

340

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 340

Сборник статей по

МАШИНОСТРОЕНИЮ

IX

ТАЛЛИН 1972

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 340

1972

УДК 621.9

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО
МАШИНОСТРОЕНИЮ

IX

Таллин 1972

С о д е р ж а н и е

Стр.

1.	М.Э. Аяотс, Ю.М. Хандельсман. Роль температурного фактора в самосмазке миниатюрных пористых подшипников скольжения.	3
2.	Ю.И. Ванавески. Исследование движения стола круглошлифовального станка ЗБИ53 по направляющим станины на фазовой плоскости при помощи ЭВМ	13
3.	Ю.И. Ванавески, Р.А. Кюттнер. Нахождение функций аппроксимации механических характеристик	21
4.	Ю.И. Ванавески. Параметры системы движения стола круглошлифовального станка ЗБИ53.	27
5.	В.М. Израилев, Р.А. Лаанеотс, Б.Я. Саар. Влияние систематической погрешности преобразования на точность и результаты поверки контрольно-сортровочного автомата.	37
6.	Р.А. Лаанеотс. Прибор для измерения толщины пленки.	43
7.	Э.И. Раннат, А.И. Ингерма. О влиянии деформационного старения на изменение предела усталости предварительно растянутых образцов при испытании по асимметричному циклу нагружения растяжения-сжатия	53
8.	Э.М. Хендре. Кинематика исходных механизмов перидического поворота с неполнозубыми коническими колесами.	61



УДК 621.822.5

М.Э. Аяотс, Ю.М. Хандельсман

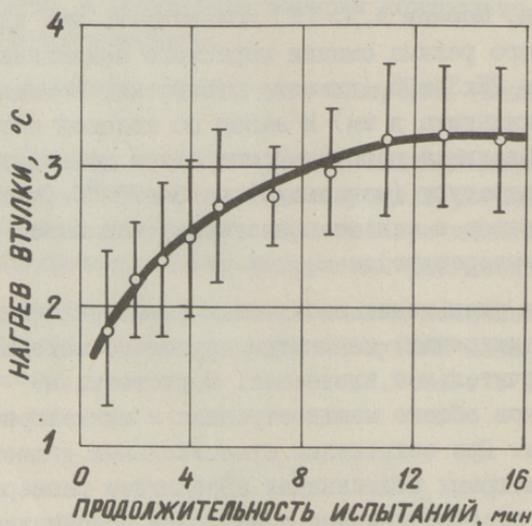
РОЛЬ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА В САМОСМАЗЫВАНИИ МИНИАТЮРНЫХ ПОРИСТЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Для пористых, пропитанных маслом, подшипников скольжения общего машиностроения эффект самосмазываемости объясняется различным тепловым объемным расширением масла и металлической основы пористого материала. Капиллярная подача масла в зазор крупногабаритного подшипника при его работе, очевидно, играет второстепенную роль. Считая температурный фактор решающим, Мошков А.Д. [1] доказывает, что для реализации жидкостного режима смазки пористого подшипника, имеющего типоразмер 25x34x25 (диаметр отверстия, внешний диаметр, длина подшипника в мм) и зазор по ходовой посадке 3-го класса H_3 , необходимая рабочая температура должна превышать окружающую температуру (начальную) на 34–70 °С (чем больше диаметральный зазор и меньше пористость, тем выше должна быть рабочая температура).

При резком уменьшении габаритных размеров подшипников (миниатюрные подшипники) параметры пористого материала претерпевают незначительное изменение. Пористость и размеры пор у подшипников общего машиностроения и миниатюрных примерно одинаковы. При сохранении относительных диаметральных зазоров в миниатюрных подшипниках абсолютные размеры зазоров становятся несопоставимыми с зазорами подшипников больших габаритных размеров. Отмеченные особенности могут отразиться на эффекте самосмазываемости пористых миниатюрных подшипников скольжения. Данное исследование предпринято с целью проверки роли температурного фактора в реализации самосмазываемости миниатюрных опор с пористыми подшипниками.

Известно, что рабочий нагрев миниатюрных пористых подшипников, как правило, значительно меньше, чем нагрев крупногабаритных подшипников. В опытах В.Шанца [2] рабочая температура пористых подшипников с внутренним диаметром 6 мм лишь на 10°C выше их начальной температуры. В условиях граничной смазки в пористых подшипниках колесной передачи приборов времени и аналогичных им, где цапфа поворачивается на малый угол с длительными периодическими остановками, температура подшипников практически не отличается от начальной. Эффект самосмазываемости реализуется за счет капиллярной подачи масла в зазор [3].

В наших исследованиях, при испытаниях пористых миниатюрных подшипников в диапазоне скоростей 1000–5000 об/мин, рабочий нагрев подшипников колебался от 1,5 до 15°C . На величину нагрева оказывали влияние нагрузка, материал подшипника, его конструкция и другие факторы. Характер изменения нагрева подшипника от времени работы показан на фиг. 1.



Фиг. 1. Нагрев подшипников из пористой бронзы. Условия: скорость 4000 об/мин; нагрузка 0,242 МПа, размеры втулки: $d = 2$ мм, $D = 6$ мм, $l = 4$ мм; диаметральный зазор $\Delta = 30$ мкм; масло НИИЧП-МН-60у (ТУ18-РСФСР); материал втулки: 80% Cu, 10% Sn, пористость 20–21%; материал вала: У12А; шероховатость вала, ∇ II.

Испытывалась партия (9 шт.) бронзовых подшипников с внутренним диаметром 2 мм. Внутреннее отверстие калибровалось методом, описанным в работе [4], подшипники запрессовывались в дюралюминиевую обойму диаметром 25 мм и высотой 4 мм. Температура нагрева определялась на наружной поверхности подшипника с помощью термпары. Как видно из фиг. 1 разброс температуры нагрева подшипников редко превышал 1 °С.

Зная рабочий нагрев миниатюрных пористых подшипников, можно оценить роль температурного фактора в заполнении зазора между цапфой и внутренним отверстием миниатюрного подшипника. Для этого воспользуемся формулой А.Д.Молшкова, позволяющей определить толщину масляного слоя h_t на рабочей поверхности подшипника [1]:

$$h_t = \Pi C (\beta_m - \beta_{ж})(t_1 - t_0) K_1, \quad (1)$$

где Π — относительная пористость материала втулки, %,
 C — коэффициент, зависящий от размеров, конструкции и крепления втулки,
 $\beta_m, \beta_{ж}$ — коэффициенты теплового объемного расширения масла металлической основы пористого материала,
 K_1 — коэффициент, учитывающий наличие в пористом материале закрытых пор,
 t_0, t_1 — начальная и конечная температуры подшипниковой втулки.

Количество масла, вытекающее при нагреве в зазор подшипника, удобно оценивать коэффициентом наполнения зазора маслом m :

$$m = \frac{V_m}{V_3} 100\%, \quad (2)$$

где V_m — объем масла в зазоре,
 V_3 — объем зазора подшипника.

Перед определением коэффициента m вычислим коэффициенты C (формула 1) для наиболее распространенных типоразмеров миниатюрных пористых подшипников. Если поровые каналы открыты на всех поверхностях подшипника, коэффициент C вычисляется по формуле:

$$C = \frac{(D-d)l}{200[(D-d)+2l]}, \quad (3)$$

а если поры открыты только на рабочей поверхности подшипника, то

$$C = \frac{D^2 - d^2}{400d}, \quad (4)$$

где D, d - наружный и внутренний диаметры подшипника,
 l - длина подшипника.

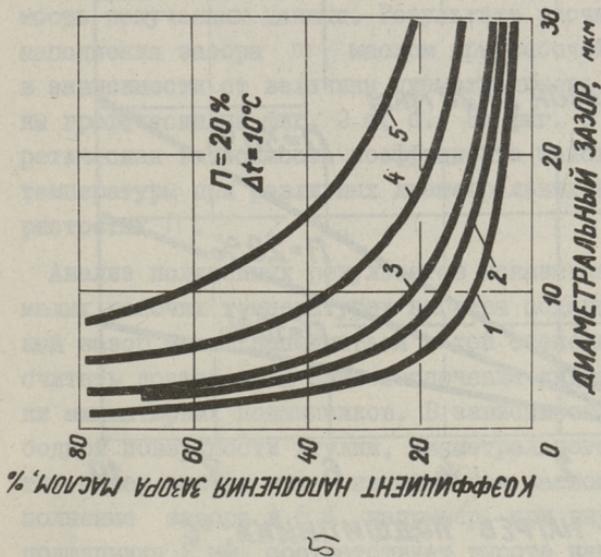
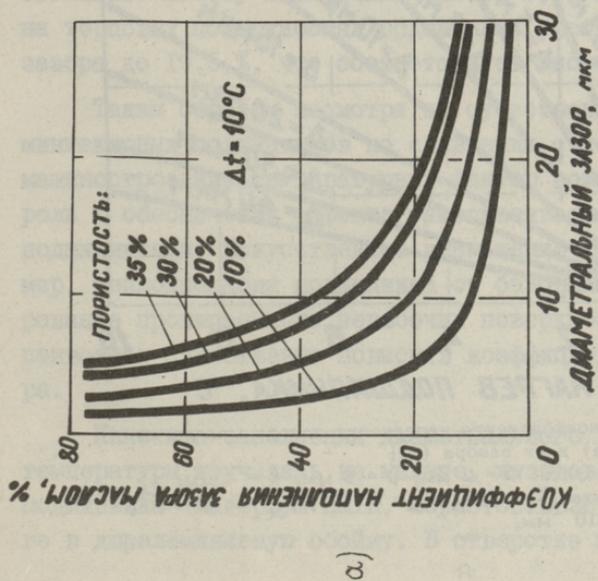
Для случая, когда поры закрыты лишь на наружной поверхности подшипника, коэффициент C вычисляется по формуле, приведенной в работе [1].

Результаты вычисления коэффициента конструкции C сведены в таблицу I, из которой следует, что толщину масляного слоя в подшипнике (при прочих равных условиях) можно изменять в широких пределах за счет конструктивных факторов (непроницаемость нерабочих поверхностей, габаритные размеры подшипника).

Т а б л и ц а I

Значения коэффициента конструкции C для некоторых размеров миниатюрных подшипниковых втулок

d мм	D мм	l мм	Коэффициент $C, 10^{-2}$ мм		
			поры открыты лишь на внут- ренней по- верхности	поры открыты на торцовых и внутренней поверхностях втулки	поры открыты на всех по- верхностях втулки
1	2	3	4	5	6
2	6	4	4,000	1,333	0,666
2	5	4	2,625	1,135	0,545
2	4	4	1,500	0,857	0,400
2	3	4	0,624	0,476	0,222
2	3	2	0,624	0,384	0,200
2	6	2	4,000	0,800	0,500
I	6	4	8,750	1,627	0,769
I	5	4	6,000	1,500	0,666
I	4	4	3,750	1,304	0,545
I	3	4	2,000	1,000	0,400
I	3	2	2,000	0,666	0,333
I	2,5	4	1,312	0,837	0,237
0,5	2,5	2	3,000	0,750	0,333

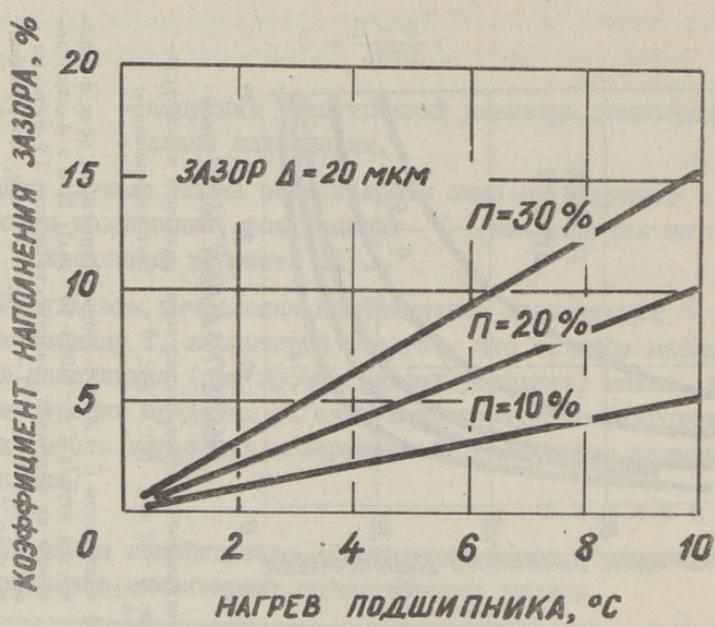


Фиг. 2. Коэффициент наполнения зазора маслом в зависимости от диаметрального зазора, пористости, размеров и конструкции втулки при нагреве подшипника на 10°C (размеры втулки: $d = 2$ мм, $D = 6$ мм, $\ell = 4$ мм; коэффициенты теплового объемного расширения: $\beta_{\text{ж}} = 0,86 \cdot 10^{-4}$; $\beta_{\text{ст}} = 5 \cdot 10^{-4}$);

а) на наружной поверхности втулки прорыве каналы закрыты (коэффициент $S = 1,333 \cdot 10^{-4}$ мм);

б) пористость $\Pi = 20\%$; 1 - поры открыты на всех поверхностях втулки ($S = 0,666 \cdot 10^{-4}$ мм); 2, 3 и 4 - поры закрыты на наружной поверхности втулки (2-размеры втулки: $d_2 = 1$ мм, $D = 3$ мм, $\ell = 4$ мм, коэффициент $S = 1 \cdot 10^{-4}$ мм; 3-размеры втулки: $d = 2$ мм, $D = 6$ мм, $\ell = 4$ мм, коэффициент $S = 1,333 \cdot 10^{-4}$ мм; 4-коэффициенты $S = 1,333 \cdot 10^{-4}$ мм, $\beta_{\text{ж}} = 8,1 \cdot 10^{-4}$, $\beta_{\text{ст}} = 0,18 \cdot 10^{-4}$); 5-поры открыты лишь на внутренней поверхности втулки ($S = 4 \cdot 10^{-4}$ мм).

а)



б)



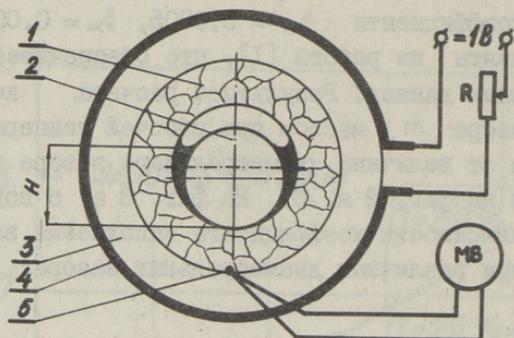
Фиг. 3. Зависимость коэффициента наполнения зазора маслом от пористости (а) и от зазора (б):
 размеры втулки: $d = 2 \text{ мм}$, $D = 6 \text{ мм}$, $l = 4 \text{ мм}$;
 коэффициенты: $K_1 = 0,84$; $\beta_{\text{ж}} = 5 \cdot 10^{-4}$; $\beta_{\text{м}} = 0,36 \cdot 10^{-4}$;
 $C = 1,333 \cdot 10^{-2} \text{ мм}$.

При определении величин h_t и m по формулам (I, 2), необходимые коэффициенты $\beta_m = 0,0005$, $\beta_{ж} = 0,000036$, $K_1 = 0,84$ были взяты из работы [I], что обеспечивает сравнимость полученных данных. Результаты расчета коэффициента заполнения зазора m маслом при рабочей температуре 10°C в зависимости от величины диаметального зазора представлены графически на фиг. 2 а, б. На фиг. 3 а, б показана теоретическая зависимость коэффициента заполнения зазора от температуры при различных диаметральных зазорах Δ и пористостях Π .

