotteita. Espoo, 1985. N 473. 51 s.

3. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / Под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

4. Мельдре Х.П. Устройство и методика для исследования миниатюрных направляющих // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. 1987. № 636. С. 69–75.

5. Мельдре Х.П. Явления аномального трения при смазывании миниатюрных цилиндрических направляющих скольжения маслами и пластичными смазочными материалами. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.04. Таллинн, 1989. 172 с.

6. Vroegor P.H., Vosma R. Subsurface melting of nylon by friction-induced vibrations // Wear. Vol. 104, 1985. P. 31–47.

7. Muraками Т., Охтсуки Н. Influence of surface crack on friction and contact stresses under lubricated sliding conditions // 5-th International Congress on Tribology Eurotrib ' 89. Helsinki. Vol. 1, 1990. P. 283–288.

8. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М.: Машиностроение. 1989. 323 с.

9. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. № I. 1978. 400 с.
10. Lancaster J.K. Basic mechanism of friction and wear of polymers // *Plastics & Polymers*. Vol. 41, 1973. P. 297-306.
11. Watanabe M., Yamaguchi H. The friction and wear properties of nylon // *Wear*. Vol. 110, 1986. P. 379-388.
12. Bhushan B. Influence of test parameters on the measurement of the coefficient of friction of magnetic tapes // *Wear*. Vol. 93, 1984. P. 81-99.
13. Uetz H., Wiedemeyer J. System temperature and tribological behaviour of polymer-metal sliding couples in pin-on-disc model testing // *Wear*. Vol. 88, 1983. P. 103-114.
14. Lancaster J.K. Estimation of the limiting FV-relationships for thermoplastic bearing materials // *Tribology International*. Vol. 4. 1971. P. 82-86.
15. Rymuz a Z. Tribology of miniature systems: Tribology series, 13. Amsterdam: Elsevier Science Publishers B. V., 1989. 566 p.
16. Czichos H. Influence of adhesive and abrasive mechanisms on the tribological behaviour of thermoplastic polymers // *Wear*. Vol. 88, 1983. P. 27-43.

P. Põdra

Polümeersete miniatuurjuhkute hõõrdumine
dünaamilisel liikumisel

Kokkuvõtte

Artiklis esitatakse viie polümeerse laegrimaterjali väljajooksumetodil tehtud hõõrdeeksperimentide tulemused rööpliikumise puhul. Katseskeem: liikuv polümeerne puks liikumatul terasvardal. Liikumiskiirused on kuni 0,9 m/s ning kiirendused piirides $-10 \text{ m/s}^2 \dots 5 \text{ m/s}^2$.

Selgus, et hõõrdeteguri väärtus kuivhõõrdumisel hajub kogu kiiruste diapasonis kuni $\pm 30\%$,

stabiilseim hõõrdumine uuritud materjalide hulgast on polüamiidil II-610,

väikseim hõõrdumine on PTFE-l ja suurim polüamiidil II-6,

materjali II-610 kõveral on kontuurpinge - hõõrdetegur maksimaalne piirkonnas 0,6...0,9 MPa.

Uuriti ka metalli pinnakareduse mõju metall-polümeer-sete juhikute hõõrdeteguritele.

P. Põdra

Friction in Miniature Polymeric Guides
at Accelerated Motion

Abstract

This paper presents the results of the experiments of dry friction by the method of running out of five polymeric antifriction materials at rectilinear motion. Scheme of experiments: moving polymer bush on stationary steel rod. Sliding speeds were up to 0.9 m/s and the accelerations between -10 m/s^2 and 5 m/s^2 .

It was shown that over the whole speed range, the dispersion of the coefficient of dry friction is about $\pm 30\%$,

among the investigated materials the highest stability of friction was shown by polyamide II-610,

the lowest friction was obtained with PTFE and the highest with polyamide II-6,

the curve of contour pressure against the coefficient of friction for II-610 had a maximum within the pressure range of 0.6 to 0.9 MPa.

The influence of metal surface roughness on the friction of metal-polymer sliding couples was also investigated.

УДК 621.836.2

Х.П. Мельдре

КАПИЛЛЯРНЫЕ ЯВЛЕНИЯ ПРИ СМАЗЫВАНИИ МИНИАТЮРНЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ СКОЛЬЖЕНИЯ МАСЛАМИ

В работе [1] было установлено при нагрузках ниже 0,10 Н аномальное увеличение коэффициента трения покоя в миниатюрных направляющих до значений 1,4 в зависимости от дозы смазочного масла на стержне направляющих (рис. 1 а).

Результаты последующих исследований с прозрачными втулками (рис. 1 б) показывают, что при резком увеличении коэффициента трения покоя в интервале приведенных толщин слоя масла h с $h = 0,001 \dots 0,006$ мм серповидный зазор между стержнем и внутренней поверхностью втулки заполнен маслом в пределах угла $|\varphi_0|$ от 70 до 100° . При дальнейшем увеличении приведенной толщины слоя масла на стержне угол заполнения зазора маслом увеличивается до $|\varphi| = 150 \dots 170^\circ$, а коэффициент трения покоя стабилизируется и принимает типичные для большинства узлов трения значения $0,15 - 0,19$.

Аналогичные максимумы коэффициента трения покоя, однако в зависимости от влагосодержания пористых образцов и окружающей среды объяснены в [2, 3] появлением водяных манжет и капиллярными явлениями между трущимися поверхностями. Действительно, расположение масла в серповидном зазоре направляющих по рис. 2 приводит как и при адгезии мелких частиц в условиях капиллярной конденсации [4] к дополнительной двухсоставляющей силе F_g , которая прижимает

х Приведенная толщина слоя масла представляет толщину равномерно распределенного слоя масла на стержне направляющих, вычисленную исходя из массы и плотности находящегося на стержне масла, диаметра и длины смазанного участка стержня.

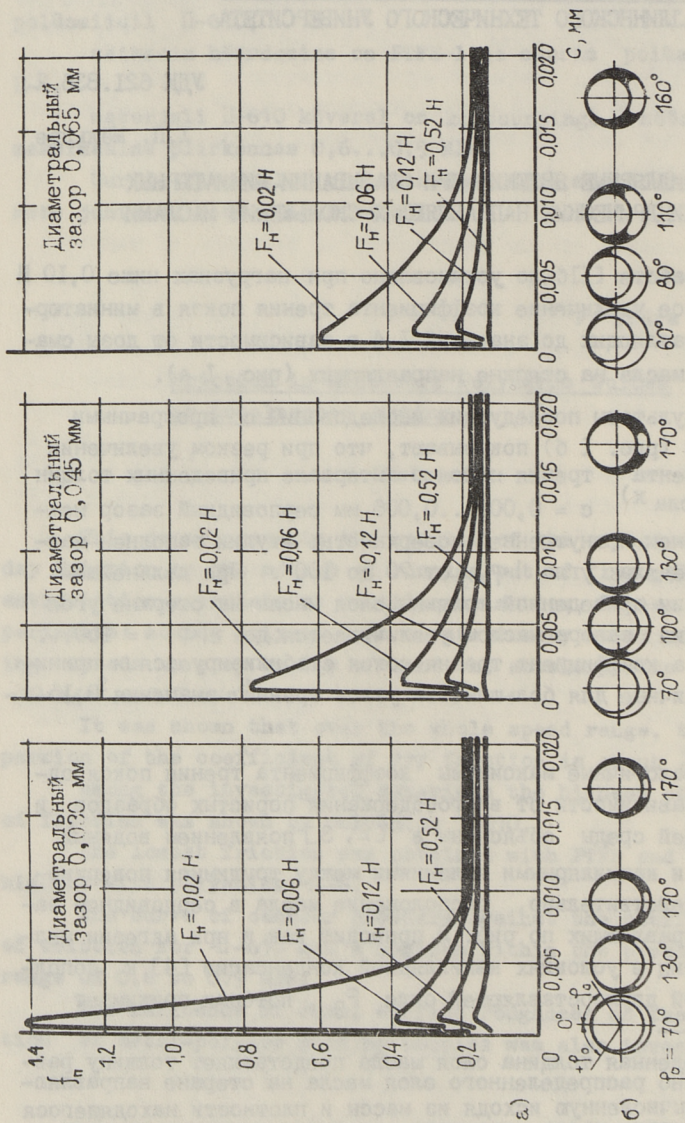
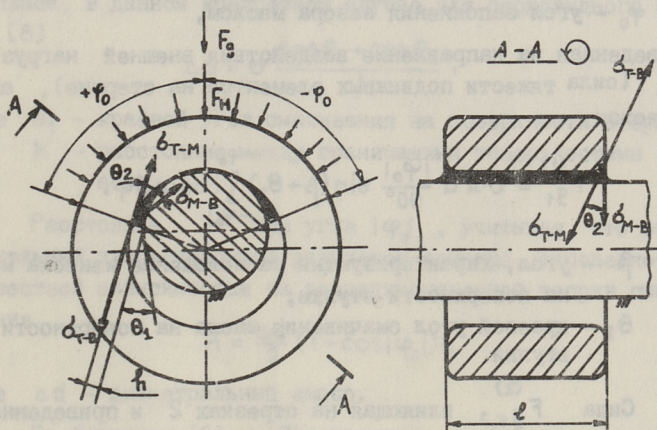
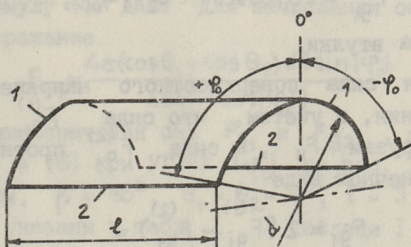


Рис. 1. Характеристики трения покоя:
 а) зависимость коэффициента трения покоя от приведенной толщины слоя масла на стержне,
 б) степень заполнения серповидного зазора маслом.