Анализ полученных результатов показывает, что даже при малых рабочих температурах нагрева подшипников диаметальный зазор может заполняться в той степени, которую можно считать достаточной для обеспечения жидкостного режима смазки миниатюрных подшипников. В зависимости от величины свободной поверхности втулки, диаметального зазора, пористости, объем зазора может наполняться маслом от 5 до 100 %. Наполнение зазора в 5 %, например, при внутреннем диаметре подшипника 2 мм, соответствует высоте наполнения $H = 0,5$ мм (см. фиг. 4) — достаточной для образования гидродинамического давления. Если даже рабочая температура не превышает $3,2^\circ\text{C}$ (фиг. I) и диаметальный зазор равен 10 мкм (обычная точность центрирования миниатюрных опор), то $m = 6,5$ % обеспечивает высоту наполнения зазора 0,52 мм. Закрытие пор на торцовых поверхностях подшипника увеличивает наполнение зазора до 19,5 %, что соответствует высоте наполнения 1,02 мм.

Таким образом несмотря на существенно меньший нагрев миниатюрных подшипников по сравнению с подшипниками общего машиностроения, температурный фактор может играть решающую роль в обеспечении эффекта самосмазываемости опор с такими подшипниками. Искусственное уменьшение теплоотдачи (например, теплоизоляция подшипника от базовых деталей) и регулирование проницаемости нерабочих поверхностей подшипника позволяет существенно повысить коэффициент заполнения зазора.

Кинетика заполнения диаметального зазора под влиянием температуры изучалась на макете, изготовленном из пористого подшипника (материал ПЖК, пористость 28 %), запрессованного в дюралюминиевую обойму. В отверстие подшипника вставле-



Фиг. 4. Схема определения высоты наполнения зазора маслом при искусственном нагреве подшипника:

- 1 - пористая втулка,
- 2 - вал,
- 3 - обойма,
- 4 - нагревательная обмотка,
- 5 - термопара.



Фиг. 5. Экспериментальная (1) и теоретическая (2) зависимости наполнения зазора маслом при нагреве подшипника (размеры втулки: $d = 2$ мм, $D = 6$ мм, $l = 5$ мм; пористость $\Pi = 28\%$; материал втулки: ПЖ1К; диаметральный зазор $\Delta = 25-50$ мкм).

на цапфа, торец которой не выходил за торцовую поверхность подшипника. На экране микроскопа БМИ было получено резкое изображение зазора. Обойму нагревали накальной обмоткой (фиг. 4), температура измерялась медь-константановой термомпарой. Подшипники пропитывались маслами велосит Л и НИИЧП-МН-60у (ТУ18-РСФСР). Диаметральный зазор выбирался в пределах 25-50 мкм, что при увеличении в 30-50 раз позволяло надежно фиксировать уровень масла в зазоре. Как и следовало ожидать, с повышением рабочей температуры подшипника наблюдался рост коэффициента наполнения зазора (фиг. 5). Однако при сохранении линейного характера зависимости $m = m(t)$ экспериментальная кривая была близка к теоретической только при малой температуре. При более высоких температурах зазор наполнялся маслом в большей степени, чем это определялось теоретически. Очевидно, расхождение экспериментальных и теоретических данных объясняется дополнительным действием капиллярного механизма подпитки [3], который также интенсифицируется при повышении температуры. Несмотря на отмеченное расхождение расчетных и экспериментальных данных, исследование кинетики наполнения зазора маслом также подтверждает важную роль влияния температуры на самосмазываемость пористых миниатюрных подшипников.

Л и т е р а т у р а

1. А.Д. Мошков. Пористые антифрикционные материалы. М., Изд-во "Машиностроение", 1968.
2. V. Š a n c. Příspěvek k použití malých samozasných bronzových ložisek. "Jemná mechanika a optika", 1968, č. 5.
(О применении миниатюрных самосмазывающихся бронзовых подшипников).
3. Ю.М. Хандельсман, Н.А. Романова. Капиллярный механизм подпитки миниатюрных опор скольжения. Сб. "Технология часового производства" (Труды НИИЧаспрома), вып. 3(6), М., 1971.
4. В.М. Валакина, Я.А. Глушкин, Н.К. Мнльникова. Опыт изготовления бронзографитовых подшипников высокого класса точности для малогабаритных элект-

рических машин. Сб. "Новое в электрометаллокерамике", вып. I,
М., Информэлектро, 1969.

M. Ajaots, J. Handelsman

Die Rolle des Wärmezustandes bei der
Selbstschmierung der Miniaturlager

Zusammenfassung

Im Artikel werden die Füllungsmöglichkeiten mit Öl eines Lagerspaltes bei Miniaturlagerungen theoretisch und experimentell untersucht. Der Koeffizient der Füllhöhe des Spaltes ist abhängig von der Temperatur, dem Lagerspiel, der Porosität und der Konstruktion der Buchse. Der Füllungskoeffizient steigt sogar bei geringer Temperaturerhöhung um mehr als 5%.

УДК 62I.924.5:53I.3

Ю.И. Ванавески

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СТОЛА КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО
 СТАНКА ЗБИ53 ПО НАПРАВЛЯЮЩИМ СТАНИНЫ НА ФАЗОВОЙ
 ПЛОСКОСТИ ПРИ ПОМОЩИ ЭВМ

Исследование системы с одной степенью свободы на фазовой плоскости часто выполняется по фазовым портретам полученными графическим построением Льенара ([1], [4],[6]).

Принимая во внимание нелинейную характеристику силы трения $P(\dot{x})$ движение стола круглошлифовального станка мод. ЗБИ53 от гидропривода по направляющим станины без нагрузки от сил резания может быть описано (как системы с одной степенью свободы) дифференциальным уравнением второго порядка

$$m\ddot{x} + P(\dot{x}) + h\dot{x} + jx = 0, \quad (I)$$

которое преобразуется к виду

$$\frac{dv}{dx} = -\omega^2 \frac{\int [P+hv] + x}{v}. \quad (2)$$

Для графического построения фазовых портретов методом Льенара при скорости движения стола $v = v_v$ в осях Δx , Δv по характеристике смещения

$$\Delta x = x_x - \frac{1}{j} [P_{(v_v+\Delta v)} + h(v_v + \Delta v)] \quad (3)$$

необходимо правильно выбрать масштабные коэффициенты C_x мм/м и C_v мм/м/сек (см. схему на фиг. I). В любой точке Δx_i , Δv_i интегральной кривой на фазовой плоскости

$$\left[\frac{d(\Delta v)}{d(\Delta x)} \right]_{\Delta x_i, \Delta v_i} = (\operatorname{tg} \varphi) \frac{C_x}{C_v} = -\omega^2 \frac{B}{C} \frac{C_v}{C_x}, \quad (4)$$

где

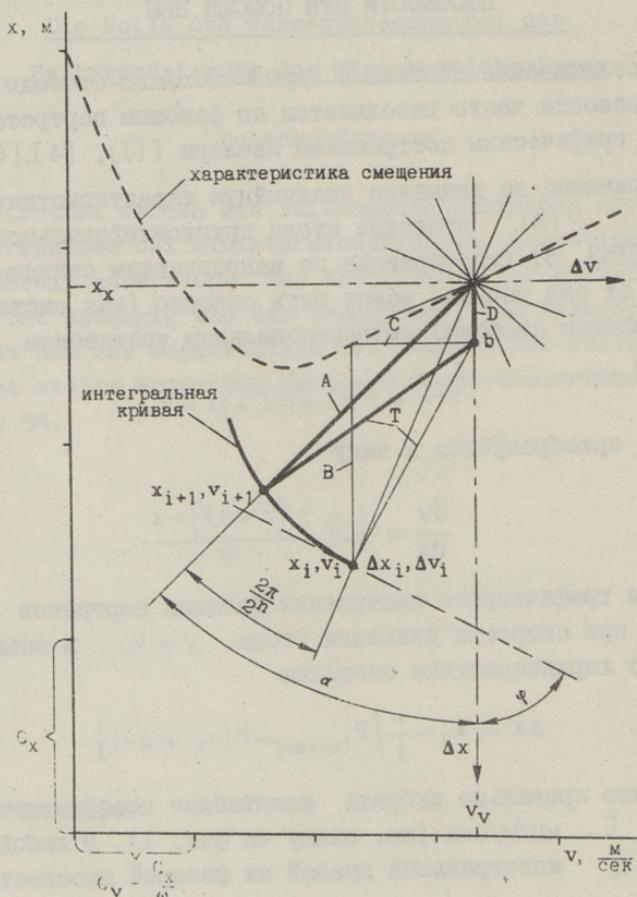
$$B = \left\{ \Delta x_i - x_x + \frac{1}{j} \left[P_{(v_v + \Delta v_i)} + h(v_v + \Delta v_i) \right] \right\} C_x;$$

$$C = \Delta v_i C_v.$$

Если выбрать $C_v = \frac{C_x}{\omega}$, то из (4) получим

$$\operatorname{tg} \varphi = -\frac{B}{C}. \quad (5)$$

Однако графическое построение фазовых портретов методом Льенара является довольно трудоемким и полученные результаты во многом зависят от точности построения. Поэтому



Фиг. 1. Схема к вычислению координат точек интегральной кривой на ЭВМ.

полученные фазовые портреты дают чаще всего качественную, нежели количественную картину поведения системы.

Более удобно будет вычислить координаты точек интегральной кривой на ЭВМ с последующим построением фазового портрета. Для удобства построения фазового портрета по координатам целесообразнее выполнять вычисления в осях x, v (см. схему на фиг. 1). В данной работе вычисления проводились на ЭВМ типа "Мир". Принципиальный ход вычислений координат следующий:

1. По скорости v_v вычисляется координата x_x ;

2. Из начала координат $\Delta x, \Delta v$ мысленно проводится ряд лучей, которые делят окружность на 2^n (например, на 2048, 4096 и т.д.) равных частей.

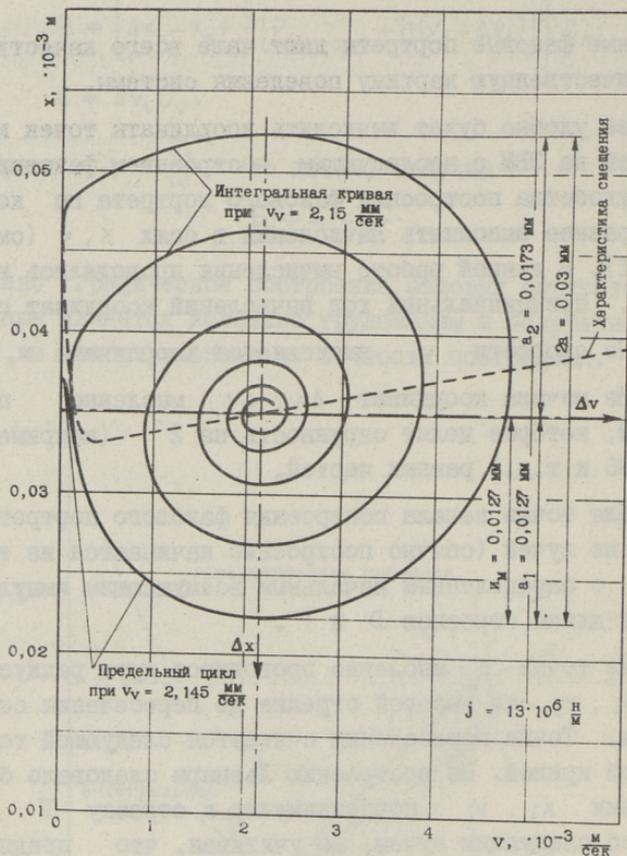
3. Для точки начала построения фазового портрета x_i, v_i на одном из лучей (обычно построение начинается из точки на оси Δx с определенным начальным возмущающим импульсом) вычисляются длины отрезков D и T .

4. Из точки b мысленно проводится дуга радиусом T от точки x_i, v_i по часовой стрелке до пересечения со следующим лучем. Точка пересечения считается следующей точкой интегральной кривой. По построению Льенара следовало бы провести из точки x_i, v_i перпендикуляр к отрезку T до пересечения со следующим лучем, но учитывая, что предполагаемая форма интегральной кривой больше приближается к окружности, чем к прямой и что угол между соседними лучами взят очень маленьким, принятое упрощение является вполне приемлемым, что и подтверждено проверочными расчетами на ЭВМ "Мир".

5. Вычисляется длина отрезка A и по ней координаты точки x_{i+1}, v_{i+1} .

Пункты 3, 4 и 5 повторяют до получения искомого фазового портрета. Вывод координат точек интегральной кривой из ЭВМ целесообразно организовать через определенное количество лучей, достаточных для вычерчивания фазового портрета.

На фиг. 2 показаны интегральная кривая при $v_v = 2,15 \frac{\text{мм}}{\text{сек}}$ и предельный цикл при $v_v = 2,145 \text{ мм/сек}$ (в большей части практически совпадающий с наружным витком интегральной кривой) для движения стола круглошлифовального станка ЗБ153 по направляющим станины, полученные вышеописанным способом. Параметры си-



Фиг. 2. Интегральные кривые движения стола круглошлифовального станка ЗБ153 без нагрузки от сил резания.

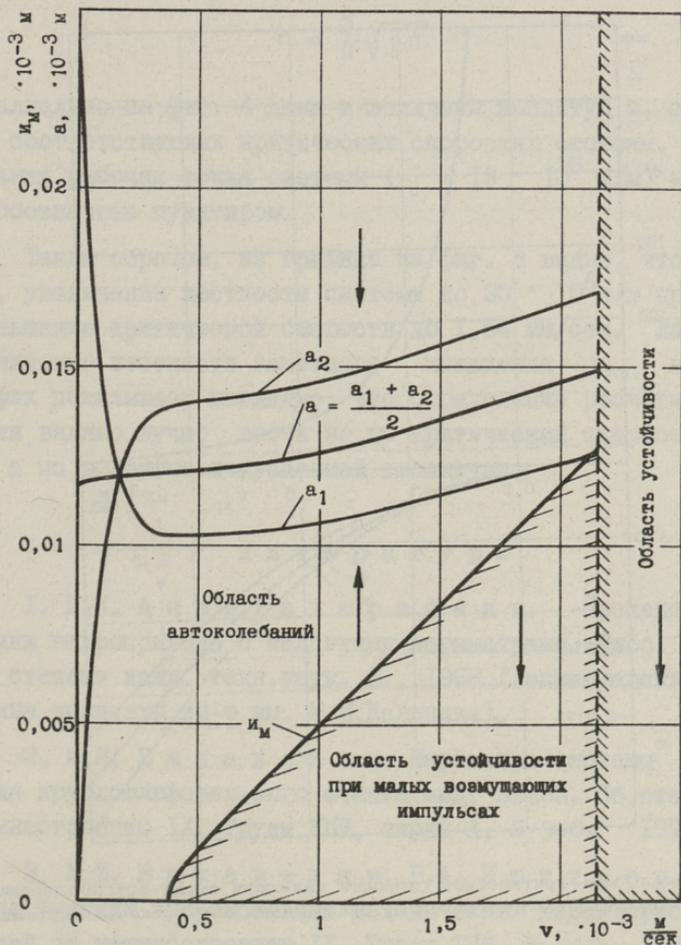
стем приведены в [2], характеристику силы трения $P(v)$ см. в [3].