контактирующие поверхности. В результате воздействия этой силы в направляющих увеличиваются нормальная нагрузка и соответственно этому сила трения покоя. Рассмотрим ниже обе составляющие дополнительной силы F_g - силу поверхностного натяжения масла на периметре смачивания и силу, вызванную отрицательным капиллярным давлением масла.



а)



б)

Рис. 2. Схема влияния дополнительной нагрузки:
 а) расположение масла в серповидном зазоре,
 б) конфигурация периметра смачивания на внутренней поверхности втулки.

Сила поверхностного натяжения масла на периметре смачивания. Эта сила определяется как произведение поверхностного натяжения масла на длину периметра смачивания [4]. На рис. 2 б показана в упрощенном виде конфигурация пери-

метра смачивания на внутренней поверхности втулки. Сила, влияющая на торцевых участках I,

$$F_{g_1}^{(1)} = \sigma \pi d \frac{|\varphi_0|}{90^\circ}, \quad (1)$$

где σ - поверхностное натяжение масла;

d - внутренний диаметр втулки;

φ_0 - угол заполнения зазора маслом,

приведенная на направление воздействия внешней нагрузки F_H (сила тяжести подвижных элементов на стержне), определяется

$$F_{g_1}^{(1)} = \sigma \pi d \frac{|\varphi_0|}{90^\circ} \sin(\beta + \theta_2) \int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} \cos \varphi d\varphi, \quad (2)$$

где β - угол, характеризующий расположение мениска масла на поверхности втулки;

θ_2 - краевой угол смачивания масла на поверхности втулки.

Сила $F_{g_1}^{(2)}$, влияющая на отрезках 2 и приведенная на направление воздействия внешней нагрузки F_H , вычисляется

$$F_{g_1}^{(2)} = 2 \sigma l \cos(90^\circ + \theta_2 - |\varphi_0|), \quad (3)$$

где l - длина втулки.

Суммарная сила поверхностного напряжения на периметре смачивания, с учетом, что сила $F_{g_1}^{(1)}$ направлена в сторону нагрузки F_H , а сила $F_{g_1}^{(2)}$ против нее, определяется в конечном виде

$$F_{g_1} = 2 (F_{g_1}^{(1)} - F_{g_1}^{(2)}) = 4 \sigma \left[\pi d \frac{|\varphi_0|}{90^\circ} \sin(\beta + \theta_2) \sin|\varphi_0| - l \cos(90^\circ + \theta_2 - |\varphi_0|) \right]. \quad (4)$$

Капиллярное давление масла в зазоре. Составляющая F_{g_2} , вызванная отрицательным капиллярным давлением масла в результате искривления поверхностей масла в зазоре (рис. 2 а), определяется как произведение капиллярного давления на смачиваемую площадь. Если привести силу F_{g_2} на направление внешней нагрузки F_H ; можно по аналогии с вычислением несущей способности гидростатических опор [5] получить

$$F_{g_2} = 0,5 \Delta p d l \int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} \cos \varphi d\varphi, \quad (5)$$

где Δp - капиллярное давление.

Капиллярное давление Δp вычисляется по формуле Лапласа, в данном конкретном случае для серповидного зазора [6]

$$\Delta p = \sigma \frac{\cos \theta_1 + \cos \theta_2}{h}, \quad (6)$$

где θ_1 - краевой угол смачивания на поверхности стержня;
 h - расстояние между граничащими поверхностями зазора.

Расстояние h при угле $|\varphi_0|$, учитывая, что относительный эксцентриситет равняется единице, определяется известной зависимостью из гидродинамической теории смазывания

$$h = \frac{\Delta d}{2} (1 - \cos |\varphi_0|), \quad (7)$$

где Δd - диаметральный зазор.

По формулам (6) и (7) выводится необходимая зависимость капиллярного давления от угла $|\varphi_0|$, подставление которого в формулу (5) даст для вычисления составляющей F_{g_2} следующее выражение

$$F_{g_2} = \frac{4\sigma(\cos \theta_1 + \cos \theta_2) d l \sin |\varphi_0|}{\Delta d (1 - \cos |\varphi_0|)}. \quad (8)$$

Численные значения сил F_{g_1} и F_{g_2} , определенные по формулам (4) и (8) при углах $|\varphi_0|$ на рис. 1 б, если принять $d = 2$ мм, $\beta = 45^\circ$, $\theta_1 = \theta_2 = 0^\circ$, $l = 3,5$ мм и $\sigma = 0,03$ Н/м, указаны в табл. I. В таблице I приведены также значения капиллярных давлений в зазоре, вычисленные по формуле (6). Из таблицы I следует, что сила F_{g_1} мала по сравнению с силами F_{g_2} и F_H (которая варьировалась от 0,02 до 0,52 Н) и ею можно пренебречь. Однако, сила F_{g_2} соизмерима с внешними нагрузками F_H , а максимальные ее значения превышают нижний предел варьирования F_H до 4 раз. На рис. 3 показаны зависимости силы F_{g_2} от дозы масла на стержне.

Таким образом, действительная общая нагрузка в направляющих

$$F_{0\delta} = F_n + F_{g_2} = F_n + \frac{4\sigma(\cos\theta_1 + \cos\theta_2)dl \sin|\varphi_0|}{\Delta d(1 - \cos|\varphi_0|)} \quad (9)$$

зависит, кроме внешней нагрузки F_n , также от дозы масла в зазорах, геометрических размеров направляющих и поверхностных свойств масла, причем составляющая F_{g_2} общей нагрузки быстро убывает с увеличением объема масла в зазоре.

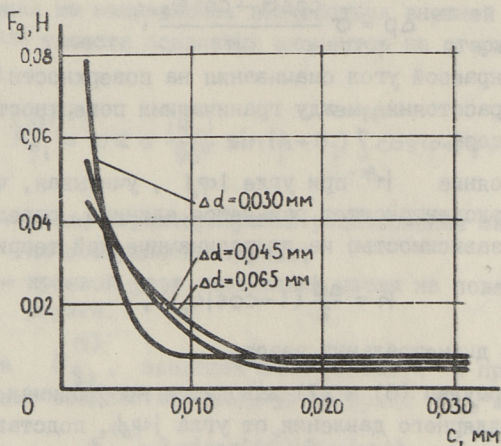


Рис. 3. Зависимости дополнительной нагрузки от приведенной толщины слоя масла на стержне.

Поскольку коэффициенты трения покоя на рис. I а представлены как соотношение сил трения покоя F_n к нагрузке F_n

$$f_n = \frac{F_n}{F_n} \quad (10)$$

без учета дополнительной нагрузки F_{g_2} , значения этих коэффициентов в частности, при нагрузках менее 0,1 Н, необыкновенно велики. Коэффициенты трения покоя, вычисленные с учетом дополнительной нагрузки

$$f'_n = \frac{F_n}{F_n + F_{g_2}} = \frac{F_n}{F_n + \frac{4\sigma(\cos\theta_1 + \cos\theta_2)dl \sin|\varphi_0|}{\Delta d(1 - \cos|\varphi_0|)}} \quad (11)$$

не зависят в проведенных экспериментах от дозы масла на стержне и находятся в пределах от 0,14 до 0,19.