Из фиг. 2 ясно, что критическая скорость $v_{кр.}$ выше которой движение стола становится непрерывным (автоколебаний в системе не будет, система устойчива), находится между значениями скоростей 2,145 мм/сек и 2,15 мм/сек. С достаточной точностью принимаем

$$v_{кр.} = 2,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}}{\text{сек.}}$$

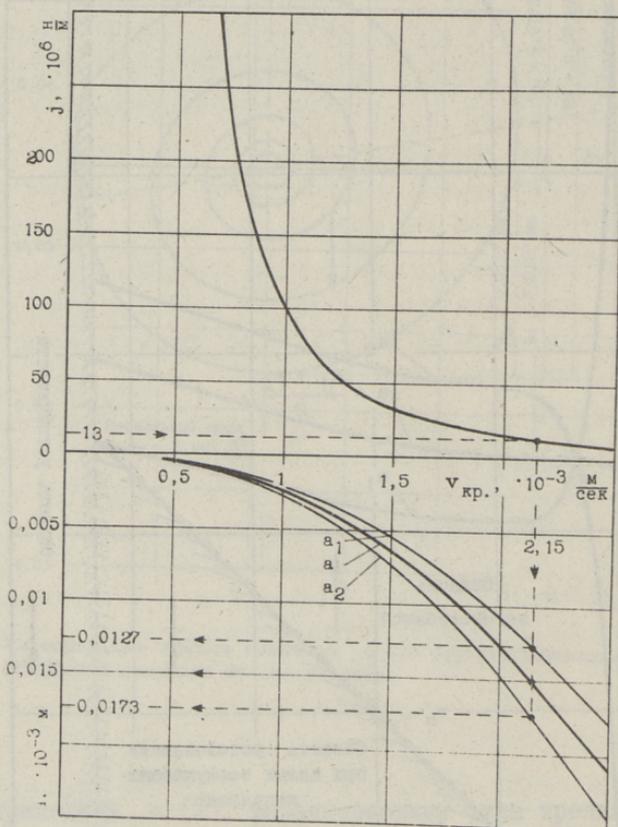
Если при этой скорости движения стола начальный возмущающий импульс $i \geq i_M = 0,0127$ мм, то в системе возникает авто-

колебания с двойной амплитудой $2a = 0,03$ мм (предельный цикл). При $i < i_M$ колебания затухают (система устойчива при малых возмущающих импульсах). При скоростях $v < v_{кр}$ наблюдается неравномерное движение стола, происходящее прерывисто, с периодически чередующимися срывами и остановками (фрикционные автоколебания I-го рода).



Фиг. 3. Устойчивость скорости движения стола круглошлифовального станка 3Б153 без нагрузки от сил резания.

На фиг. 3 показана устойчивость той же системы в зависимости от величины возмущающего импульса при разных скоростях движения стола. При скоростях движения $v \leq 0,38 \times 10^{-3}$ м/сек в системе возникают автоколебания при любых значениях импульса и. На той же фиг. 3 приведены кривые, показывающие величины амплитуд a , a_1 и a_2 прерывистого движения.



Фиг. 4. Зависимость критической скорости движения стола круглошлифовального станка ЗБ153 без нагрузки от сил резания от жесткости системы.

На фиг. 4 показана зависимость критической скорости $v_{кр}$ от жесткости системы. Учитывая постоянство относительного рассеяния энергии ψ для определенных конструкционных материалов при определенных условиях, связанного с логарифмическим декрементом затухания зависимостью

$$\psi = 2\theta \quad (6)$$

(см. [5]), последнее принимается постоянным ($\theta = 0,62$). Поэтому при вычислении фазовых портретов для построения кривой $v_{кр.} = f(j)$ величина коэффициента сопротивления пропорциональной скорости определялась по формуле

$$h = \frac{\theta}{\pi} \sqrt{j \cdot m}. \quad (7)$$

Параллельно на фиг. 4 даны и величины амплитуд a , a_I и a_2 при соответствующих критических скоростях системы. Действительная рабочая точка системы ($j = 13 \cdot 10^6$ н/м) на графике обозначена пунктиром.

Таким образом, из графика на фиг. 4 видно, что например, увеличение жесткости системы до $30 \cdot 10^6$ н/м приведет к уменьшению критической скорости до 1,54 мм/сек. Дальнейшее увеличение жесткости заметного понижения $v_{кр.}$ не дает. График показывает наглядно, что определение расчетной жесткости, видимо, лучше вести не по критической скорости системы, а по величине допускаемой амплитуды.

Л и т е р а т у р а

1. П.К. А н а н т а н а р а я н а н. Исследование динамики гидропривода с заданными параметрами. Дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. Л., 1968 (Ленинградский ордена Ленина политехн. ин-т им. М.И.Калинина).

2. Ю.И. В а н а в е с к и. Параметры системы движения стола круглошлифовального станка мод. ЗБИ53. Сб. статей по машиностроению IX. Труды ТПИ, серия А, № 340, 1972.

3. Ю.И. В а н а в е с к и, Р.А. К в т т н е р. Нахождение функций аппроксимации механических характеристик. Сб. статей по машиностроению IX. Труды ТПИ, № 340, 1972.

4. Л.С. М у р а ш к и н. Развитие теории резания металлов. Труды ЛПИ, № 282. Машиностроение, Л., 1967.

5. Г.С. П и с а р е н к о, А.П. Я к о в л е в, В.В. М а т в е е в. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. Наукова Думка, Киев, 1971.

6. Дж. С т о к е р. Нелинейные колебания в механических и электрических системах. Иностранная Литература, М., 1952.

J. Vanaveski

Computerized Investigation of the Cylindrical
Grinding Machine Type 35153 Table Motion along
the Bed Guideways on the Phase Plane

Summary

The computerized calculation procedure of the integral curve coordinates on the phase plane is given in the paper. The outcomes of the investigation of the hydraulically driven cylindrical grinding machine type 35153 table motion along the bed guideways under no-load from cutting force conditions are reported. The system critical speed and stability versus pulse disturbance size under critical speed are defined. Critical speed as a function of system stiffness is depicted.

УДК 62-18:519.2

Ю.И. Ванавески, Р.А. Кюттнер

НАХОЖДЕНИЕ ФУНКЦИЙ АППРОКСИМАЦИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

При изучении динамики механической системы на фазовой плоскости для построения фазовых портретов при помощи ЭВМ необходимо иметь уравнение характеристики смещения (см. например [2]). В характеристику смещения входят характеристики сил трения и резания, которые аппроксимируются функциями, найденными приближенными методами по экспериментально определенным зависимостям.

Для нахождения функции, аппроксимирующей полученную в виде экспериментальных точек зависимость между двумя физическими величинами, существует много общеизвестных методов (см. [1], [3], [4] и др.). При более точной аппроксимации целесообразно определить характеристику разными функциями на отдельных ее участках, но обеспечивающих на границах участков плавный переход от одной аппроксимации к другой.

Необходимость нахождения таких функций встречается и во многих других инженерных задачах, как например, определение зависимости изменения микротвердости по глубине для механически обработанной поверхности и др.

Рассмотрим вначале частный пример.

Пусть требуется найти методом наименьших квадратов функцию аппроксимации $y = f(x)$ на участке от $x = 0$ до $x = x_E$ по m экспериментальным точкам в виде полинома $(n-1)$ -ой степени

$$y = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 x^2 + \dots + \beta_n x^{(n-1)}. \quad (I)$$

Тогда получим систему из m линейных уравнений

$$\left. \begin{aligned}
 \beta_1 + \beta_2 x_1 + \beta_3 x_1^2 + \dots + \beta_n x_1^{(n-1)} &= y_{G1} - \varepsilon_1 \\
 \beta_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_2^2 + \dots + \beta_n x_2^{(n-1)} &= y_{G2} - \varepsilon_2 \\
 \dots &\dots \\
 \beta_1 + \beta_2 x_m + \beta_3 x_m^2 + \dots + \beta_n x_m^{(n-1)} &= y_{Gm} - \varepsilon_m
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

которая в матричной форме выразится

$$W B_{\varepsilon} = \begin{pmatrix} 1 & x_1 & x_1^2 & \dots & x_1^{(n-1)} \\ 1 & x_2 & x_2^2 & \dots & x_2^{(n-1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_m & x_m^2 & \dots & x_m^{(n-1)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \dots \\ \beta_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_{G1} \\ y_{G2} \\ \dots \\ y_{Gm} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \dots \\ \varepsilon_m \end{pmatrix} = I_G - E. \quad (3)$$

Здесь x_i, y_{Gi} — координаты экспериментальных точек,
 ε_i — ошибки, характеризующие разброс случайных величин y_{Gi} относительно их математического ожидания.

Полагаем, что матрица W является невырожденной.

Пусть на соседнем участке $x \geq x_E$ функция аппроксимации имеет вид $y = y_E$, причем значения x_E и y_E известны. Для плавного перехода на границе участков необходимо, чтобы $y = f(x)$ проходила через точку x_E, y_E и имела в этой точке производную, равную нулю.

Потребуем еще дополнительно, чтобы функция $y = f(x)$ на участке от $x = 0$ до $x = x_E$ не имела точек перегиба и чтобы ее значение в точке x_E, y_E было минимальным на данном участке. Эти дополнительные условия будут выполнены, если в точке x_E, y_E все производные функции $y = f(x)$ до $(n-2)$ порядка включительно равны нулю.

Отсюда получим систему уравнений дополнительных условий

$$\left. \begin{aligned}
 \beta_1 + \beta_2 x_E + \beta_3 x_E^2 + \dots + \beta_{n-1} x_E^{(n-2)} + \beta_n x_E^{(n-1)} &= y_E \\
 \beta_2 + 2\beta_3 x_E + \dots + (n-2)\beta_{n-1} x_E^{(n-3)} + (n-1)\beta_n x_E^{(n-2)} &= 0 \\
 \dots & \\
 \left(\prod_{k=1}^{n-2} k \right) \beta_{n-1} + \left(\prod_{k=2}^{n-1} k \right) \beta_n x_E &= 0
 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

которая в матричной форме выразится

$$X_E B_E = \begin{pmatrix} 1 & x_E & x_E^2 & \dots & x_E^{(n-2)} & x_E^{(n-1)} \\ 0 & 1 & 2x_E & \dots & (n-2)x_E^{(n-3)} & (n-1)x_E^{(n-2)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \prod_{k=1}^{n-2} k & \left(\prod_{k=2}^{n-1} k \right) x_E \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \dots \\ \beta_{n-1} \\ \beta_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_E \\ 0 \\ \dots \\ 0 \end{pmatrix} = Y_E. \quad (5)$$

Естественно, что при других требованиях к функции $y = f(x)$ и при других граничных условиях система (4) будет различной.

Переходим к общему решению поставленной задачи.

Общее решение матричного уравнения (5) [3], где Y_E задано и ранг X_E равен $t-s$ есть

$$B_E = B_1 + B_2 V, \quad (6)$$

где B_1 - частное решение уравнения (5);

B_2 - матрица порядка $t \times s$ ранга s , такая, что $X_E B_2 = 0$;

V - произвольный вектор из s элементов.

Здесь V представляет собой, так сказать, новый параметр, который нужно определить по координатам экспериментальных точек.

Для определения B_E по методу наименьших квадратов [4] из (3) найдем минимум величины

$$S = E' E. \quad (7)$$

Подставляя V_E из (6) в (3) получим

$$E = I_G - WB_I - WB_J V. \quad (8)$$

После введения новых обозначений

$$A = WB_J \quad \text{и} \quad Y = I_G - WB_I$$

выражение (7) примет вид

$$S = (Y - AB)' (Y - WB). \quad (9)$$

Продифференцировав это выражение по каждому b и приравнявая все полученные уравнения к нулю, получим систему нормальных уравнений

$$(A'A)B = A'Y,$$

откуда

$$B = (A'A)^{-1} A'Y. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (6) получим вектор коэффициентов искомого полинома (I) V_E .

Итак, задача решена в общем случае.

При решении конкретных задач могут возникнуть значительные ошибки при обращении матрицы $(A'A)$, вызванные округлениями в расчетах. Матрица $(A'A)$ является плохо обусловленной, особенно при больших степенях искомого полинома (I) и при большом объеме выборки. В этих случаях целесообразнее, в целях уменьшения ошибок округления, перейти к ортогональным полиномам [4], или использовать вычислительную технику, позволяющую производить вычисления с необходимой разрядностью (например, ЭВМ типа "Мир").

Вернемся теперь к частному примеру.

Характеристика силы трения $P = f(v)$ при движении стола круглошлифовального станка ЗБИ53 с массой $m = 420$ кг по направляющим станины определяется точками, приведенными в таблице.

$P(v)$	n	564	544	511	424	424	424	424
$\cdot 10^{-3} v$	$\frac{m}{сек}$	0,0312	0,0345	0,0583	0,7	1,13	1,5	2,5

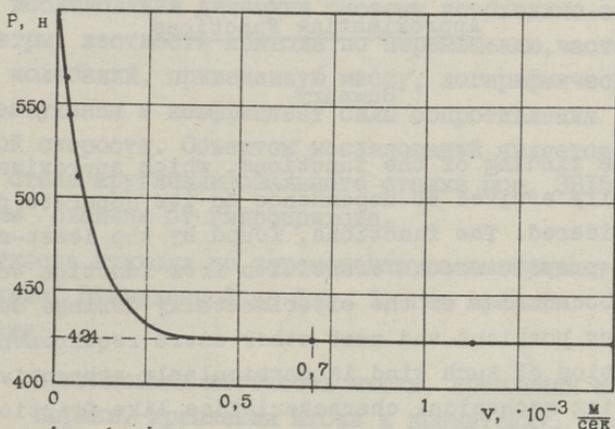
Точки получены по результатам стендовых экспериментов по определению коэффициента трения μ , выполненных на кафедре

станкостроения ЛПИ им. М.И. Калинина под руководством Л.С. Мурашкина. Пара трения- чугун-чугун, смазка- масло ВНИИ НП-40Г, удельное давление - $49 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$.

Вычисления на ЭВМ "Мир" дали следующий результат:

$$0 < v < 0,7 \cdot 10^{-3} \quad P = 601 - 1767 \cdot 10^3 \cdot v + 7574 \cdot 10^6 \cdot v^2 - \\ - 18034 \cdot 10^9 \cdot v^3 + 25763 \cdot 10^{12} \cdot v^4 - \\ - 22083 \cdot 10^{15} \cdot v^5 + 10516 \cdot 10^{18} \cdot v^6 - \\ - 2146 \cdot 10^{21} \cdot v^7 \quad \text{н}$$

$$v \geq 0,7 \cdot 10^{-3} \quad P = 424 \text{ н}$$



Фиг. 1. Функция аппроксимации силы трения $P = f(v)$ при движении стола круглошлифовального станка 3Б153 по направляющим станины.

На фиг. 1 показаны графическое изображение функции, аппроксимирующей силу трения $P = f(v)$, а также точки из вышеприведенной таблицы.

Выбор степени полинома подробно описан в [4] и здесь не приводится.

Л и т е р а т у р а

Г. Т. А н д е р с о н. Введение в многомерный статистический анализ. Физматгиз, М., 1963.

2. Л.С. Мурашкин. Развитие теории резания металлов. Труды ЛПИ, № 282, Машиностроение, Л., 1967.

3. С.Р. Рао. Линейные статистические методы и их применение. Наука, М., 1968.

4. Д. Худсон. Статистика для физиков. Мир, М., 1970.

J. Vanaveski, R. Küttner

The Finding of the Mechanical Characteristics

Approximating Functions

Summary

The finding of the functions, which approximate experimentally arrived at dependence on its separate portions, is considered. The functions, found by the least-squares method, provide smooth transition from function to function on the boundaries of the experimentally defined dependence neighbour portions and meet other extra requirements. Approximation of such kind is particularly attractive for describing mechanical characteristics like friction force and cutting force characteristics, depthvariation of microhardness of a machined surface and ors.

The function, which approximates the characteristic of friction force of the cylindrical grinding machine type 3Б153 table motion along the bed guideways, is given.

УДК 621.924.5-18

Ю.И. Ванавески

ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ ДВИЖЕНИЯ СТОЛА
КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА ЗБ153

Для исследования динамики системы необходимо определить ее параметры: жесткость привода по перемещению, частоту собственных колебаний, приведенную массу, логарифмический декремент затухания и коэффициент силы сопротивления пропорциональной скорости. Объектом исследований является система движения стола круглошлифовального станка мод. ЗБ153 по направляющим станины от гидропривода.

Жесткость привода по перемещению рассматривается согласно схеме, приведенной на фиг. 1, где приняты следующие обозначения:

- $j_{шт.}$ - приведенная жесткость штока, крепления штока к поршню, крепления штока к кронштейну, кронштейна, крепления кронштейна к столу;
- $j_{гильз.}$ - суммарная жесткость гильзы цилиндра, крепления крышек к гильзе, крышек;
- $j_{кр.}$ - приведенная жесткость крепления цилиндра к станине;
- $j_{ж.лев.}$ и $j_{ж.пр.}$ - жесткости столбов жидкости соответственно с левой и с правой сторон поршня с учетом изменений площадей поперечных сечений гильзы цилиндра и трубопроводов от тангенциальных напряжений в их стенках при изменении давления жидкости.