Т а б л и ц а I
Результаты расчетов дополнительной нагрузки

Диаметральный зазор Δd , мм	Приведенная толщина слоя масла c , мм	Угол заполнения зазора маслом $ \varphi_0 $, град	Капиллярное давление Δp , кПа	Сила F_{g1} , Н	Сила F_{g2} , Н
0,030	0,002	70	6,08	$-5,0 \cdot 10^{-6}$	0,080
	0,005	130	2,43	$2,7 \cdot 10^{-4}$	0,026
	0,009	170	2,02	$1,0 \cdot 10^{-4}$	0,005
	0,017	170	2,02	$1,0 \cdot 10^{-4}$	0,005
0,045	0,002	70	4,05	$-5,0 \cdot 10^{-6}$	0,053
	0,005	100	2,27	$1,7 \cdot 10^{-4}$	0,031
	0,009	130	1,62	$2,7 \cdot 10^{-4}$	0,017
	0,017	170	1,34	$1,0 \cdot 10^{-4}$	0,003
0,065	0,002	60	3,69	$-5,6 \cdot 10^{-5}$	0,045
	0,005	80	2,23	$5,3 \cdot 10^{-5}$	0,031
	0,009	110	1,38	$2,2 \cdot 10^{-4}$	0,018
	0,017	160	0,95	$1,8 \cdot 10^{-4}$	0,005

В итоге можно заключить:

1. Причиной аномального увеличения силы и коэффициента трения покоя в направляющих является многократное увеличение нормальной нагрузки за счет дополнительной силы, вызванной отрицательным капиллярным давлением масла в зазоре.

2. Эта дополнительная сила зависит в первую очередь от угла заполнения зазора маслом $|\varphi_0|$, а также от поверхностных свойств масла и геометрических размеров направляющих.

3. При значениях $|\varphi_0|$ меньше 150-170° дополнительная сила превышает до 4 раз нагрузку в направляющих и приводит к коэффициентам трения покоя до 1,4, при значениях

14%) больше 150-170°, влияние этой силы на трение в направляющих несущественно.

Л и т е р а т у р а

1. А я о т с М.Э., М ё л ь д р е Х.П. Статические характеристики трения миниатюрных цилиндрических направляющих скольжения // Тр. Таллиннск. политехн. ин-та: Трение и износ в машинах. 1983. № 560. С. 49-57.

2. М а ц к е в и ч М.К., Н е р п и н С.В., Р е з н и к о в В.В. О влиянии гидрофобизации порошков и твердых поверхностей на величину сил взаимодействия капиллярной природы // Исследования в области поверхностных сил. М.: Наука, 1967. С. 432-435.

3. Л у ж н о в Ю.М. О влиянии относительной влажности воздуха на трение твердых тел // Исследование в области поверхностных сил. М.: Наука. 1967. С. 480-484.

4. З и м о н А.Д. Адгезия пыли и порошков. М.: Химия, 1976. 432 с.

5. F u l l e r D. Theorie und Praxis der Schmierung. Berlin-Stuttgart: VEB Verlag Technik - Verlag Berliner Union, 1961. 423 S.

6. Х а н д е л ь с м а н Ю.М., Р о м а н о в а Н.А. Капиллярный механизм подпитки миниатюрных опор скольжения // Технология часового производства: Труды НИИЧаспрома. 1971. Вып. 3 (6), С. 196-202.

Kapillaarnähted miniatuursete silinder-
liugjuhikute määrimisel õlidega

Kokkuvõte

Esitatakse seisuhõrdejõu anomaalse suurenemise teoreetiline analüüs miniatuursetes liugjuhikutes. Lähtudes kapillaarsusteooriast näidatakse, et õli negatiivne kapillaarrõhk lõtkudes põhjustab väikestel koormustel kuni 4-kordse normaalkoormuse suurenemise, mis on omakorda põhjuseks seisuhõrdu-
mise järsule kasvule.

H. Möldre

Die Kapillarercheinungen bei Schmierung
von Miniaturgleitführungen mit Ölen

Zusammenfassung

Es wird die theoretische Untersuchung der zehnfachen Zunahme des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit von Öldosis vorgestellt. Man zeigt, daß so eine anomale Zunahme des Reibungskoeffizienten im Belastungsbereich bis 0,1 N von dem Kapillardruck des Öles veranlaßt wird. Diese Erscheinung wird mit dem mathematischen Modell beschrieben.

УДК 620.193.13:622.232.72

Л.Э. Вальдма, П.К. Каллас

ИЗНОС ГОЛОВКИ РЕЗЦА ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН

Вращающиеся тангенциальные резцы в настоящее время являются основными инструментами для проходческих комбайнов со стреловидными исполнительными органами. В процессе непрерывного вращения резца в гнезде держателя при резании пород осуществляется его частичное самозатачивание, а применение твердосплавной вставки позволяет увеличить срок службы резца [1, 2]. В процессе работы поворотного резца наблюдается 4 вида износа по внешнему виду: а) равномерный износ рабочей головки и твердосплавной вставки; б) неравномерный износ головки и вставки; в) разрушение вставки и истирание одной стороны головки; г) выламывание вставки и истирание одной стороны головки [3, 4]. Часто, особенно при разрушении вязкого сланца, рабочая головка (конусная часть) изнашивается быстрее твердосплавной вставки (в среднем в 3,5–4 раза), вследствие чего вставка выламывается [3]. В связи с этим представляет интерес вопрос, возможно ли изменением конструкции рабочей головки продлить срок службы поворотного резца.

Цель настоящей работы – изучение износостойкости головок поворотных резцов для горных машин в моделированных условиях. Образцы резца были изготовлены из дюралюмина Д16Т (НВ105) диаметром 10 мм и длиной 30 мм из одного прутка. Были испытаны следующие формы рабочей головки резца (рис. 1): 1) конусная поверхность; 2) вогнутая поверхность; 3) короткая конусная и цилиндрическая поверхность; 4) выпуклая и цилиндрическая поверхность; 5) выпуклая поверхность; 6) вогнутая и выпуклая поверхности; 7) цилиндрическая поверхность; 8) цилиндрическая поверхность уменьшенного диаметра. Испытание проводили на установке

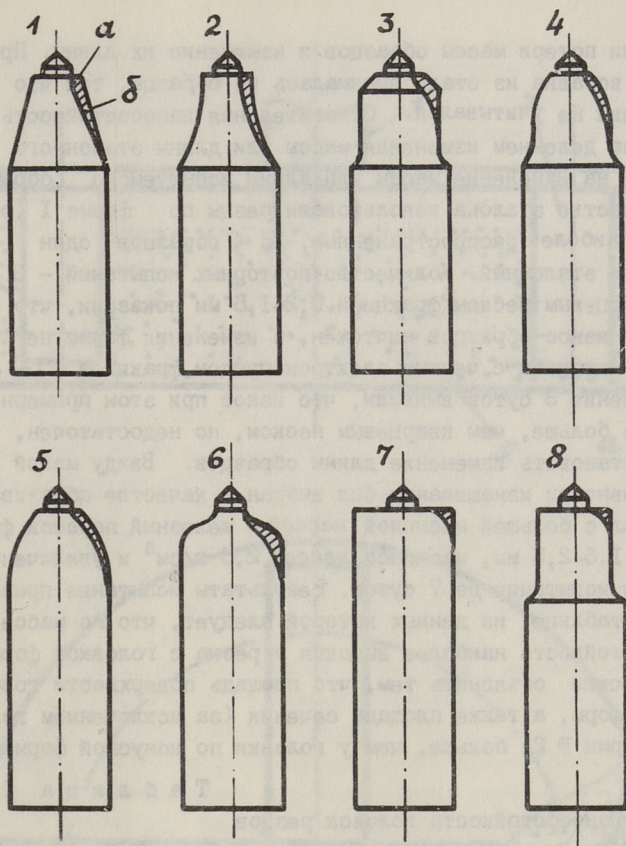


Рис. 1. Формы рабочей головки реза.

изнашивания по схеме, изображенной на рис. 2. На вертикальном валу I закреплены 4 держателя образцов 2. В держателях 2 установлены винтами 4 образцы 3 под углом $\alpha = 45^\circ$ относительно радиуса. Максимальный диаметр вращения вставок резов 135 мм. Внутренний диаметр чаши 5-150 мм. Чаша заполняется абразивом, высота слоя 50 мм. Скорость вращения образцов $n = 100$ об/мин, тогда скорость резания $v = 0,7$ м/с. Выбранная скорость являлась оптимальной исходя из того, что чаша при этом заметно не нагревалась и абразив не выбрасывался из нее. В ходе испытаний опре-

деляли потери массы образцов и изменение их длины. При этом вставка из стали вынималась из образца, так что износ вставки не учитывался. Относительная износостойкость получена делением изменения массы или длины эталонного образца на изменение массы или длины испытуемого образца. В качестве эталона использовали резцы по форме I (рис. I) как наиболее распространенные. Из 4 образцов один был всегда эталонный. Количество повторных испытаний - 3. Опыты с кварцевым песком фракцией 0,2-1,6 мм показали, что за I сутки износ образцов ничтожен, а изменения формы не замечается. Опыты с черным электрокорундом фракцией I-1,6 мм в течение 3 суток выявили, что износ при этом примерно в 5 раз больше, чем кварцевым песком, но недостаточен, чтобы установить изменение длины образцов. Ввиду малой интенсивности изнашивания был выбран в качестве абразива материал с большей насыпной массой - железный порошок фракцией 1,6-2,5 мм, насыпной массой 2,8 г/см³ и увеличено время испытания до 7 суток. Результаты испытания приведены в таблице, из данных которой следует, что по массе износостойкость наиболее высокая у резца с головкой формы I. Это можно объяснить тем, что площадь поверхности головок всех форм, а также площадь сечения (за исключением головки формы № 2) больше, чем у головки по конусной форме № I.