Суммарная жесткость системы j зависит от жесткостей ее механической $j_{мех.}$ и гидравлической $j_{гидр.}$ частей

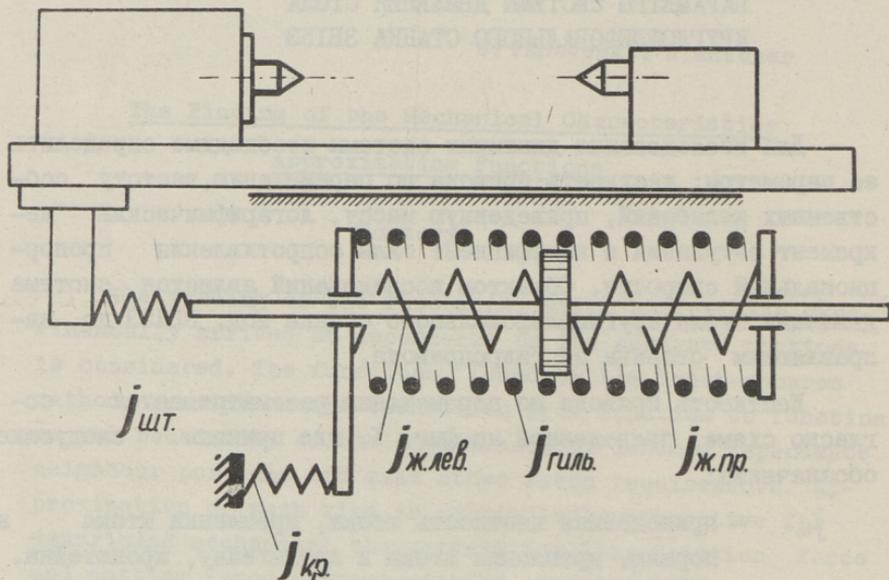
$$j = \frac{1}{\frac{1}{j_{\text{мех.}}} + \frac{1}{j_{\text{гидр.}}}} \quad (1)$$

Используя обозначения, принятые на фиг. 1, имеем

$$j_{\text{мех.}} = \frac{1}{\frac{1}{j_{\text{шт.}}} + \frac{1}{j_{\text{гиль.}}} + \frac{1}{j_{\text{кр.}}}} = \frac{1}{\frac{1}{j_{\text{шт.}}} + \frac{1}{j_{\text{ц.}}}} \quad (2)$$

и

$$j_{\text{гидр.}} = j_{\text{ж.лев.}} + j_{\text{ж.пр.}} \quad (3)$$



Фиг. 1. Схема для определения жесткости привода по перемещению.

Жесткость столба жидкости в полости цилиндра равняется

$$j_{\text{ж.}} = \frac{F_{\text{ц.}}}{\frac{l_{\text{ц.}}}{E_{\text{ц.}}^*} + \frac{F_{\text{т.}}}{F_{\text{ц.}}} \frac{l_{\text{т.}}}{E_{\text{т.}}^*}} \quad (4)$$

где приведенный модуль упругости цилиндра и приведенный модуль упругости трубы (см. [1]).

$$E_{ц.}^* = \frac{1}{\frac{1}{E_m} + \frac{2R_{ц.}}{\delta_{ц.} E_{ц.}}} \quad \text{и} \quad E_{т.}^* = \frac{1}{\frac{1}{E_m} + \frac{2R_{т.}}{\delta_{т.} E_{т.}}};$$

- E_m — модуль объемной упругости жидкости;
 $E_{ц.}, E_{т.}$ — модули упругости материалов стенки гильзы цилиндра и трубы;
 $l_{ц.}, l_{т.}$ — длина столба жидкости в полости цилиндра и длина трубы;
 $F_{ц.}, F_{т.}$ — площади поперечного сечения цилиндра и поперечного сечения трубы;
 $R_{ц.}, R_{т.}$ — внутренние радиусы гильзы цилиндра и трубы;
 $\delta_{ц.}, \delta_{т.}$ — толщины стенок гильзы цилиндра и трубы.

Жесткости всех звеньев определялись экспериментальным путем.

На графике фиг. 2 точками показаны полученные результаты по определению жесткости столба жидкости в левой полости цилиндра. Схема эксперимента показана там же. Цилиндр крепился к станине у левого его торца. На поршень были установлены специальные кожаные манжеты, которые практически ликвидировали перетечки при малых перепадах давления между полостями цилиндра. Для обеспечения малого перепада давления поршень нагружался давлением жидкости в правой полости цилиндра, которое изменялось в пределах от 0 до 3,4 х 10⁶ н/м². Для сравнения с экспериментальными данными на фиг. 2 приведена кривая, показывающая зависимость $j_{ж.} = f(l_{ц.})$, которая получена по формуле (4) при следующих значениях величин

$$E_m = 1,75 \cdot 10^9 \text{ н/м}^2 \text{ (масло ВНИИ НП - 40I);}$$

$$E_{ц.} = 210 \cdot 10^9 \text{ н/м}^2;$$

$$E_{т.} = 120 \cdot 10^9 \text{ н/м}^2;$$

$$l_{т.} = 150 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

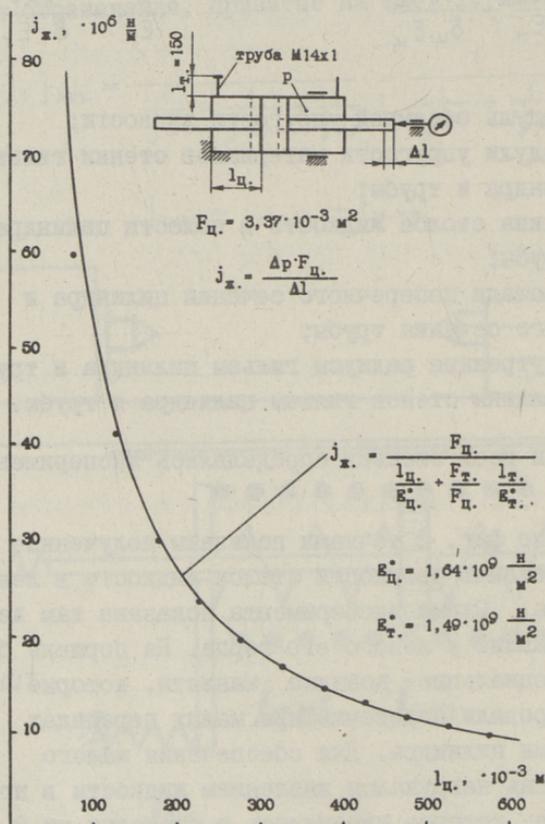
$$F_{ц.} = 3,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$R_{ц.} = 33,7 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$R_{т.} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

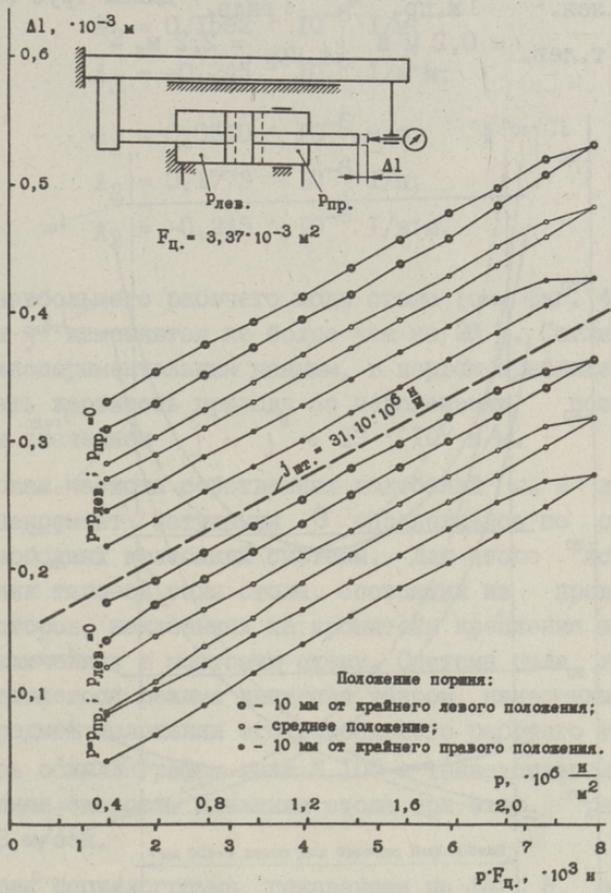
$$\delta_{ц.} = 8,75 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\delta_{т.} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$



Фиг. 2. Определение жесткости столба жидкости в полости цилиндра.

При малых значениях $l_{ц.}$ экспериментальная жесткость ниже расчетной, что объясняется большей деформацией поперечного сечения гильзы цилиндра у ее торца (толщина стенки гильзы цилиндра уменьшается до $\delta_{ц.} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) и некоторым влиянием на показания индикатора жесткости крепления цилиндра к станине, деформацией манжет на штоке и на поршне и т.д.

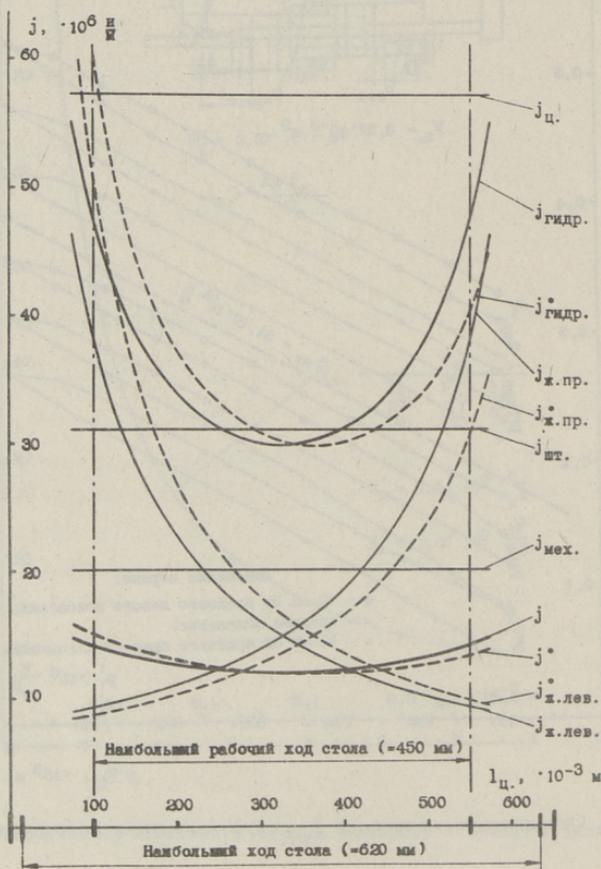


Фиг. 3. Определение жесткости $j_{шт.}$ при различных положениях поршня.

На фиг. 3 показаны схема эксперимента и полученные результаты по определению $j_{шт.}$. Для наглядности графики на фиг. 3 смещены по оси Δl .

На графике фиг. 4 приведены окончательные результаты по экспериментальному определению жесткостей звеньев привода. Жесткости столбов жидкости с левой и с правой сторон поршня вычислены по формуле (4). При движении стола слева направо ($j_{ж.лев.}$, $j_{ж.пр.}$ и $j_{гидр.}$) длины труб, присоединенных к полостям цилиндра, принимались $l_{т. лев.} =$

$l_{т.пр.} = 1,2$ м. При движении стола справа налево
 ($j_{ж.лев.}^*$, $j_{ж.пр.}^*$ и $j_{гидр.}^*$) длины труб были приня-
 ты $l_{т.лев.} = 0,2$ м и $l_{т.пр.} = 2,2$ м.



Фиг. 4. Жесткость привода и его элементов по перемещению.

В соответствии с направлением движения стола по формуле (I) получены зависимости суммарной жесткости системы (j и j^*) от положения поршня (стола)

$$j^{(*)} = \frac{1}{A_1 + A_2 l_{ц.} + A_3 l_{ц.}^2}, \quad (5)$$

где для j - $A_1 = 0,0572 \cdot 10^{-6}$ м/н;
 $A_2 = 0,1592 \cdot 10^{-6}$ л/н;
 $A_3 = -0,245 \cdot 10^{-6}$ л/н*м;

и для j^* - $A_1 = 0,0510 \cdot 10^{-6}$ м/н;
 $A_2 = 0,1773 \cdot 10^{-6}$ л/н;
 $A_3 = -0,245 \cdot 10^{-6}$ л/н*м.

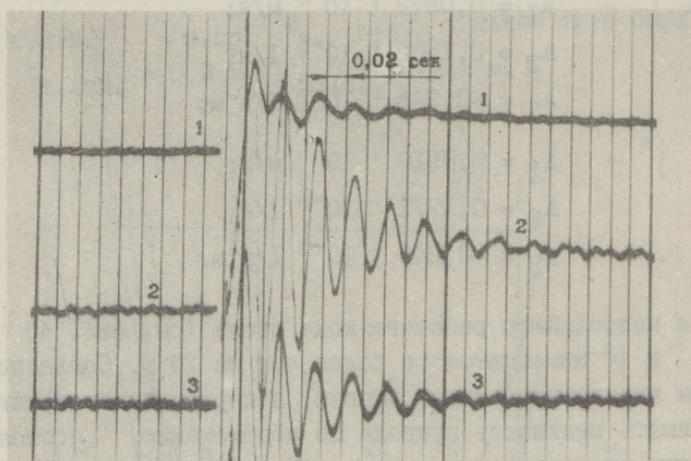
По длине наибольшего рабочего хода стола (см. фиг. 4) значения j и j^* изменяются не более чем на 20 %. Согласно полученным экспериментальным данным, в первом приближении, можно принимать жесткость привода по перемещению постоянной со средним значением $j \approx j^* \approx 13 \cdot 10^6$ н/м.

Круговая частота собственных колебаний ω_0 и логарифмический декремент затухания θ определялись по осциллограммам свободных колебаний системы. Для этого использовался датчик тяговой силы стола, состоящий из проволочных тензорезисторов, наклеенных на кронштейн крепления штока к столу и включенных в мостовую схему. Система была выведена из установившегося режима движения ударом, нанесенным по столу в среднем положении его наибольшего рабочего хода. Запись велась осциллографом типа Н 105 с тензоусилителем типа ТУ6М. Средняя скорость движения стола при этом равнялась $v = 0,038$ м/сек.

Типовая осциллограмма, показанная на фиг. 5, записана при направлении движения стола справа налево. На осциллограмме показана запись от датчика тяговой силы (кривая 2) и параллельно даны записи изменения давления рабочей жидкости в левой (сливной), кривая 1, и в правой (нагнетательной), кривая 3, полостях цилиндра. Увеличению тяговой силы и давления в правой полости цилиндра на осциллограмме соответствует подъем кривых 2 и 3, увеличению давления в левой полости соответствует понижение кривой 1.

Собственная частота колебаний f_0 в среднем равнялась $f_0 = 28$ гц, которой соответствует собственная круговая частота $\omega_0 = 176$ сек⁻¹.

Логарифмический декремент затухания θ в среднем имел значение $\theta = 0,62$. Его предельные значения в разных се-



Фиг. 5. Оциллограмма переходного процесса в приводе.

риях экспериментов достигали величин от 0,58 до 0,65.

Приведенная масса системы

$$m = \frac{j}{\omega_0^2} \quad (6)$$

при $j = 13 \cdot 10^6$ н/м и $\omega_0 = 176 \text{ сек}^{-1}$ равняется $m = 420$ кг. Для проверки полученной величины приведенной массы системы масса рабочего стола с прикрепленными к ней узлами была определена весовым способом (418 кг).

Коэффициент силы сопротивления системы пропорциональной скорости движения стола по формуле

$$h = \frac{m\omega_0\theta}{\pi} \quad (7)$$

при экспериментально определенных значениях $\theta = 0,62$ и $\omega_0 = 176 \text{ сек}^{-1}$ равняется $h = 14600$ кг/сек.

Полученные результаты позволяют анализировать влияние жесткостей отдельных звеньев на жесткость системы в целом и исследовать динамику движения стола станка ЗБИ53.

Л и т е р а т у р а

Г. Н.Е. Жуковский. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. Гос.изд. техн.-теор. лит., М.-Л., 1949.

J. Vanaveski

Cylindrical Grinding Machine Type 3Б153 Table

Motion System Data

Summary

The results of experimental determination of the data of the system of hydraulically driven cylindrical grinding machine type 3Б153 table motion along the bed guideways are presented. Drive stiffness against the table travel, free-running frequency, reduced mass of the system, logarithmic damping decrement and the coefficient of resistance force proportional to the speed are defined. Analytic dependences to appraise the drive stiffness against the table travel are given.

УДК 791.002.5.089.6:531.717

В.М.Израилев, Р.А.Лаанеотс, Б.Я.Саар

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ
ПРЕОБРАЗОВАНИЯ НА ТОЧНОСТЬ И РЕЗУЛЬТАТЫ
ПОВЕРКИ КОНТРОЛЬНО-СОРТИРОВОЧНОГО АВТОМАТА

Систематическая погрешность преобразования измерительного сигнала в контрольно-сортировочных автоматах (КСА) изменяет точность работы и искажает результаты поверки КСА. В настоящей работе рассматривается, к каким результатам приводит систематическая погрешность преобразования, и выведены формулы для расчета поправок в результаты поверки КСА.

Граница интервала сортировки в КСА является значением меры, введенным тем или иным способом в КСА и установленным в регистрирующем устройстве КСА. Действительное значение границы интервала сортировки равно размеру детали, которая при многократном пропускании через КСА рассортировывается с равной вероятностью в две соседние сортировочные группы, т.е. равно первому моменту функции распределения погрешности срабатывания на этой границе.

Если рассмотреть зависимость между сигналом на входе преобразователя КСА и на выходе его, то всегда можно заметить нелинейность этой зависимости. Нелинейность приводит к появлению систематической погрешности преобразования измерительного сигнала. Причин нелинейной зависимости много, можно назвать две из них, по нашему мнению, главные. Погрешности метода измерений и погрешности изготовления КСА являются причиной, приводящей к возникновению статической составляющей систематической погрешности. К динамической составляющей систематической погрешности приводит нелинейность вследствие разных динамических режимов для деталей с разными размерами в диапазоне сортируемых размеров (зависимость динамической погрешности от размера сортируемой дета-

ли рассмотрена, например, в [1]). Если конструкция КСА позволяет осуществлять тонкую регулировку действительных границ всех интервалов сортировки КСА в отдельности, то при настройке каждой границы можно добиться исключения систематической погрешности границ интервалов от нелинейности. Если такая возможность отсутствует, то эта погрешность будет входить в погрешность границ интервалов сортировки.

Поскольку действительное значение каждой границы интервала сортировки равно первому моменту функции распределения погрешности срабатывания на этой границе, то необходимо рассматривать нелинейность только в пределах доверительного интервала для погрешности срабатывания на каждой границе интервала сортировки. Если нелинейную зависимость в пределах доверительного интервала можно аппроксимировать линейной и погрешностью от этой аппроксимации пренебречь, то получим различные (с разным коэффициентом) линейные зависимости между сигналами на входе и выходе преобразователя КСА в пределах доверительных интервалов погрешности срабатывания для каждой границы интервалов сортировки, т.е. осуществляем кусочно-линейную аппроксимацию. Рассмотрим, к чему приводит изменение коэффициента линейности.

Пусть $f_1(x_1)$ - плотность распределения погрешности срабатывания при отсутствии систематической погрешности, т.е. при равенстве заданного и действительного коэффициентов линейности, а $f_2(x_2)$ - плотность распределения погрешности срабатывания при наличии систематической погрешности преобразования. Тогда вероятности отнесения КСА деталей в сортировочную группу, для которой рассматриваемая граница интервала сортировки является нижней, будут определяться соответственно по формулам:

$$P_1(x_1) = \int_{-\infty}^{x_1} f_1(x_1) dx_1, \quad (1)$$

$$P_2(x_2) = \int_{-\infty}^{x_2} f_2(x_2) dx_2. \quad (2)$$

Пусть также систематическая погрешность в пределах доверительного интервала погрешности срабатывания представляет линейную с коэффициентом k зависимость от сигнала на входе и равную нулю при равенстве сигнала на входе действительному значению границы интервала сортировки, т.е.

$$\Delta(x_1) = kx_1 - kM, \quad (3)$$

$$x_2 = \bar{x}_1 + \Delta(x_1) = x_1(1+k) - kM, \quad (4)$$

где M — действительное значение границы интервала сортировки,

$\Delta(x_1)$ — систематическая погрешность.

Тогда (2) с учетом (4) примет вид:

$$P_2(x_1(1+k) - kM) = \int_{-\infty}^{x_1(1+k) - kM} f_2(x_1(1+k) - kM) d(x_1(1+k) - kM). \quad (5)$$

Рассмотрим равные вероятности отнесения деталей в выбранную сортировочную группу при наличии и отсутствии систематической погрешности, т.е. одинаковые результаты на выходе КСА, тогда $P_1(x_1) = P_2(x_2)$ или

$$\int_{-\infty}^{x_1} f_1(x_1) dx_1 = \int_{-\infty}^{x_1(1+k) - kM} f_2(x_1(1+k) - kM) d(x_1(1+k) - kM) = \int_{-\infty}^{x_1(1+k) - kM} f_2(x_1) dx_1. \quad (6)$$

В правом интеграле (6) произведем замену переменных таким образом, чтобы уравнивать пределы интегрирования правого и левого интегралов:

$$x_1 = t(1+k) - kM, \quad (7)$$

$$dx_1 = (1+k) dt. \quad (8)$$

Подставляя (7) и (8) в (6), получаем

$$\int_{-\infty}^{x_1} f_1(x_1) dx_1 = (1+k) \int_{-\infty}^{x_1} f_2(t(1+k) - kM) dt = (1+k) \int_{-\infty}^{x_1} f_2(x_1(1+k) - kM) dx_1, \quad (9)$$

или

$$f_1(x_1) = (1+k) \cdot f_2(x_1(1+k) - kM). \quad (10)$$

Для функции распределения погрешности срабатывания, подчиняющейся нормальному закону, формула (10) примет вид

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp\left[-\frac{(x-M)^2}{2\sigma^2}\right] = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\left(\frac{\sigma}{1+k}\right)} \exp\left[-\frac{(x(1+k)-kM-M)^2}{2\sigma^2}\right] = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_1} \exp\left[-\frac{(x-M)^2}{2\sigma_1^2}\right], \quad (11)$$

где
$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{1+k}.$$

Таким образом систематическая погрешность, связанная линейной зависимостью с сигналом на входе преобразователя КСА в пределах доверительного интервала погрешности срабатывания, приводит к изменению точности сортировки. При этом происходит линейное сжатие функции распределения погрешности срабатывания по оси абсцисс, т.е. изменяется значение σ , а математическое ожидание остается неизменным, что и является одной из причин разной погрешности срабатывания на разных границах интервалов сортировки. Однако при проверке КСА такая систематическая погрешность не внесет ошибки в определение точностных характеристик КСА.

Если погрешность от аппроксимации нелинейной зависимости кусочно-линейной при определении точностных характеристик КСА существенна, то ее необходимо учитывать. Например, при проверке КСА методом с применением двух аттестованных образцов погрешности определения σ и M получаем следующим образом.

Формулы для определения действительного значения M границы интервала сортировки и среднего квадратического отклонения σ погрешности срабатывания на этой границе [2] с учетом погрешностей имеют вид

$$M + \Delta M = \frac{(A_1 - \Delta A_1)U_{p2} - (A_2 + \Delta A_2)U_{p1}}{U_{p2} - U_{p1}}, \quad (12)$$

$$\sigma + \Delta\sigma = \frac{(A_2 + \Delta A_2) - (A_1 - \Delta A_1)}{U_{p2} - U_{p1}}, \quad (13)$$

где A_1, A_2 - размеры первого и второго образцов,

U_{p_1}, U_{p_2} - квантили функции распределения погрешности срабатывания, соответствующие вероятностям отнесения КСА первого и второго образца в рассматриваемую сортировочную группу,

$\Delta M, \Delta \sigma, \Delta A_1, \Delta A_2$ - погрешности от нелинейности систематической погрешности, отнесенные ко входу преобразователя КСА.

Раскладывая (I2) и (I3) в ряд по $\Delta A_1, \Delta A_2$ и отбрасывая члены второго и более порядка малости, получаем

$$\Delta M = - \frac{\Delta A_1 \cdot U_{p_2} + \Delta A_2 \cdot U_{p_1}}{U_{p_2} - U_{p_1}}, \quad (I4)$$

$$\Delta \sigma = \frac{\Delta A_2 + \Delta A_1}{U_{p_2} - U_{p_1}}. \quad (I5)$$

Нелинейность систематической погрешности преобразования измерительного сигнала приводит не только к изменению точечных оценок (математического ожидания и среднего квадратического отклонения) погрешности срабатывания, но и к изменению вида закона распределения погрешности срабатывания. Поэтому с точки зрения уменьшения погрешности поверки от систематической погрешности преобразования предпочтительными представляются те методы поверки, которые позволяют определить большее число моментов функции распределения погрешности срабатывания.

Л и т е р а т у р а

1. Е.М. Добрынин, Пан Чжун Чжен. Вопросы динамической точности приборов автоматического контроля размеров. М., Машгиз, 1963.

2. М.М. Кемпинский и др. Надежность автоматических средств обработки и контроля в машиностроении. Л., "Машиностроение", 1967.

Einfluss der systematischen Messfehler von
Umformung auf Messgenauigkeit und Eichungs-
ergebnisse des Kontrollsortierungsautomaten

Zusammenfassung

Im Artikel wird der Einfluss der systematischen Messfehler von Umformung des Messsignals auf die Messgenauigkeit und auf die Eichungsergebnisse untersucht.

Es werden auch die Formeln zur Bestimmung des Korrekturwerts der präzisierten Charakteristiken des Kontrollsortierungsautomaten angeführt.

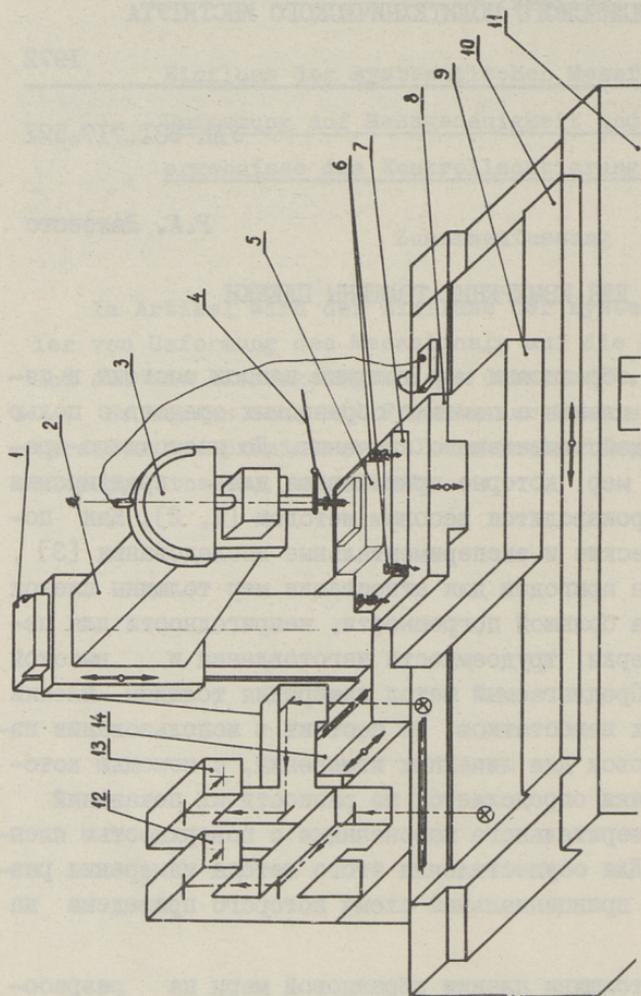
УДК 531.717.521

Р.А. Лаанеотс

ПРИБОР ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТОЛЩИНЫ ПЛЕНКИ

Аттестация образцовых мер толщины пленок состоит в измерении толщины пленки с помощью образцовых средств с целью определения ее действительного значения. До настоящего времени аттестация мер, которые применяются для градуировки толщиномеров, производится весовым методом [1, 2]. Как показали теоретические и экспериментальные исследования [3], весовой метод не пригоден для аттестации мер толщины пленок (образцов) из-за большой погрешности, непригодности для периодической поверки, трудоемкости изготовления и высокой стоимости мер. Предлагаемый метод измерения толщины пленки свободен от этих недостатков. Он состоит в использовании измерительных головок для линейных измерений, с помощью которых толщина пленки определяется по разности их показаний при контакте измерительного наконечника с поверхностью пленки и подложки. Для осуществления этого метода измерения разработан прибор, принципиальная схема которого приведена на фиг. 1.

Измерение толщины пленки образцовой меры на разработанном приборе производится следующим образом. Закрепляем образцовую меру 5 на измерительном столе 7. Поднимая передвигающийся упор 8, вводим наконечник оптиматора 3 в контакт с поверхностью подложки образцовой меры 5. Далее, с помощью арретира 4 поднимаем измерительный наконечник. Затем передвигаем каретки 10 и 14 и, закрепив их, опускаем измерительный наконечник на верхнюю поверхность подложки. С помощью юстировочных винтов 6 устанавливаем верхнюю поверхность подложки меры 5 параллельно плоскости движения кареток 10 и 14. После юстировки меры движением упора 8 на-



Фиг. 1. Принципиальная схема прибора для измерения толщины пленки:
 1 - стойка; 2 - кронштейн; 3 - оптический; 4 - арретир; 5 - об-
 разцовая мера толщины пленки; 6 - юстировочные винты; 7 - из-
 мерительный стол; 8 - передвигной упор; 9 - основание измери-
 тельного стола; 10 - продольная каретка; 11 - основание при-
 бора; 12, 13 - отсчетные устройства; 14 - поперечная каретка.

страиваем оптикатор в определенных точках подложки на ноль. Подняв арретиром 4 измерительный наконечник, и передвигая каретки I0 и I4, подводим наконечник на верхнюю поверхность пленки и снимаем отсчет на оптикаторе. Координаты точки, в которой измеряем толщину пленки, отсчитываем на отсчетных устройствах I2 и I3.

Особенностью этого метода измерения толщины пленки является то, что свойства измеряемой пленки не влияют на результаты измерения, так как измеряется расстояние между поверхностями пленки и подложки в определенной точке. Однако этот метод имеет и недостаток. Измерение толщины пленки в определенной точке образцовой меры производится контактным способом. В результате этого имеет место неизбежное давление наконечника оптикатора на верхнюю поверхность пленки и подложки, вследствие чего происходит деформирование этих поверхностей. Поэтому точное измерение может иметь место только в том случае, когда углубление измерительного наконечника в пленку компенсируется равным ему углублением в подложку. По причине разной твердости материала пленки и подложки контактная деформация пленки от измерительного усилия не равна деформации подложки. В данном случае для получения точного значения толщины пленки в результате измерения необходимо ввести поправку. Для случая сферического измерительного наконечника и плоской поверхности пленки и подложки, величины контактных деформаций согласно [4] определяем по формулам:

$$z_1 = 0,4 \left[\frac{P^2 (\lambda_H + \lambda_1)^2}{r} \right]^{1/3}, \quad (1)$$

$$z_2 = 0,4 \left[\frac{P^2 (\lambda_H + \lambda_2)^2}{r} \right]^{1/3}, \quad (2)$$

где z_1 и z_2 — значения контактных деформаций пленки и подложки от измерительного усилия в м,

P — измерительное усилие в Н,

r — радиус сферы измерительного наконечника в м,

$\lambda_H, \lambda_1, \lambda_2$ — коэффициенты эластичности материалов измерительного наконечника, пленки и подложки.