Т а б л и ц а I

Износостойкость головок резцов

Относительная износостойкость	№ образца							
	I	2	3	4	5	6	7	8
По потере массы	I	0,8	0,65	0,65	0,8	0,5	0,25	0,25
По изменению длины образца	I	0,35	2,8	3	4,8	I	не изменяется	

Твердосплавная вставка при эксплуатации резцов выпадает после изнашивания торцевой поверхности а (рис. I), поэтому износостойкость по массе не характеризует сопротивляемость резца выкрашиванию вставки. Периодические наблюдения изношенных поверхностей б (рис. I) во время испытания показали, что первоначально интенсивно изнашивается торцевая поверх-

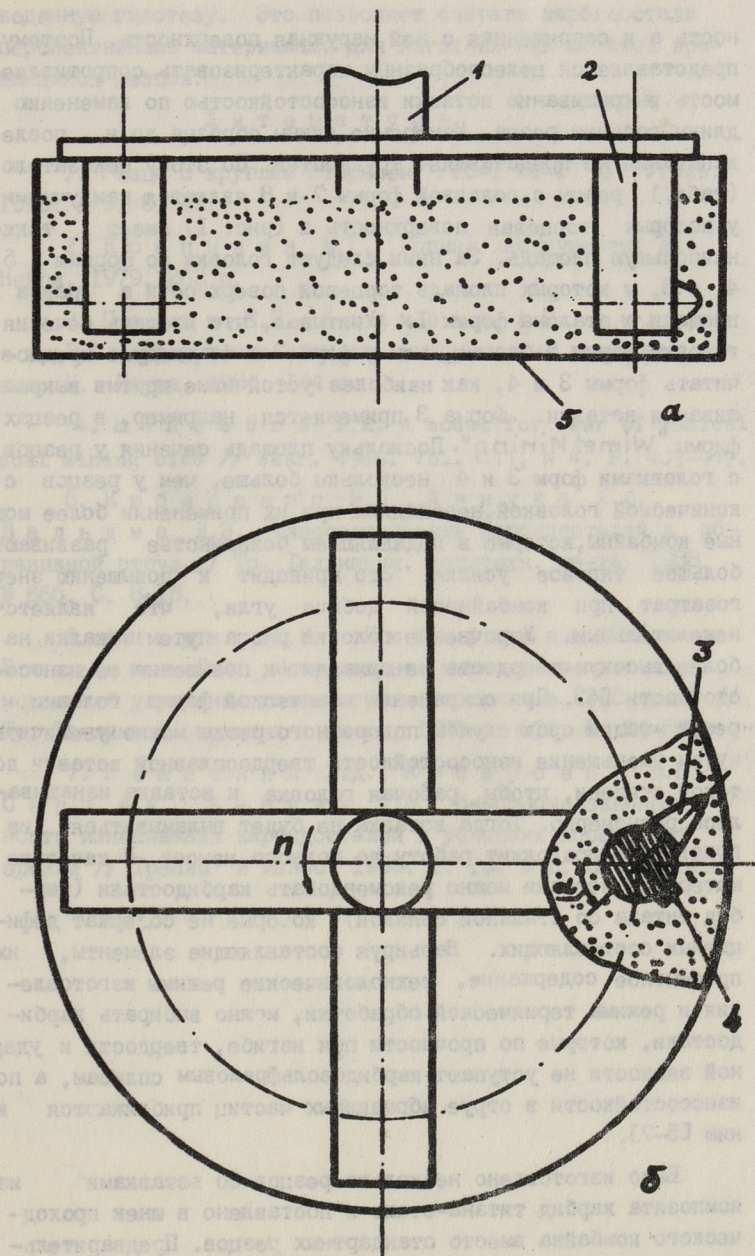


Рис. 2. Схема установки изнашивания:
 а) продольный разрез узла изнашивания,
 б) вид сверху на узел изнашивания.

ность а и сопряженная с ней наружная поверхность. Поэтому представляется целесообразным характеризовать сопротивляемость выкрашиванию вставки износостойкостью по изменению длины головки резца. Измерение длины образца до и после испытания не представляет трудностей. По этому показателю (табл.) резцы с головкой формы 7 и 8 являются наилучшими, у которых торцевая поверхность а (рис. 1) имеет также наибольшую площадь. За ними следуют головки по формам 5, 4 и 3, у которых площадь торцевой поверхности а равна площади а эталона формы 1. Учитывая, что площадь сечения головки формы 5 больше, чем у форм 3 и 4, следует предпочитать формы 3 и 4, как наиболее устойчивые против выкрашивания вставки. Форма 3 применяется, например, в резцах фирмы "Wimet Mining". Поскольку площадь сечения у резцов с головками форм 3 и 4 несколько больше, чем у резцов с конической головкой, необходимы при их применении более мощные комбайны, которые в подавляющем большинстве развивают большее тяговое усилие. Это приводит к повышению энергозатрат при комбайновой добыче угля, что является нежелательным. Упрочнение головки резца путем закалки на более высокую твердость не приводит к повышению ее износостойкости [4]. При сохранении конической формы головки резца общий срок службы поворотного резца можно увеличить путем уменьшения износостойкости твердосплавной вставки до такой степени, чтобы рабочая головка и вставка изнашивались равномерно. Тогда вставка не будет выламываться из головки, а продолжит работу до полного износа. В качестве материала вставки можно рекомендовать карбидостали (карбид титана со стальной связкой), которые не содержат дефицитных составляющих. Варьируя составляющие элементы, их процентное содержание, технологические режимы изготовления и режимы термической обработки, можно выбирать карбидостали, которые по прочности при изгибе, твердости и ударной вязкости не уступают карбидовольфрамовым сплавам, а по износостойкости в струе абразивных частиц приближаются к ним [5-7].

Было изготовлено несколько резцов со вставками из композита карбид титана-сталь и поставлено в шнек проходческого комбайна вместо стандартных резцов. Предварительные испытания в эксплуатационных условиях подтвердили при-

веденную гипотезу. Это позволяет считать карбидостали перспективными материалами для изготовления вставок вращающихся резцов.

Л и т е р а т у р а

1. Резцы с круглым стержнем РКС-I (Т-I) // Уголь. 1976. № 9. С. 45.

2. Крапивин М.Г. Горные инструменты. М.: Недра, 1979. 263 с.

3. Позин Е.З., Адамсон А.П., Андреев В.А. Разрушение сланцев инструментами выемочных машин. М.: Наука, 1984. 144 с.

4. Mehrotra P.K. A model for wear of conical coal mining bits // Wear. 1986. Vol. 111, N 4. P. 403-417.

5. Кюбарсепп Я.П., Аннука Х.И., Вальдма Л.Э. Износостойкость карбидосталей в абразивной струе // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. 1988. № 665. С. 8-18.

6. Аннука Х.И., Кюбарсепп Я.П., Вальдма Л.Э. Исследование технологических возможностей улучшения износостойкости сплавов TiC-сталь // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. 1987. № 636. С. 54-63.

7. Решетняк Х.Д., Кюбарсепп Я.П., Сепп А.Х., Аннука Х.И. Некоторые закономерности изнашивания карбидосталей в условиях абразивной эрозии // Трение и износ. 1989. Т. 10. № 3. С. 525-529.

L. Valdma, P. Kallas

Mäemasina terapea kulumine

Kokkuvõte

Tuakse mäemasina terapea kulumiskatsete tulemused modelleeritud tingimustes sõltuvalt pea kujust. Soovitatakse koonilise peakuju puhul tera tipp valmistada sellisest karbiid-teraskomposiidist, mis tagaks pea ja tipu ühtlase kulumise vältimaks tera tipu väljamurdumist.

L. Valdma, P. Kallas

Wear of a Tool Head for Mining
Machines

Abstract

Wear resistance of a tool head for mining machines depending on its shape in modelled conditions has been examined. Conical shape of tool head was found to be optimum if the insert and the tool head show uniform wear rate. Carbide-steel composites were suggested as a material for the inserts.

UDC 620.193:621.762

L. Valdma, J. Kübarsepp, P. Kallas, H. Annuka

WEARING MODEL OF CEMENTED CARBIDE COMPOSITES

Introduction

Practical application of carbide composites as wear-resistance materials subjected to abrasive action will be justified if direct damage to the contact surface by chip removal and carbide phase cracking is prevented [1].