Систематическую погрешность измерения толщины пленки от влияния измерительного усилия определяем по формуле:

$$\lambda_p = z_1 - z_2 = 0,4 \left[\frac{P^2}{r} (\hat{n}_1^2 + 2\hat{n}_n \hat{n}_1 - 2\hat{n}_n \hat{n}_2 - \hat{n}_2^2) \right]^{1/3}, \quad (3)$$

где λ_p - систематическая погрешность измерения толщины пленки от измерительного усилия в м.

Чтобы исключить систематическую погрешность измерения толщины пленки от измерительного усилия вводим в результат наблюдения поправку, которая равна систематической погрешности с отрицательным знаком. Из (3) видно, что поправка на измерительное усилие имеет положительное значение, когда материал пленки мягче материала подложки, и отрицательное значение, когда тверже материала подложки. Кроме поправки на измерительное усилие в результат измерения толщины пленки вводим поправку на непрямолинейность движения кареток измерительного стола по направляющим, которую определяем по данным экспериментальных исследований непрямолинейности движения кареток по направляющим. Так как верхние поверхности подложек образцовых мер могут в каких-то пределах быть неплоскими, то дополнительно вводим еще поправку на неплоскость верхней поверхности подложки. В общем случае результат измерения толщины пленки в i -ой точке вычисляем по формуле:

$$x_i = u_i + \gamma_p + \gamma_{ni} + \gamma_{\beta i}, \quad (4)$$

где x_i - результат измерения толщины пленки в мкм,

u_i - результат наблюдения в мкм,

γ_p - поправка на измерительное усилие в мкм,

γ_{ni} - поправка на непрямолинейность движения кареток в мкм,

$\gamma_{\beta i}$ - поправка на неплоскость верхней поверхности подложки в мкм.

Поправки γ_{ni} и $\gamma_{\beta i}$ технологического характера. Они соответственно зависят от технологии изготовления направляющих прибора и от технологии доводки верхней поверхности подложки.

Из (4) видно, что погрешность измерения толщины пленки будет состоять из ряда составляющих: погрешности результата наблюдения и погрешностей определения поправок. Рассмотрим погрешности определения поправок.

1. Погрешность определения поправки на измерительное усилие главным образом зависит от погрешности влияющего измерительного усилия. Погрешности радиуса сферы наконечника и коэффициентов эластичности материалов мало влияют на погрешность определения поправки. Поэтому погрешность определения поправки на измерительное усилие вычисляем по формуле:

$$\Delta \gamma_p = \frac{0,27}{(r \cdot p)^{1/3}} (\bar{\lambda}_1^2 + 2 \bar{\lambda}_n \bar{\lambda}_1 - 2 \bar{\lambda}_n \bar{\lambda}_2 - \bar{\lambda}_2^2)^{1/3} \Delta P, \quad (5)$$

где $\Delta \gamma_p$ — доверительная погрешность определения поправки на измерительное усилие в м,

ΔP — доверительная погрешность влияющего измерительного усилия в Н.

2. Доверительную погрешность определения поправки на непрямолинейность движения кареток по направляющим находим по формуле:

$$\Delta \gamma_n = \pm t_q \cdot S_{\bar{\lambda}_n}, \quad (6)$$

где $\Delta \gamma_n$ — доверительная погрешность определения поправки на непрямолинейность движения кареток по направляющим в мкм,

t_q — коэффициент, который находим из таблиц Стьюдента в зависимости от числа наблюдения и доверительной вероятности,

$S_{\bar{\lambda}_n}$ — оценка среднего квадратического отклонения средней арифметической результатов измерения непрямолинейности в мкм.

3. Доверительную погрешность определения поправки на неплоскостность верхней поверхности подложки (выпуклость или вогнутость) находим по, аналогичной (6), формуле:

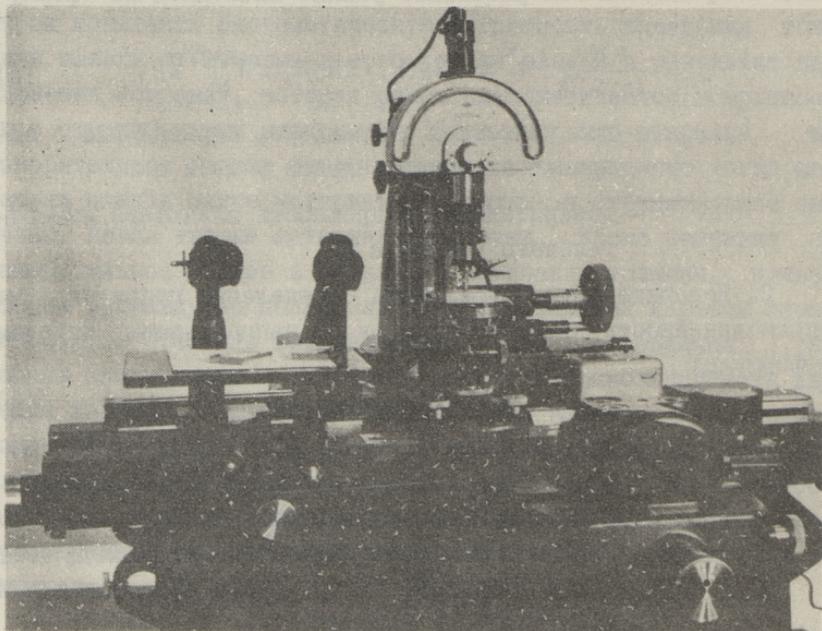
$$\Delta \gamma_b = \pm t_q \cdot S_{\bar{\lambda}_b}, \quad (7)$$

где $\Delta \gamma_b$ — доверительная погрешность определения поправки на неплоскостность верхней поверхности подложки в мкм,

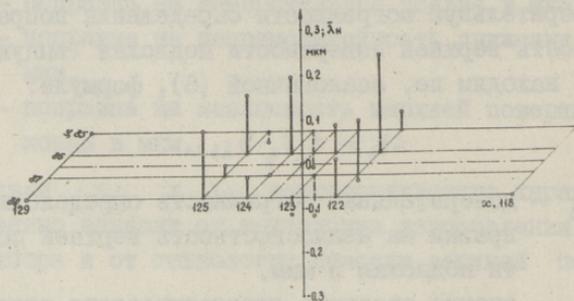
$S_{\bar{\lambda}_b}$ — оценка среднего квадратического отклонения средней арифметической результатов измерения неплоскостности верхней поверхности подложки в мкм.

Доверительную границу погрешности результата измерения толщины пленки образцовой меры контактным способом определяем по формуле:

$$\Delta_k = (\Delta u^2 + \Delta \gamma_p^2 + \Delta \gamma_n^2 + \Delta \gamma_b^2)^{1/2}, \quad (8)$$



Фиг. 2. Общий вид опытного образца прибора для измерения толщины пленки.



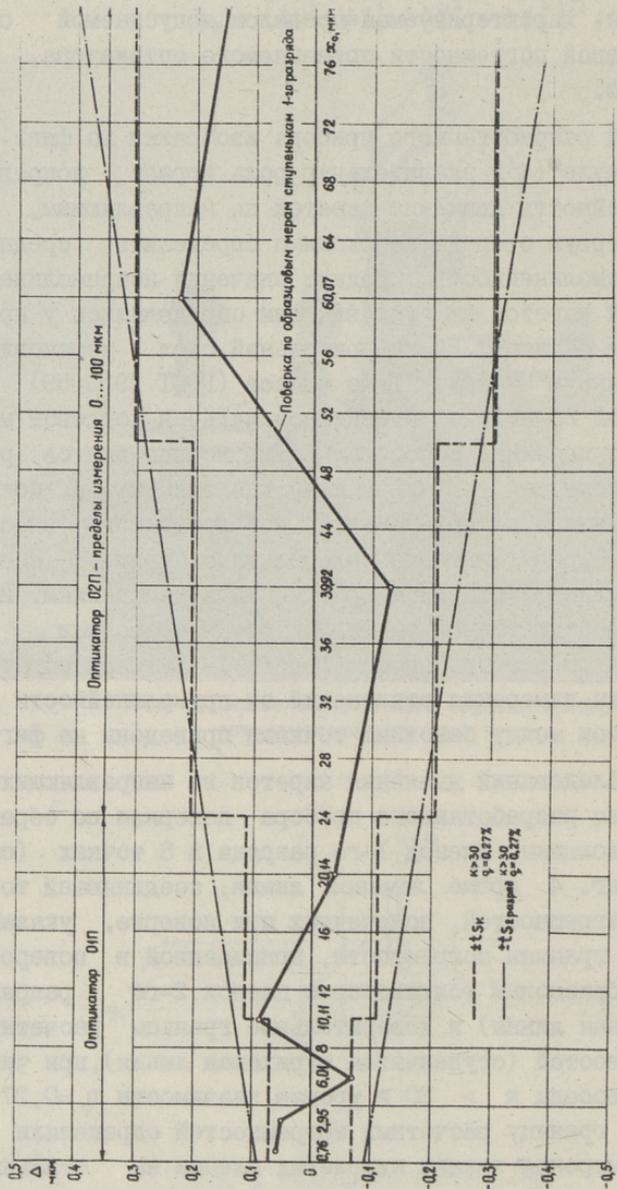
Фиг. 3. Результаты исследования непрямолинейности движения кареток по направляющим разработанного прибора для измерения толщины пленки.

где Δ_k — доверительная граница погрешности результата измерения толщины пленки контактным способом в мкм,

$\Delta_{\text{ц}}$ — доверительная погрешность результата наблюдения, характеризующаяся пределом допускаемой основной погрешности применяемого оптикомера, в мкм.

Общий вид разработанного прибора изображен на фиг. 2. Так как в формуле (4) значительную роль играет поправка на непрямолинейность движения кареток по направляющим, то у прибора в первую очередь необходимо определить средние значения непрямолинейности. Средние значения непрямолинейности движения кареток по направляющим определялись у прибора следующим образом. На измерительный стол установили плоскую стеклянную пластину I-го класса (ГОСТ 2923-59) с притертой к ней образцовой плоскопараллельной концевой мерой длины I-го разряда. С помощью юстировочных винтов регулировали положение стеклянной пластины так, чтобы показания вертикального интерферометра, установленного вместо оптикомера, в определенных точках равнялись нулю. После юстировки стеклянной пластины приступили к измерениям. Измерение в каждой указанной на фиг. 3 точке проводили по 20 раз, причем 10 раз при прямом ходе и 10 раз при обратном. Результаты измерения отклонений от прямолинейности при движении кареток между базовыми точками приведены на фиг. 3.

Кроме исследований движения кареток на направляющих, опытный образец разработанного прибора поверяли по образцовым мерам толщины пленок I-го разряда в 8 точках (см. фиг. 4). На фиг. 4 кроме ломаной линии, соединяющей точки значений погрешностей, полученных при поверке, указаны доверительные границы погрешности, приписанной в поверочной схеме к образцовым толщиномерам пленок 2-го разряда (штрихпунктирная линия) и доверительные границы расчетных по (8) погрешностей (ступенчатая штриховая линия), при числе степеней свободы $k > 30$ и уровне значимости $q = 0,27\%$. Доверительную границу расчетных погрешностей определяли для случая измерения толщин никелевых пленок на стальных подложках с использованием для измерения оптикомера с измерительным корундовым наконечником $r = 20$ мм. При этом составляющие погрешности находили следующим образом:



Фиг. 4. Результаты исследования точностных характеристик разработанного прибора для измерения толщины пленки.

- а) Δu по ГОСТ 10593-63,
- б) $\Delta \gamma_p = 0,02$ мкм, по (5) при $\Delta P = 0,3$ Н,
- в) $\Delta \gamma_n = 0,03$ мкм, по (6) при $k > 19$ и $q_f = 0,27$ %,
- г) $\Delta \gamma_s = 0,02$ мкм, по результатам измерения.

Из фиг. 4 видно, что точностные характеристики разработанного прибора для измерения толщин пленок образцовых мер контактным способом соответствуют точностным характеристикам образцовых толщиномеров пленок 2-го разряда.

З а к л ю ч е н и е

1. Разработанный прибор позволяет измерять толщину пленки в любой точке на поверхности подложки образцовых мер, а также толщину пленки на деталях, если пленка на них нанесена в виде ступеньки.

2. Точностные характеристики разработанного прибора позволяют отнести его ко 2-му разряду.

Л и т е р а т у р а

1. O'Neill Frank. Coating thickness measurements. Plating, 1971, 58, N 1.

2. А.М. Ямпольский. Контроль качества защитных покрытий. Изд. "Машиностроение", М.-Л., 1966.

3. Р.А. Ланеотс, Б.Я. Саар. Исследование весового метода для аттестации мер толщины пленок, Труды ТПИ, серия А, № 317, Таллин, 1971.

4. Н.Н. Марков, Г.Б. Кайнер, П.А. Сацердотов. Погрешность и выбор средств при линейных измерениях, Изд. "Машиностроение", М., 1967.

Messgerät für Schichtdickenmessung

Zusammenfassung

Im Artikel wird die Beschreibung des vom Autor ausgearbeiteten Mustermessgeräts der zweiten Kategorie für die Messung und die Eichung des Musterdickenmessmittels der dritten Kategorie angeführt.

Im Artikel werden auch die theoretische Analyse der Messfehler und die Ergebnisse der Untersuchung des Messgeräts beschrieben.

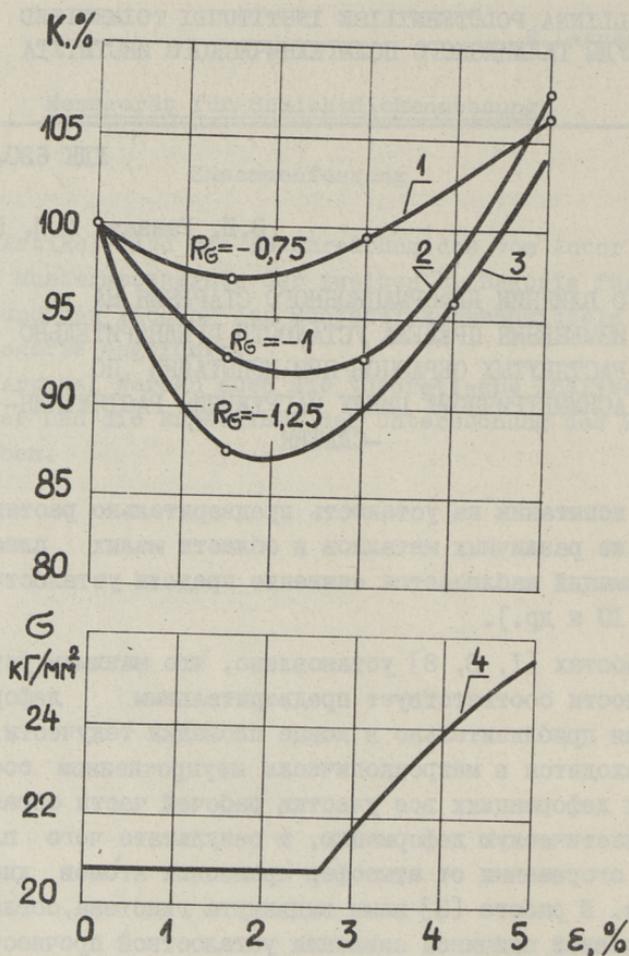
Э.И. Раннат, А.И. Ингерма

О ВЛИЯНИИ ДЕФОРМАЦИОННОГО СТАРЕНИЯ НА
ИЗМЕНЕНИЯ ПРЕДЕЛА УСТАЛОСТИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО
РАСТЯНУТЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ ИСПЫТАНИИ ПО
АСИММЕТРИЧНОМУ ЦИКЛУ НАГРУЖЕНИЯ РАСТЯЖЕНИЯ-
СЖАТИЯ

При испытании на усталость предварительно растянутых образцов из различных металлов в области малых пластических деформаций наблюдается снижение предела усталости [1, 6, 8, 9, 10 и др.].