Experimental studies of non-tungsten composites have revealed chip cutting when hardness of abrasive exceeds that of the carbide phase [2]. When hardness of carbide phase exceeds that of the abrasive, then these structurally sensitive heterogeneous materials retain their selective wearing character. Direct damage is the result of brittle transcabide fracture, accompanied by lowcycle plastic intercarbide fraction of soft binder.

Composites in which the first mechanism dominates have low wear resistance and are impractical for use.

In such case the critical size of carbide grain is a criterion to judge about the wear mechanism.

Wearing model

In the model of selective wear it was assumed that resistance of coarse carbide grains to brittle fracture can be estimated by normal stress necessary for crack propagation in carbide phase, according to Griffith-Orowan formula [3,4]

$$\sigma_p = [2E_n(\gamma + p)/\pi l]^{1/2} \quad (1)$$

Assuming that [5]

$$\gamma \ll p; \quad p = a_k f_c; \quad l \sim d$$

we can write

$$\sigma_l = a_1 (E_k a_k f_c / d)^{1/2} \quad (2)$$

and the critical size of carbide grain is obtained from formula

$$d_{cr} = a_1^2 E_k a_k f_c / \sigma_n^2. \quad (3)$$

Maximum normal stress is obtained from the Herzian formula [6]

$$\sigma_n = 1,457 \left[\frac{F_n}{\left(\frac{4(1-\mu_k^2)}{E_k} + \frac{4(1-\mu_a^2)}{E_a} \right)^2 r^2} \right]^{1/3}. \quad (4)$$

Normal pressure force hydroabrasive stream with a single water borne abrasive particle can be estimated by impulse law

$$F_n = \rho v^2 f \sin \alpha. \quad (5)$$

If wear rate of coarse-grained composites is estimated by the rate of brittle fracture of carbide phase, we can assume with a certain approximation that the wear rate is

$$W_k \sim \sigma_n / \sigma_l$$

and the non-dimensional characteristic of wear rate will be

$$W_k^* = \sigma_n / (E_k a_k f_c / d)^{1/2}. \quad (6)$$

If wear rate of fine-grained composites is estimated by the intercarbide plastic deformation propagation rate through the carbide phase and by the number of impacts necessary for breaking out a carbide grain from binder, the wear rate will be

$$W_M \sim \sigma_n / \tau_s n_0.$$

According to the theory of Ansell-Lenel, τ_s is determined by formula [7]

$$\tau_s = (G_c b G_k / 2 \kappa x)^{1/2} + \tau_0$$

and assuming that $x = df_c / f_k$ [8] non-dimensional characteristic of wear rate of fine-grained composites is determined by formula

$$W_M^* = \sigma_n / [(G_c b G_k f_k / df_c)^{1/2} + \tau_0] n_0 \quad (7)$$

Discussion

In corroboration to the theoretically suggested criteria, experiments with coarse-grained (9...23 μm) and fine-grained (4...8 μm) Cr_3C_2 -Ni and TiC-steel composites in hydroabrasive stream were carried out [9].

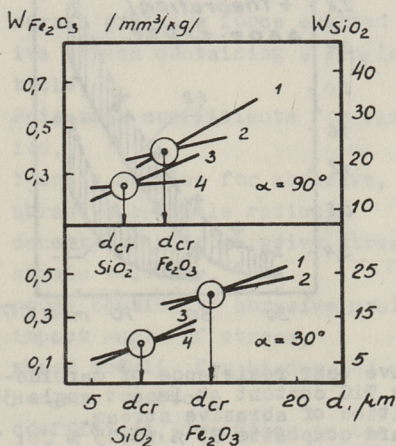


Fig. 1. Cr_3C_2 -Ni composite experimental wear regression lines depending on carbide grain size at impact angles 30° and 90° : 1 - 10 % Ni; 2 - 30 % Ni - abrasive iron scale; 3 - 10 % Ni; 4 - 30 % Ni - abrasive quartz sand

The value of critical size of carbide grain was determined graphically according to the inversion of regression lines of experimental dependences $W = f(d)$ of composites Cr_3C_2 - 10 % Ni and Cr_3C_2 - 30 % Ni. It can be seen in Fig. 1 that with an increase of impact angle of stream the values of d_{cr} will decrease according to re-

relationship (3...5). In hydroabrasive testing with iron scale d_{cr} is about 2 times higher, but wear rates 35 to 50 times lower than with quartz sand. The reason lies in the difference of elastic properties of the abrasive (Young's modulus) [10].

Plotted in Fig. 2 are relative wear resistance data for quenched and non-quenched TiC-steel composites versus titanium carbide content

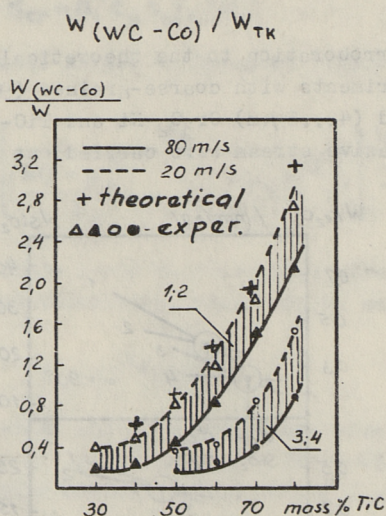


Fig. 2. Relative wear resistance of carbide-steel composites versus TiC content at impact angle 30° for different velocities of abrasive stream. Standard composite 85 % WC+15 % Co: 1,2 - quenched composites; 3,4 - non-quenched composites

With abrasive stream velocity decreasing from 80 to 20 m/s the relative wear resistance of TiC composites increases 2 times due to brittle fracture of coarse TiC grains at 80 m/s velocity. A quenched TiC composite with maximum strength (60 % mass TiC) has a relative wear resistance about 1 at 20 m/s. This shows that the TiC-steel alloy can successfully compete with WC-Co composites.

Nomenclature

- E_k - Young's modulus for carbide phase,
 γ - surface energy of carbide,
 p - specific work of plastic deformation at crack propagation in carbide phase,
 l - length of crack,
 d - mean size of carbide grain,
 a_k - impact strength of composite per 1 volume per cent of binder,
 $a_1 = 0,8(d/l)^{1/2}$ - characteristic of carbide phase,
 f_c - volume content of binder in composite, %,
 σ_n - maximum normal stress in carbide phase during contact with abrasive,
 F_n - normal pressure force exerted by hydroabrasive stream containing a single abrasive particle,
 μ_k, μ_a - Poisson's coefficients for carbide and abrasive,
 E_a - Young's modulus for abrasive,
 r - abrasive particle radius,
 ρ - density of hydroabrasive stream,
 v - stream velocity,
 f - cross section of abrasive grain,
 α - impact angle of stream,
 G_c, G_k - shear moduli for binder and carbide phase,
 b - Burgers' vector,
 κ - coefficient, depending on the type of dislocation,
 x - free intercarbide distance,
 τ_0 - tangential yield stress for binder without carbide strengthening,
 τ_s - tangential yield stress of composites, strengthened with carbide phase,
 n_0 - number of impacts necessary to break out a carbide grain from binder,
 f_k - volume content of carbide phase, %,
 $W(WC-Co)$ - wear rate of 85 % WC+15 % Co composite,
 W_{TK} - wear rate of TiC-steel composite

References

1. Крагельский И.В. Трение и износ. М. : Машиностроение. 1968. 480 с.
2. Вальдма Л.Э. Гидроабразивный износ порошковых твердых сплавов // Трение и износ. 1984. Т. V. № 5. С. 859-864.
3. Griffith A.A. Phenomena of rupture and flow of solids// Phil. Trans. Roy. Soc. - London, 1920. - A. 221. P. 163-198.
4. Orowan E. The mechanical strength properties and real structure of crystals// Proc. Intern. Conf. Phys. Vol. 2. London, 1934. P. 81-87.
5. Креймер Г.С. Прочность твердых сплавов. М.: Metallurgia 1971. 247 с.
6. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 271 с.
7. Ansell G.S., Lenel F.V. Criteria for yielding of dispersion-strengthened alloys// Acta met. 1960. 8. No. 9. P. 612-616.
8. Schatt W. Pulvermetallurgie Sinter- und Verbundwerkstoffe. Leipzig: VEB, Deutscher Verl. für Grundstoffindustrie, 1977. 572 S.
9. Вальдма Л.Э. и др. О методике исследования материалов гидроабразивной струей // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. 1975. № 381. С. 33-38.
10. Физико-химические свойства окислов. / Под ред. Г.В. Самсонова. М.: Metallurgia, 1969. 455 с.

L. Valdma, J. Kübarsepp, P. Kallas,
H. Annuka

Wearing Model of Cemented Carbide Composites

Abstract

Wearing model, based on structural-stereological and strength investigations of hard alloys in the conditions of hydroabrasive wear is presented. The model has been developed according to Hertzian theory of elastic contact, Griffith-Orowan theory of brittle toughness fracture and Ansell-Lenel dislocation model of dispersion-strengthened alloys. The model was used for working out chromium carbide alloys and carbide steels.

L. Valdma, J. Kübarsepp, P. Kallas,
H. Annuka

Tsementeeritud karbiidkomposiitide kulumise mudel

Kokkuvõte

Artiklis tuuakse kulumismudel, mis põhineb pulberkõvasulamite struktuurilis-stereoloogilistel ja tugevuslikel purunemismehaanika uuringutel hüdroadrasiivkulumise tingimustes. Mudeli väljatöötamisel on kasutatud Herzi elastse kontakti ja Griffith-Orowani habras-sitke purunemise teooriat ning Ansell-Leneli dispersselt tugevdatud sulamite sitke voolamise dislokatsioonimudelit. Mudelit on kasutatud pulbriliste karbiidkroomsete kõvasulamite ja karbiidteraste väljatöötamisel.

THE PRINCIPLES OF THE CHOICE OF POWDER COATINGS
FOR ABRASIVE EROSION WEAR CONDITIONS

Introduction

The gas-thermal spraying methods are of great significance among other methods used for improving the wear resistance of machine parts with the help of hard facings.

The investigations in the field of wear resistant powder coatings are mainly concentrated on the coatings in the conditions of friction wear. To estimate the abrasive erosion resistance of powder coatings on the ground of friction wear resistance is not possible.

Therefore, the aim of the present investigation was (1) to study the wear resistance of powder coatings under gas- and hydro-abrasive wear conditions and (2) to give recommendations for the choice of powder coatings subjected to abrasive erosion wear.

The investigations in the field of powder coatings concentrating on the gas-thermal methods (gas-flame, plasma and detonation spraying, ion-plasma depositing) are directed for increasing the wear resistance of rapidly wearing components of machines and mechanisms such as the impact elements of disintegrator mills and other grinding equipment; for strengthening the parts and knots of agricultural, trench-cutting and other machines.

Abrasive Erosion Wear Resistance of Coatings

Wear resistance of the following powder coatings was studied:

- a) sprayed coatings from metallic powders, oxides,

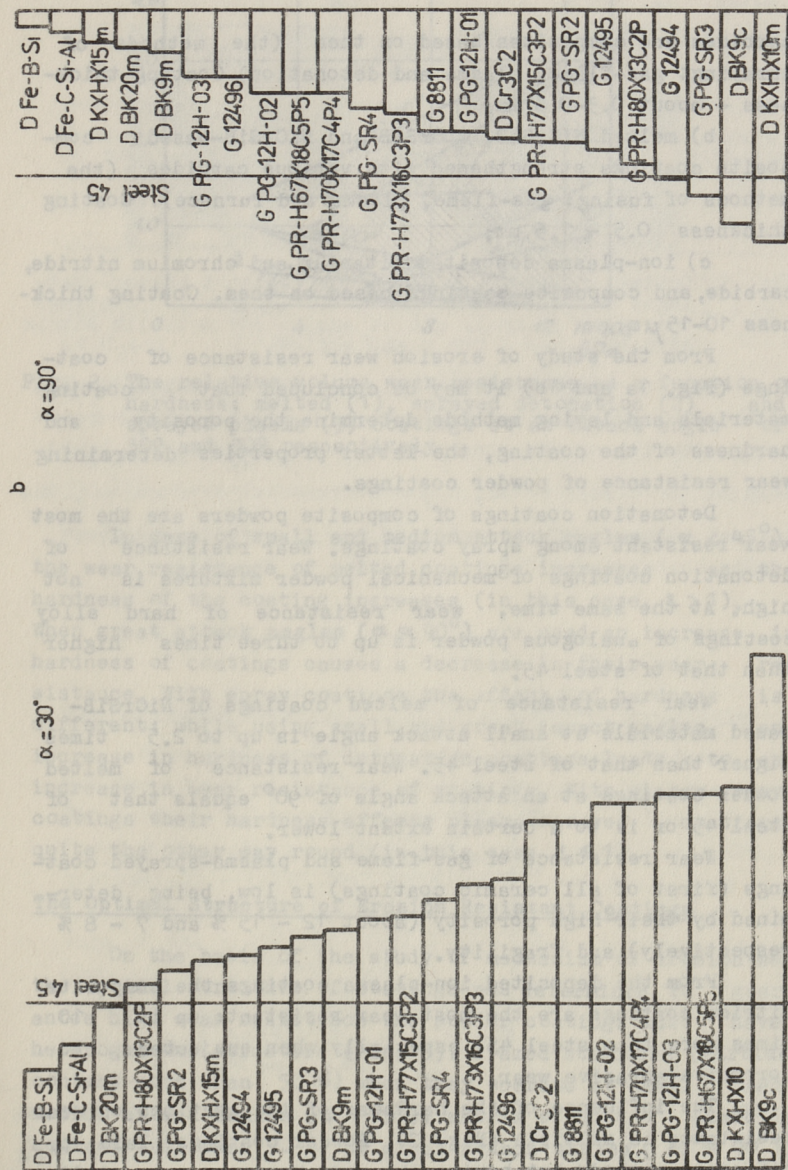


Fig. 1. The relative volume wear resistance of powder coatings at an attack angle of 30° (a) and 90° (b). ($v = 80$ m/s)

carbides and composites based on them (the methods of spraying: gas-flame, plasma and detonation). Coating thickness - about 0.3-0.6 mm;

b) melted NiCrSiB, CoCrSiB and NiCrSiB-based composite coatings strengthened with various carbides (the methods of fusing: gas-flame, plasma and furnace). Coating thickness 0.5 - 1.5 mm;

c) ion-plasma deposited titanium and chromium nitride, carbide, and composite coatings based on them. Coating thickness 10-15 μm .

From the study of erosion wear resistance of coatings (Fig. 1a and 1b) it may be concluded that coating materials and laying methods determine the porosity and hardness of the coating, the latter properties determining wear resistance of powder coatings.

Detonation coatings of composite powders are the most wear resistant among spray coatings. Wear resistance of detonation coatings of mechanical powder mixtures is not high. At the same time, wear resistance of hard alloy coatings of analogous powder is up to three times higher than that of steel 45.

Wear resistance of melted coatings of NiCrSiB-based materials at small attack angle is up to 2.5 times higher than that of steel 45. Wear resistance of melted powder coatings at an attack angle of 90° equals that of steel 45 or is to a certain extent lower.

Wear resistance of gas-flame and plasma-sprayed coatings (first of all ceramic coatings) is low, being determined by their high porosity (about 12 - 15 % and 7 - 8 % respectively) and fragility.

From the deposited ion-plasma coatings the composite nitride coatings are the most wear resistant: up to 10 times more than steel 45, especially when subjected to corrosive-abrasive wear.

The influence of the hardness of the coatings on wear resistance is multiple (Fig. 2). Powder coatings laid by different methods but having the same hardness may differ in wear resistance under analogous wear conditions by one order.

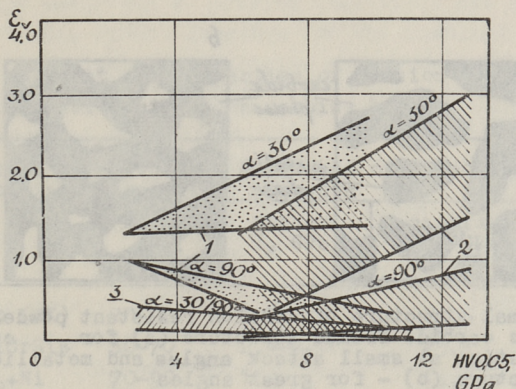


Fig. 2. The relative volume wear resistance as a function of hardness: melted (1), sprayed detonation (2) and sprayed plasma (3) coatings at an attack angle of 30° and 90° respectively

In case of small and medium attack angles ($\alpha < 45^\circ$) the wear resistance of melted coatings increases as the hardness of the coating increases (in this case, $\epsilon > 1$). When great attack angles ($\alpha \approx 90^\circ$) are used an increase in hardness of coatings causes a decrease in their wear resistance. With spray coatings the effect of hardness is different: while using small and great impact angles, an increase in hardness of detonation coatings leads to an increase in wear resistance of coatings. With plasma-sprayed coatings their hardness affects plasma-sprayed coatings quite the other way round (in this case $\epsilon \leq 1$).