В работах [1, 3, 8] установлено, что минимум усталостной прочности соответствует предварительным деформациям растяжения приблизительно в конце площадки текучести, где металлы находятся в макроскопически неупрочненном состоянии. При таких деформациях все участки рабочей части образца проходили пластическую деформацию, в результате чего плотность свежих и оторванных от атмосфер примесных атомов дислокаций увеличена. В работе [3] нами выдвинута гипотеза, согласно которой основной причиной снижения усталостной прочности после предварительного деформирования является повышенная плотность свободных от примесных атомов дислокаций, движение которых при действии циклических напряжений облегчено, а также образование скоплений дислокаций, которые создадут поля направленных напряжений.

В работе [3] авторы исследовали влияние предварительной пластической деформации на предел усталости железа Армко при асимметричных циклах нагружения растяжения-сжатия. Характер относительного изменения предела усталости в зависимости от величины предварительной деформации растяжения при различных коэффициентах асимметричности цикла показано на фиг. 1.



Фиг. 1. Относительное изменение предела усталости железа Армко в зависимости от величины предварительной деформации растяжения (кривые 1, 2 и 3) и диаграмма статического растяжения (кривая 4).

На фиг. I
$$K = \frac{\sigma_{R(\epsilon)}}{\sigma_{R(\epsilon=0)}} \cdot 100\%, \quad (I)$$

где $\sigma_{R(\epsilon)}$ — предел усталости деформированного материала,
 $\sigma_{R(\epsilon=0)}$ — предел усталости недеформированного материала.

Авторами данной работы принимается попытка более подробно изучить причины снижения предела усталости в области малых пластических деформаций, в частности, в условиях нагружения по асимметричному циклу растяжения-сжатия.

В качестве материала образцов для усталостных испытаний принято железо Армко, химический состав и механические свойства которого приведены в работе [3]. Усталостные испытания проводились на сконструированном нами механическом пульсаторе [4]. Частота нагружения 1500 циклов в минуту. Базой испытания являлось 10^7 циклов.

В работе [1] отмечается, что в случае, когда причиной уменьшения усталостной прочности после предварительного деформирования растяжением в области малых пластических деформаций является повышенное количество легкоподвижных дислокаций в металле и явление обратного движения дислокаций при меньших напряжениях, то какое-либо воздействие на металл, которое приводит к блокированию дислокаций, должно влиять на предел усталости.

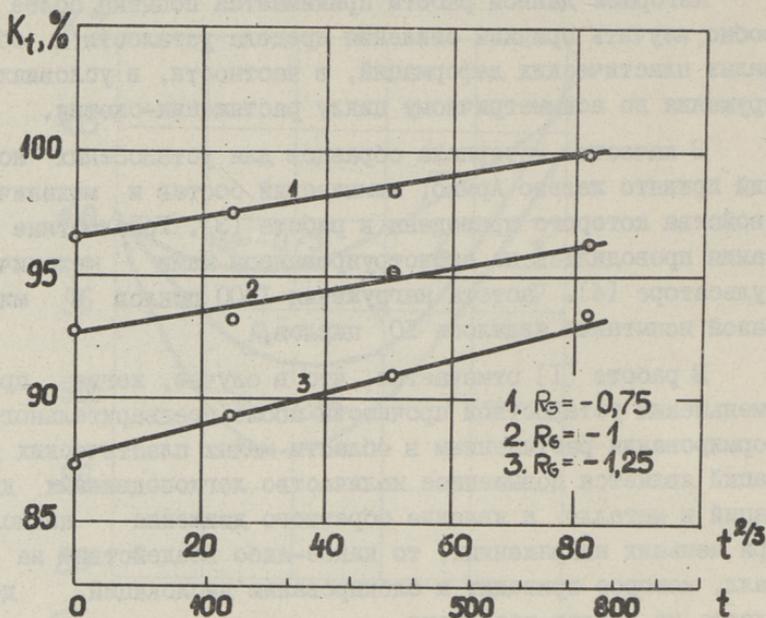
Таким воздействием, как известно, является старение. В процессе старения свободные дислокации блокируются примесными атомами твердого раствора, то есть образуются атмосферы Коттерелла и Сноэка вокруг дислокаций.

Для проверки этого предположения часть образцов после пластического деформирования растяжением подвергалась старению в температуре 150 °С при различных выдержках, затем образцы испытывались на усталость.

Результаты усталостных испытаний состаренных образцов приведены на фиг. 2 и в табл. I.

Как видно из полученных результатов, предел усталости повышается с увеличением времени старения.

При испытании состаренных образцов знакопеременной нагрузкой (среднее напряжение цикла - растягивающее) предел усталости полностью восстанавливается после 12-часового старения. При испытании по симметричному циклу и по асимметричному циклу (среднее напряжение цикла - сжимающее) пределы усталости после старения в течение такого же времени соответственно также увеличиваются, но не достигают исходного значения (предела усталости недеформированного металла).



Фиг. 2. Относительное изменение предела усталости предварительно растянутого железа Армко в зависимости от продолжительности старения при температуре 150°С. Время t в минутах.

Обсуждение результатов

Из фиг. 2 видно, что между относительным изменением предела усталости и временем старения в координатах $K_t - t^{2/3}$ наблюдается линейная зависимость.

Если считать прирост предела усталости $\Delta\sigma_R$ приблизительно пропорциональным числу растворенных атомов n

$$K_t = \frac{\sigma_{R(\epsilon)} \text{ после старения}}{\sigma_{R(\epsilon=0)} \text{ без старения}}, \quad (2)$$

достигавших дислокации за время t , то есть скорости старения, то можно написать:

Т а б л и ц а I

Предел усталости предварительно растянутого железа
Армко в зависимости от продолжительности старения

Коэффициент асимметричности цикла R_σ	Предварительная деформация $\varepsilon, \%$	Температура старения $t^\circ, \text{град}$	Время старения $t, \text{мин}$	Предел усталости после старения $\sigma_{R(\varepsilon)}, \text{кг/мм}^2$	Относительное изменение предела усталости $K_t, \%$
-0,75	0	-	-	16,3	100,0
	1,5	-	-	15,7	96,9
	1,5	150	120	15,9	97,5
	1,5	150	360	16,0	98,5
	1,5	150	720	16,3	100,0
-1	0	-	-	13,5	100,0
	1,5	-	-	12,5	92,6
	1,5	150	120	12,8	93,2
	1,5	150	360	12,9	95,3
	1,5	150	720	13,0	96,3
-1,25	0	-	-	11,7	100,0
	1,5	-	-	10,3	87,3
	1,5	150	120	10,5	89,3
	1,5	150	360	10,8	91,0
	1,5	150	720	11,8	93,5

$$\Delta\sigma_R \approx Cn(t) = C\alpha \text{Ln}_0 \left(\frac{ADt}{KT} \right)^{2/3}, \quad (3)$$

где C - коэффициент пропорциональности

$$\Delta\sigma_R = \sigma_{R(\varepsilon)}^t - \sigma_{R(\varepsilon=0)}^{t=0}, \quad (4)$$

$\sigma_{R(\varepsilon)}^{t=0}$ - предел усталости растянутых образцов без старения,
 $\sigma_{R(\varepsilon)}^t$ - предел усталости растянутых образцов после старения за время t .

Это указывает на то, что процесс изменения предела усталости при старении подчиняется закону, предложенному Коттреллом и Билби [7]:

$$n(t) = \alpha L n_0 \left(\frac{ADt}{kT} \right)^{2/3}, \quad (5)$$

- где α — числовой коэффициент,
 n_0 — общее число растворенных атомов на единицу объема,
 L — общая длина линейных дислокаций в единице объема,
 A — параметр, зависящий от упругих констант, изменения объема, вызванного растворенными атомами и мощности дислокации,
 D — коэффициент диффузии растворенного элемента в растворе,
 k — константа Болцмана,
 T — абсолютная температура.

Выражение (5) было подтверждено многочисленными опытами, в том числе при изучении внутреннего трения в закаленном и деформированном железе.

Предполагается, что при старении после деформирования происходит отностороннее закрепление дислокаций [5]. При предварительной пластической деформации в некоторых полосах скольжения образуются скопления дислокаций перед препятствиями и таким образом головные дислокации в этом скоплении окажутся как бы плотно спрессованными. Указанное давление от дислокаций увеличивает напряжение, действующее на головные дислокации и создает концентрацию напряжения в этих местах [2].

В результате этого энергия взаимодействия растворенных атомов с упругим полем дислокации максимальная в головной части скопления и образование атмосферы, а в дальнейшем и выделение сегрегаций в этой области будут происходить в первую очередь. Растворенные атомы областей в конце скопления также будут уходить в головную часть. Это и является причиной того, что в начальной стадии старения сильнее закрепленными окажутся дислокации головной части скопления и тем самым уменьшается упругое поле дислокаций, отталкивающих замыкающие дислокации назад к источнику. Вследствие

этого уменьшается встречное напряжение от скопления дислокаций, следовательно, для того, чтобы вызывать скольжение в направлении, обратном предварительному, внешнее напряжение увеличивается.

Если при последующем усталостном испытании предварительно растянутых и затем состаренных образцов по асимметричному циклу нагружения, среднее напряжение которого совпадает по знаку с напряжением предварительной деформации, то предел усталости восстанавливается быстрее, чем при цикле нагружения со средним напряжением, противоположным напряжению предварительной деформации. Тот факт свидетельствует о том, что в процессе старения в первую очередь блокируются головные дислокации скопления и дальнейшее колебательное движение их под действием переменной нагрузки зависит от знака среднего напряжения цикла.

Представляется, что предложенную нами гипотезу, объясняющую причины снижения усталостной прочности предварительно растянутых образцов, можно считать качественно справедливой. В пользу ее говорит и зависимость изменения предела усталости от времени старения деформированных образцов.

Л и т е р а т у р а

1. А.И. Ингерма. Влияние малых пластических деформаций на предел усталости металлов. Автореферат дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук, Таллин, 1966.

2. А.Х. Коттрелл. Дислокация и пластическое течение в кристаллах. М., Машгиз, 1951.

3. Э.И. Раннат, А.И. Ингерма. Исследование влияния предварительной деформации на усталостную прочность металлов при асимметричных циклах нагружения растяжения-сжатия. Труды ТПИ, серия А, № 322, 1972.

4. Э.И. Раннат, А.И. Ингерма. Опытная установка для испытания образцов при осевых знакопеременных циклах нагружения. Труды ТПИ, серия А, № 249, 1970.

5. Б.И. Смирнов. ФММ, 1960, т. 10 вып. 5, 736.

6. Н.И. Черняк. Механические свойства стали в области малых пластических деформаций. Изд-во АН УССР, Киев, 1962.

7. Cottrell A.H., Bilby B.A. Proc. Phys. Soc., A62,49, 1949.

8. Faninger G. Über das Verformungsverhalten Eigenspannungsbehafteter Stähle bei statischer und dynamischer Beanspruchung., "Berg- und Hüttenmännisches Monatsheft", 1967, 112, N 11, 311-347.

9. Mataka, Tomakadzu, Effect of pre-strain of the fatigue limit of 7:3 brass specimen., "I.Soc. Mater. Sei., Japan", 1967, 16, N 168, 732-735.

10. Sato, Siro. The effect of tensile preworking on the fatigue strength of S40C steel containing non-metallic inclusions. "I.Soc.Mater.,Sei.,Japan", 1968, 17, N 172, 31-36.

E.Rannat, A.Ingerma

Über den Einfluss der künstlichen Alterung auf
die Wechselfestigkeit der plastisch-verformten
Metalle beim asymmetrischen zyklischen Zug-
druckverfahren

Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel werden Untersuchungsergebnisse des Einflusses der künstlichen Alterung plastisch-zugverformter Metalle auf die Dauerfestigkeit dargelegt.

Es wurden kohlenstoffarme Stähle untersucht. Die plastisch-zugverformten Proben wurden vor den Dauerfestigkeitsversuchen bei 150°C der künstlichen Alterung unterworfen.

Dauerfestigkeitsprüfungen wurden auf mechanischem Pulsator mit asymmetrischem Zyklus durchgeführt.

Auf Grund der Untersuchungsergebnisse wurde eine Erhöhung der Dauerfestigkeit nach der Alterung plastisch-zugverformter Proben im Bereich kleiner plastischer Verformungen (bei $\epsilon \approx 1,5\%$) festgestellt.

УДК 621.831.024.5

Э.М. Хендре

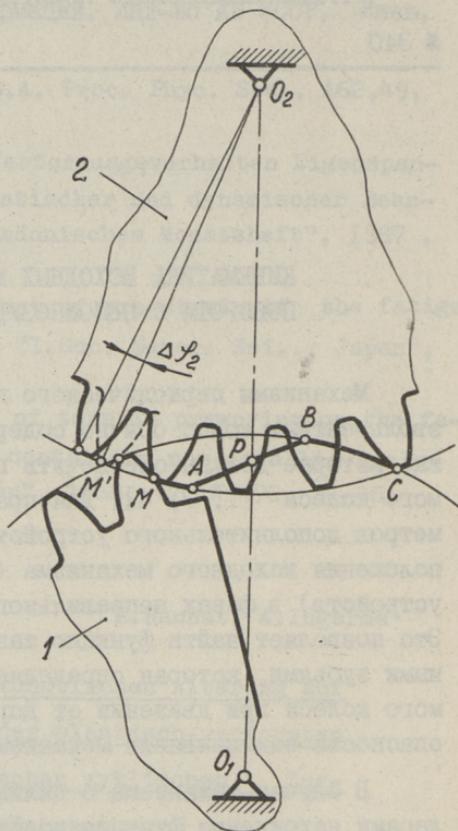
КИНЕМАТИКА ИСХОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО
ПОВОРОТА С НЕПОЛНОЗУБЫМИ КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Механизмы периодического поворота на базе неполнозубых эвольвентных колес обычно содержат дополнительные устройства, которые должны обеспечить плавный разбег и выбег ведомого колеса [1, 3, 4]. Для правильного выбора типа и параметров дополнительного устройства необходимо знать функцию положения исходного механизма (механизма без дополнительных устройств) в фазах неправильного зацепления зубьев колес. Это позволяет найти функцию зазора между входными и выходными зубьями, которая определяет предельные положения ведомого колеса при движении от дополнительного устройства без опасности заклинивания механизма.

В случае механизма с цилиндрическими неполнозубыми колесами нахождение функции положения и предельных положений ведомого колеса не представляет трудности [3, 4]. Определение функции положения исходного механизма с неполнозубыми коническими колесами требует применения теории пространственных зацеплений, что существенно усложняет решение задачи.

В данной работе рассматривается определение функции положения исходного механизма периодического поворота, содержащего неполнозубое ведущее и полнозубое ведомое конические колеса. Попутно определяется и первая передаточная функция (аналог угловой скорости). Исследование охватывает механизмы с прямозубыми коническими колесами, имеющими принятую обычно для таких колес форму зуба I (по классификации ЭНИМСа [1]).

Аналогично зацеплению неполнозубых цилиндрических колес [6] в зацеплении конических колес в фазе входа зубьев в зацепление происходит кромочный контакт зубьев вне зоны правильного зацепления. На фиг. 1, где зацепление неполнозубого конического колеса 1 (ведущее колесо) с полнозубым ведомым колесом 2 показано на поверхности сферы, этой фазе соответствует участок МА линии зацепления.



Фиг. 1.

Поставленная задача может быть в данном случае сформулирована так: задана кромка зуба ведомого колеса, а также поверхность зуба и закон движения ведущего звена; требуется найти функцию $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$, связывающую углы поворота колес.

Поверхность зуба ведущего колеса 1 в неподвижной системе координат $S(x, y, z)$, в которой рассматривается зацепление колес может быть записана в такой форме [2]:

$$\bar{r}^{(1)} = \bar{r}^{(1)}(u_1, \varphi_1, \varphi_1), \quad (I)$$

где $\bar{r}^{(1)}$ — радиус-вектор текущей точки поверхности Σ_1 зуба, проведенный из начала координат,

u_1, φ_1 — параметры поверхности.