The Optimal Structure of Erosion Resistant Coatings

On the basis of the study of mechanism of erosion wear the optimal structure of coatings was determined. To guarantee high wear resistance the powder coatings must have heterogeneous structure (Fig. 3); framed structure (carbide content more than 50 %) when they operate at small and medium attack angles ($\alpha < 45^\circ$); matrix structure (carbide content less than 50 %) at great attack angles ($\alpha \approx 90^\circ$).

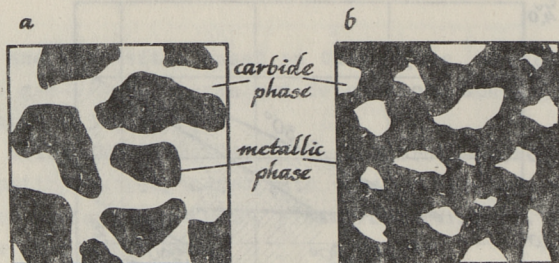


Fig. 3. Optimal structure of erosion resistant powder coatings: carbide framed structure (a) for coatings operating at small attack angles and metallic matrix structure (b) - for great angles

Erosion resistant coatings must have an optimal set of "hardness-plasticity" properties, i.e. the optimal hardness criterion of the structure $K_{HS} = H_B/H_{HP}$ (H_B - hardness of the binder metal, H_{HP} - hardness of hard phase). The optimal meanings of the value of K_{HS} of erosion resistant powder coatings are 0.2 - 0.6 (Table 1, Fig. 4).

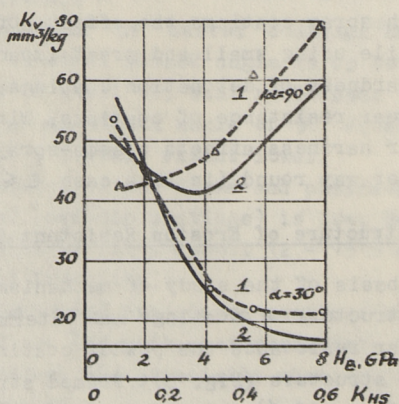


Fig. 4. The volume wear intensity as a function of the hardness of metallic phase (H_B) and the hardness criterion of the structure K_{HS} of melted NiCrSiB-based composite coatings: 1 - experimental, 2 - calculated [2,3]

Table 1

Content and properties of erosion resistant powder coatings on carbide base

Material of coatings	Carbide content V_k %	Hardness of composite elements		Hardness criterion of the structure K_{HS}
		binder H_B GPa	carbide H_{HP} GPa	
WC-Co (WK)	70-92	1.2	24.6	0.05
WK+NiCrSiB	30-70	2.4-8.7	13.1	0.18-0.66
Cr_3C_2+Ni	70-90	1.2	13.5	0.09
Cr_3C_2+NiCr	70-90	6.0	13.5	0.44
$Cr_3C_2+NiCrSiB$	30-70	2.4-8.7	13.5	0.18-0.64
TiC+NiCrSiB	30-70	2.4-8.7	17	0.14-0.51

The Influence of Abrasive Hardness to Wear Resistance

Some experimental investigations were made to find out the effect of the abrasive hardness on wear resistance. The hardness of abrasives was from 1.5 to 20 GPa (limestone - 1.2-1.9 GPa, glass - 5.5-6 GPa, ferric oxide - 6-8 GPa, quartz-sand - 11-12 GPa, corundum - 19-20 GPa). Some results are given in table 2. It shows that the direct fracture of the basic body can be estimated by the abrasive hardness criterion $K_{HA} = H_M/H_A$ (H_M - hardness of the material, H_A - hardness of the abrasive). High abrasive erosion wear resistance of powder coatings is guaranteed if $K_{HA} > 1$ and it can be estimated by S-curves (Fig. 5).

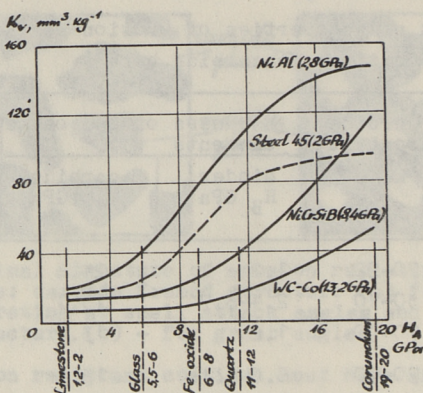


Fig. 5. The volume wear intensity of coatings as a function of the abrasive hardness: plasma-sprayed NiAl (1), steel (2), melted NiCrSiB (3) and detonation WC-Co (4) coatings ($v = 80$ m/s, $\alpha = 30^\circ$)

Tabel 2

Relative gas-abrasive wear resistance of powder coatings ($v = 80$ m/s, $\alpha = 90^\circ$)

Type and material of coating	Gas-abrasive wear (quartz / glass) sand
Detonation sprayed	
WC-Co (WK9)	3.1/7.2
Cr ₃ C ₂ -Ni	1.7-2.7/ -
Cr ₃ C ₂ -NiCr	1.2-1.7/ -
Gas-flame melted	
NiCrSiB	1.1-2.2/2.0-5.1
WK+NiCrSiB	4.6-7.2/10.4-18.1
Cr ₃ C ₂ +NiCrSiB	- / 3.3-4.0
TiC+NiCrSiB	- / 2.3-2.7

The Principles for the Choice of Coatings

On the basis of theoretical and experimental studies of erosion wear resistance, laws and mechanism of erosive wear the following main principles for the choice of powder

coatings subjected to erosion conditions are suggested:

1. The direct fracture of the coatings can be estimated by the abrasive hardness criterion K_{HA} . A high abrasive erosion wear resistance of powder coatings is guaranteed if $K_{HA} > 1$.

2. For the orientation choice of powder coatings hardness of coatings can be used: under slide wear conditions melted and high speed sprayed powder coatings with a high level of hardness (with high resistance to plastic deformation) are recommended; under straight impact conditions melted powder coatings with a low level of hardness (with high fatigue resistance) are recommended.

3. To guarantee high abrasive erosion wear resistance the powder coatings must have heterogenous composite structure:

a) framed structure (carbide content more than 50 %) with hardness criterion $K_{HS} = 0.4-0.6$ when they operate at small and medium attack angles ($\alpha < 45^\circ$);

b) matrix structure (carbide content less than 50 %) with mean values $K_{HS} = 0.2-0.3$ at great attack angles ($\alpha \approx 90^\circ$).

4. To estimate the abrasive erosion resistance of powder coatings exactly without carrying out special experiments under the same conditions as in reality is not possible.

R e f e r e n c e s

1. Kulu P. (1989) The abrasive erosion wear resistance of powder coatings // Tribologia, Finnish Journal of Tribology, Vol. 8, No. 4. P. 12-26.
2. Kulu P. (1989) Prognostication of the wear resistance of powder materials and coatings in abrasive erosion // Trenije i iznos, Vol. 9. No. 5. P. 919-925 (in Russian).
3. Kulu P., Halling Y. (1989) Calculation of wear of heterogeneity powder materials and coatings // Trudy Tallinskogo Tehnicheskogo Universiteta. N 690. P. 46-52 (in Russian).

The Principles of the Choice of Powder Coatings
for Abrasive Erosion Wear

Abstract

On the basis of theoretical and experimental studies of erosion wear of powder coatings the hardness criteria of the structure and abrasive for estimating the wear resistance of coatings are offered.

The main principles for the choice of powder coatings subjected to erosion wear conditions are suggested.

P. Kulu

Pulberpinnete valiku põhimõtted tööks
abrasiiverosioonkulumise tingimustes

Kokkuvõte

Võttes aluseks pulberpinnete kulumiskindluse eksperimentaaluuringute ja teoreetiliste arvutuste tulemused, on välja töötatud pulberpinnete kulumiskindluse hindamise kriteeriumid: pinnete struktuuri ja abrasiivi kõvaduskriteeriumid. On toodud pulberpinnete valiku peamised põhimõtted tööks abrasiiverosioonkulumise tingimustes, lähtudes pinnete struktuurist, pinnete ja nende komponentide ning toodeldava materjali kõvadusest.

С о д е р ж а н и е

I.	И.Р. Клейс, Т.М. Реми. Экспериментальное исследование геометрии ударных лунок различных инденторов.....	3
2.	А.Я. Палласе. Прогнозирование эрозионного износа эластомеров ...	8
3.	Р.Р. Эллермаа. Пакет прикладных программ "EROSION"	17
4.	Т.А. Паппель. Кинематика абразивных частиц в испытательной установке ЦУИ-Д.....	25
5.	Р.Р. Мяги, Ю.А. Тадольдер. Моделирование изнашивания ротора ЦКМ.....	30
6.	Р.Р. Мяги, Ю.А. Тадольдер. Определение распределения линейного износа по лопасти ротора ЦКМ	42
7.	М.Э. Аютс. О выборе критериев сравнения опор и направляющих приборов..	50
8.	М.И. Тамре. Об оптимизации прецизионных радиально-упорных опор скольжения.....	60
9.	П.Х. Пыдра. Трение миниатюрных полимерных направляющих при динамических режимах.....	74
10.	Х.П. Мельдре. Капиллярные явления при смазывании миниатюрных цилиндрических направляющих скольжения маслами.....	83
II.	Л.Э. Вальдма, П.К. Каллас. Износ головки резца для горных машин.....	92
12.	L. Valdma, J. Kõbarsepp, P. Kallas, H. Annuka. Wearing model of cemented carbide composites...	99
13.	P. Kulu. The principles of the choice of powder coatings for abrasive erosion wear conditions.....	106

Eesti TA Raamatukogu
Tallinn

ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ XVI

УДК 539.375.6

Экспериментальное исследование геометрии ударных лунок различных инденторов. Клейс И.Р., Реми Т.М. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 3-7.

Рассматривается проблема определения удельной энергии лункообразования конусных, пирамидальных и сферических инденторов. В ходе исследований выяснилось, что конические и пирамидальные инденторы имеют при вершине действительный радиус скругления $R = 0,12$ мм. Это позволяет точнее определить действительный объем лунки и удельную энергию лункообразования. В таблице приведены значения удельной энергии 12 различных металлов.

Таблиц - 1, рисунков - 1, библиографических наименований - 4.

УДК 620.178.165.001.57

Прогнозирование эрозионного износа эластомеров. Палласе А.Я. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 8-16.

Испытание эластомеров на эрозионный износ, особенно при низких скоростях удара, стлится большой трудоемкостью. Поэтому желательно иметь теоретические основы расчетного прогнозирования износа. Анализ существующих теорий показал, что практическое применение имеет теория С.Б. Ратнера и Е.Е. Стыллера, основанная на усталостной

концепции. Для расчетов износа при нехватке данных успешно применен симплекс-метод.

Рисунков - 5, библиографических наименований - 11.

УДК 620.193.13

Пакет прикладных программ "EROSION"

Эллермаа Р.Р. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 17-24.

В статье дано описание новой эрозионной модели для прогнозирования газоабразивного изнашивания металлов. На основе данной модели разработан пакет прикладных программ "EROSION". Приведена характеристика данного пакета и его возможностей.

Таблиц - 2, рисунков - 2, библиографических наименований - 2.

УДК 620.178.167

Кинематика абразивных частиц в испытательной установке ЦК-Д. Паппель Т.А. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 25-29.

В статье рассматривается движение измельчаемых в установке частиц с целью исследования процессов измельчения материалов при ударе. Приводится руководство для наладки установки.

Рисунков - 4, библиографических наименований - 1.

УДК 620.178.16

Моделирование изнашивания ЦКМ. Мяги Р.Р., Тадольдер Ю.А. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 30-41.

Разработана лабораторная установка для моделирования процесса изнашивания ротора центробежной и компрессорной машины (ЦКМ). Приводится техническая характеристика установки и представлены результаты испытаний при разных

материалах лопастей ротора и режимах изнашивания.

Таблиц - 4, рисунков - 2, библиографических наименований - 5.

УДК 620.178.16

Определение распределения линейного износа по лопасти ротора ЦКМ. Мяги Р.Р., Тадольдер Ю.А. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 42-49.

Разработана методика и оригинальное устройство для измерения линейного износа криволинейных и плоских образцов. Погрешность измерения в пределах $\pm 1,2$ мкм.

Приводятся результаты измерения линейного износа лопастей ротора центробежной компрессорной машины (ЦКМ).

Таблиц - 2, рисунков - 3, библиографических наименований - 6.

УДК 621.822.5

О выборе критериев сравнения опор и направляющих приборов. Аяотс М.Э. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 50-59.

В статье предложен новый методический подход для сравнения триботехнических свойств и выбора технических решений в стадии проектирования опор и направляющих приборов. Каждый конструктивный вариант рассматриваемой опорной системы предлагается замещать эквивалентной опорой, состоящей из двух цилиндрических втулок, двух плоских подпятников, цилиндрической цапфы и имеющей одинаковый момент трения с замещаемой системой. Рассчитанные по измеренным значениям момента трения приведенные коэффициенты трения эквивалентной опоры позволяют проводить экспресс-оценку триботехнических свойств разнотипных опор и направляющих, сравнивать эффективность предложенных технических решений и выбирать оптимальные варианты конструкции. Приводятся примеры практического замещения опор поворотного механизма лазерного проигрывателя эквивалентной системы.

Таблиц - 1, рисунков - 5, библиографических наименований - 2.

Об оптимизации прецизионных радиально-упорных опор скольжения. Тамре М.И. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 60-73.

Исходя из специфики совместно работающих консольно нагруженных приборных радиально-упорных опор показано влияние параметров оптимизации на работу опор. Приведены аналитические соотношения для определения контактных нагрузок и контактных поверхностей между цапфой и подшипником, представлены экспериментальные результаты, которые подтверждают полученные аналитические зависимости. На основе решений контактной задачи показаны пути для выбора оптимальной макрогеометрии пары трения. Теоретические рассуждения нашли практическое подтверждение в новой конструкции радиально-упорной опоры, где на цилиндрической поверхности цапфы выполнены два торового кольцевого выступа.

Таблиц - I, рисунков - 6, библиографических наименований - I7.

Трение миниатюрных полимерных направляющих при динамических режимах. Пыдра П. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 74-82.

В статье приводятся результаты испытаний на сухое трение пяти полимерных антифрикционных материалов по методу выбега при режимах прямолинейного движения. Схема экспериментов: подвижная полимерная втулка на неподвижном стальном стержне. Скорости скольжения до 0,9 м/с и ускорения от -10 до 5 м/с².

Установлено, что значение коэффициента трения рассеивается по всему диапазону скоростей до +/- 30 %,

наивысшую стабильность коэффициента трения из испытанных материалов имеет полиамид П-610,

наименьшее трение у ПТФЕ, наибольшее у полиамида П-6,

на кривой: контурное давление - коэффициент трения полиамида П-610 имеет максимум в диапазоне давлений 0.6 - 0.9 МПа.

Исследовано влияние шероховатости поверхности металла на коэффициент трения металлополимерной пары.

Рисунков - 5, библиографических наименований - 16.

УДК 621.836.2

Капиллярные явления при смазывании миниатюрных цилиндрических направляющих скольжения маслами.

Мельдре Х.П. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 83-91.

Приводится теоретический анализ аномального увеличения коэффициента трения покоя до 1,4 в миниатюрных цилиндрических направляющих скольжения в зависимости от дозы смазочного масла на стержне направляющих. Показано, что причиной аномального увеличения трения покоя при нагрузках ниже 0,10 Н является увеличение (до четырех раз) нормальной нагрузки за счет отрицательного капиллярного давления масла в зазорах направляющих.

Таблиц - 1, рисунков - 3, библиографических наименований - 6.

УДК 620.193.13:622.232.72

Износ головки резца для горных машин. Вальдма Л.Э., Каллас П.К. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 92-98.

Исследована износостойкость головки резца для горных машин в моделированных условиях в зависимости от ее формы. Коническая форма головки резца является оптимальной при условии, что вставка и головка резца изнашиваются равномерно. В качестве материала вставки предложены карбидостали.

Таблиц - 1, рисунков - 2, библиографических наименований - 7.

Модель износа цементированных карбидных композитов.
Вальдма Л.Э., Кюбарсепп Я.П., Каллас П.К.,
Аннука Х.И. - Труды Таллиннского технического
университета. 1991, № 728, с. 99-105.

В работе приводится модель износа, основанная на структурно-стереологических и прочностных исследованиях механики разрушения порошковых твердых сплавов в условиях гидроабразивного изнашивания. При разработке модели использованы теория упругого контакта Герца, хрупковязкого разрушения Гриффитса-Орована и дислокационной модели вязкого течения дисперсионно-упрочненных сплавов Анселла-Ленеля. Модель была использована при разработке карбидохромовых сплавов и карбидосталей.

Рисунков - 2, библиографических наименований - 10.

Принципы выбора порошковых покрытий для работы в условиях абразивной эрозии. Кулу П.А. - Труды Таллиннского технического университета. 1991, № 728, с. 106-114.

Исходя из экспериментальных исследований износостойкости и теоретических расчетов предложены основные критерии твердости структуры и абразива для оценки износостойкости порошковых покрытий. Даны основные принципы выбора порошковых покрытий для работы в условиях абразивной эрозии исходя из структуры, твердости покрытий и структурных составляющих, а также из твердости обрабатываемого материала.

Таблиц - 2, рисунков - 5, библиографических наименований - 3.

3.-

~~Py6. 8.70~~

EESTI AKADEEMILINE RAAMATUKOGU



1 0200 00151476 3