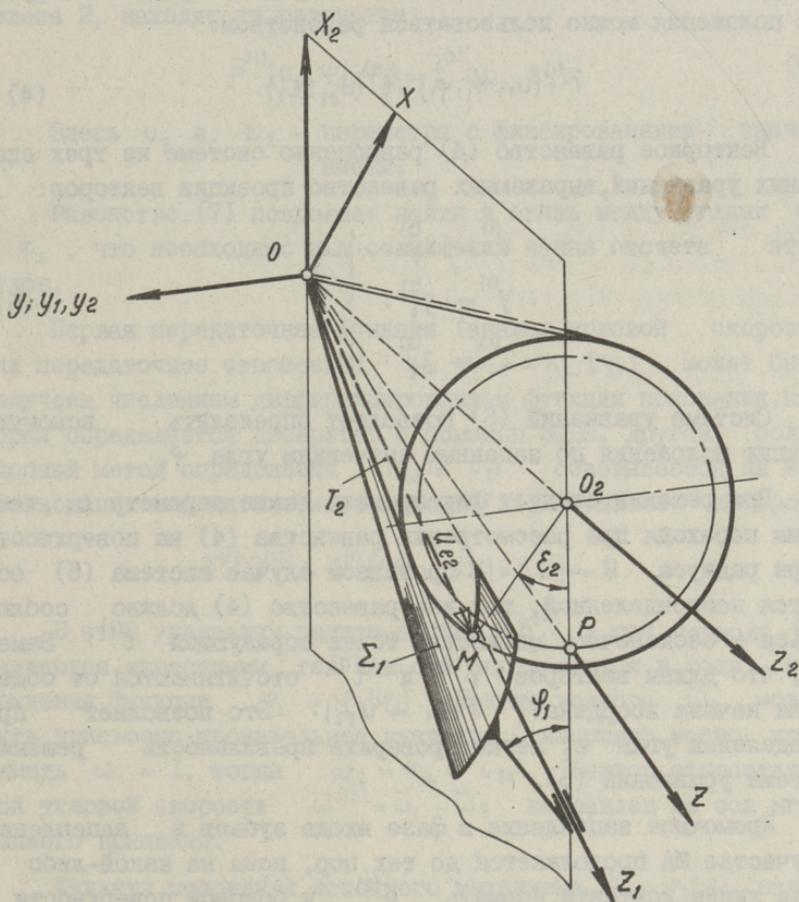
Орт нормали к поверхности зуба колеса 2 запишется так:

$$\bar{e}^{(1)} = \bar{e}^{(1)}(\psi_1, \varphi_1). \quad (2)$$

Кромку зуба ведомого колеса 2 можно представить как образующую конуса выступов, уравнение которого имеет вид:

$$\bar{t}^{(2)} = \bar{t}^{(2)}(u_{e2}, \varepsilon_2), \quad (3)$$

где u_{e2}, ε_2 - параметры, определяющие текущую точку конической поверхности T_2 (фиг. 2).



Фиг. 2.

Пусть кромка зуба колеса 2 вступила в контакт с поверхностью Σ_1 зуба колеса I. Тогда каждому значению угла поворота φ_1 колеса I соответствует определенное зна-

чение угла поворота φ_2 ведомого колеса, подлежащее определению. Так как кромка зуба колеса 2 в каждый момент совпадает с некоторой образующей конуса выступов, функция положения ведомого колеса может быть рассмотрена как зависимость $\varepsilon_2 = \varepsilon_2(\varphi_1)$.

Угол ε_2 определяет положение образующей, по которой проходит линия пересечения поверхности зуба Σ_1 с конусом выступов T_2 (фиг. 2). Следовательно, для определения функции положения можно пользоваться равенством:

$$\bar{r}^{(1)}(u_1, \psi_1, \varphi_1) = \bar{t}^{(2)}(u_{e2}, \varepsilon_2). \quad (4)$$

Векторное равенство (4) равноценно системе из трех скалярных уравнений, выражающих равенство проекции векторов:

$$\left. \begin{aligned} x^{(1)} &= x_t^{(2)}, \\ y^{(1)} &= y_t^{(2)}, \\ z^{(1)} &= z_t^{(2)}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Система уравнений (5) позволяет определить искомую функцию положения по заданным значениям угла φ_1 .

При решении следует фиксировать также параметр u_1 , тем самым переходя при рассмотрении равенства (4) на поверхность сферы радиуса $R = u_1$. В противном случае система (5) остается неопределенной, так как равенство (4) должно соблюдаться в бесконечном множестве точек образующей $\bar{t}^{(2)}$. Заметим, что длины векторов $\bar{r}^{(1)}$ и $\bar{t}^{(2)}$ отсчитываются от общей точки начала координат $O (u_1 = u_{e2})$. Это позволяет при определении угла ε_2 легко проверить правильность решения системы уравнений (5).

Кромочное зацепление в фазе входа зубьев в зацепление на участке МА продолжается до тех пор, пока на какой-либо точке линии контакта нормаль $\bar{e}^{(2)}$ к боковой поверхности зуба колеса 2 в бесконечной близости к кромке зуба не совпадет с нормалью к поверхности зуба Σ_1 . При этом равными должны быть и радиусы-векторы точек линии контакта. Следовательно

$$\left. \begin{aligned} \bar{e}^{(1)}(\psi_1, \varphi_1) &= \bar{e}^{(2)}(\psi_2, \varphi_2), \\ \bar{r}^{(1)}(u_1, \psi_1, \varphi_1) &= \bar{r}^{(2)}(u_2, \psi_2, \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для определения значений углов поворота колес $\varphi_1 = \varphi_{A1}$ и $\varphi_2 = \varphi_{A2}$, при которых начинается нормальное зацепление, достаточно из пяти независимых скалярных уравнений системы (6) использовать четыре: два уравнения равенства проекций ортов нормалей $\bar{e}^{(1)}$, $\bar{e}^{(2)}$ и два уравнения равенства проекций радиусов-векторов $\bar{r}^{(1)}$, $\bar{r}^{(2)}$. При решении следует фиксировать u_1 или u_2 и принимать $\psi_2 = \psi_{e2}$, где параметр поверхности ψ_{e2} , соответствующий кромке зуба колеса 2, находят из равенства

$$\bar{r}^{(2)}(u_2, \psi_2, \varphi_2) = \bar{t}^{(2)}(u_{e2}, \varepsilon_2). \quad (7)$$

Здесь u_2 и ε_2 — параметры с фиксированными значениями.

Равенство (7) позволяет найти и связь между углами ε_2 и φ_2 , что необходимо для совмещения начал отсчета этих углов.

Первая передаточная функция (аналог угловой скорости или передаточное отношение) $k_\omega = i_{21} = k_\omega(\varphi_1)$ может быть получена численным дифференцированием функции положения, которая определяется дискретно с помощью ЭЦВМ. Другой, более удобный метод определения $k_\omega = i_{21}$ основывается на использовании кинематического метода [2], согласно которому

$$\bar{e}^{(1)} \cdot \bar{v}^{(12)} = \bar{e}^{(1)} [(\bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_2) \times \bar{r}^{(1)}] = 0. \quad (8)$$

В этом уравнении радиус-вектор $\bar{r}^{(1)}$ и орт нормали $\bar{e}^{(1)}$ считаются известными, так как они определяются в ходе нахождения функции $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$. Модуль вектора $\bar{\omega}_1$ может быть присвоено произвольное значение: например, можно принимать $\omega_1 = 1$, тогда $\omega_2 = k_\omega = i_{21}$. Вектор относительной угловой скорости $\bar{\omega}^{(12)} = \bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_2$ направлен по оси мгновенного вращения.

Функция положения исходного механизма $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$, полученная из условия кромочного контакта зуба колеса 2 с зубом колеса 1, определяет одно предельное положение ведомого колеса 2 при его движении от дополнительного механизма. Второе предельное положение ведомого колеса в фазе разбега соответствует положению, при котором возникает кромочный контакт между зубом колеса 1 и последующим зубом колеса 2 (на

фиг. 1 этот зуб изображен пунктирной линией). Очевидно, что в этом случае для определения связи между углами поворота колес следует пользоваться следующим равенством:

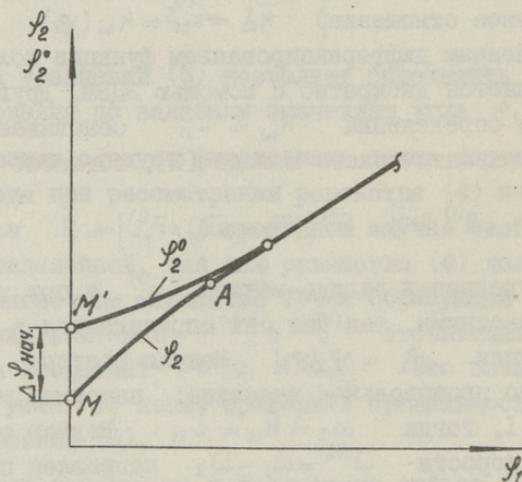
$$\bar{r}^{(2)}(u_2, \psi_2, \varphi_2^0) = \bar{t}^{(1)}(u_{e1}, \varepsilon_1), \quad (9)$$

где φ_2^0 - угол поворота колеса 2, соответствующий его второму предельному положению.

Определив предварительно из условия

$$\bar{r}^{(1)}(u_1, \psi_1, \varphi_1) = \bar{t}^{(1)}(u_{e1}, \varepsilon_1) \quad (10)$$

разницу между началами отсчета углов φ_1 и ε_1 можно на основании равенства (9) найти функцию $\varphi_2^0 = \varphi_2^0(\varphi_1)$. Затем легко определить и функцию $\Delta\varphi_2 = \varphi_2^0 - \varphi_2$, характеризующую в фазе разбега ведомого колеса зазор между зубьями колес. На фиг. 3 показана графическая интерпретация определения величины $\Delta\varphi_2$.



Фиг. 3.

Началу кромочного зацепления при выходе зубьев из зацепления соответствует момент, когда линия контакта между последним зубом неполнозубого ведущего колеса и зубом ведомого колеса выходит на кромку зуба колеса I (в точке В на фиг. 1). В этом положении колес ($\varphi_1 = \varphi_{B1}$; $\varphi_2 = \varphi_{B2}$) должны соблюдаться условия (6); при последующем повороте колес $\bar{e}^{(1)} \neq \bar{e}^{(2)}$.

Методика определения кинематических характеристик и функции зазора $\Delta\varphi_2$ на участке неправильного зацепления ВС аналогична описанной выше методике. В этой фазе для нахождения функции $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ следует пользоваться уравнениями (9) и (10), а для определения функции $\varphi_2^0 = \varphi_2^0(\varphi_1)$ — уравнениями (4) и (7). В условии (8) вместо радиус-вектора $\vec{r}^{(1)}$ и орта нормали $\vec{e}^{(1)}$ подставляют $\vec{r}^{(2)}$ и $\vec{e}^{(2)}$ соответственно.

Л и т е р а т у р а

1. В.Н. Кедринский, Н.Ф. Хлебалин. Геометрический расчет конических зубчатых колес. М., ЭНИМС, 1968.
2. Ф.Л. Литвин. Теория зубчатых зацеплений. М., изд-во "Наука", 1968.
3. К.В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., Изд-во "Книга", 1965.
4. М.Е. Фишин, Э.М. Хендре, А.У. Хош. К вопросу синтеза механизмов неполнозубных колес. Сб. статей по машиностроению, вып. УП, Труды ТПИ, серия А, № 306, 1977.
5. И. Фольмер. К расчету звездчато-зубчатых шаговых механизмов. В кн. "Анализ и синтез механизмов". М., изд-во "Машиностроение", 1969.
6. Э.М. Хендре. Шаговые механизмы на базе эвольвентных зубчатых колес. Изв. вузов СССР — "Приборостроение" № 6, 1969.

Kinematik des Schrittgetriebes mit
Kegelzahnradern

Zusammenfassung

Das Schrittgetriebe mit Kegelzahnradern besteht aus einem Treiberrad, bei dem nur ein Teil der Kegelfläche zahnradförmig ausgebildet ist und dem anzutreibenden Vollzahnrad. Mit dieser Anordnung wird eine periodische Drehbewegung des angetriebenen Kegelrades erreicht. In dem vorliegenden Artikel ist die Methode der Bestimmung der Übertragungsfunktionen (Drehwinkel, Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung des angetriebenen Rades) gegeben, die auf der Theorie der räumlichen Verzahnung beruht. Dabei werden Phasen der Verzahnung behandelt, wo der Kopfrand eines Zahnes in Kontakt mit der Flanke des anderen Zahnes steht (in Phasen unnormaler Verzahnung). Man hat auch Formeln zur Berechnung des Eingriffsflankenspiels erhalten.

Сборник статей
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ 1X

Таллинский политехнический институт
Редактор Г.Гроссшмидт
Техн. редактор Г.Гришина
Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 6/УП 1972

Подписано к печати 24/ХП 1972. Бумага 60x90/16.
Печ. л. 4,25 + 0,25 прилож. Учетно-изд. л. 3,38.
Тираж 350. МВ-11301. Зак. №59. Ротапринт ТПИ,
Таллин, ул. Коскла, 2/9.
Ц е н а 34 коп.

СБОРНИК СТАТЕЙ ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ

IX

УДК 621.822.5

Роль температурного фактора в самосмазывании миниатюрных пористых подшипников скольжения.

М.Э. Аяотс, Ю.М.Хандельсман. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340, стр.3-12.

В статье устанавливается роль температурного фактора в реализации самосмазываемости миниатюрных опор с пористыми подшипниками. Представлены результаты расчета коэффициента наполнения зазора маслом в зависимости от рабочей температуры, пористости и зазора. Теоретические зависимости экспериментально проверены. Установлено, что объем зазора в миниатюрных подшипниках при незначительном нагреве может наполняться маслом более чем на 5 %.

УДК 621.924.5:531.3

Исследование движения стола круглошлифовального станка ЗБИ53 по направляющим станины на фазовой плоскости при помощи ЭВМ. Ю.И. Ванавески.

Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340, стр. 13-20.

В статье приведена методика вычисления координат интегральной кривой на фазовой плоскости при помощи ЭВМ. Приводятся результаты по исследованию движения стола круглошлифовального станка мод. ЗБИ53 по направляющим станины от гидропривода без нагрузки от сил резания. Определены критическая скорость системы и устойчивость при скоростях, ниже критической, в зависимости от величины возмущающего импульса. Приведена зависимость критической скорости от жесткости системы.

Фигур 4, библиографий 4.

УДК 62-18:519.2

Нахождение функций аппроксимации механических характеристик. Ю.И. Ванавески, Р.А. Кюттнер. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340, стр. 21-26.

Рассматривается нахождение функций, аппроксимирующих экспериментально определенную зависимость на отдельных ее участках. Найденные методом наименьших квадратов функции аппроксимации обеспечивают плавный переход от одной функции к другой на границах соседних участков экспериментально определенных зависимостей и учитывают другие дополнительные требования. Такая аппроксимация особенно пригодна для описания механических характеристик, как например, характеристики силы трения и силы резания, изменения микротвердости по глубине для механически обработанной поверхности и др. Приводится функция, аппроксимирующая характеристику силы трения при движении стола круглошлифовального станка ЗБ153 по направляющим станины.

Фигур 1, таблиц 1, библиографий 4.

УДК 621.924.5-18

Параметры системы движения стола круглошлифовального станка ЗБ153. Ю.И. Ванавески. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340, стр.27-35.

Приводятся данные по экспериментальному определению параметров системы движения стола круглошлифовального станка мод. ЗБ153 по направляющим станины от гидропривода. Определены жесткость привода по перемещению стола, частота собственных колебаний, приведенная масса системы, логарифмический декремент затухания и коэффициент силы сопротивления пропорциональной скорости. Приведены аналитические зависимости для определения жесткости привода по перемещению стола.

Фигур 5, библиографий 1.

Влияние систематической погрешности преобразования на точность и результаты поверки контрольно-сортировочного автомата. В.М. Израилев, Р.А.Лаанеотс, Б.Я. Саар. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340 стр. 37-42.

В статье рассматриваются вопросы точности и поверки КСА, которые являются в настоящее время актуальными. Полученные результаты представляют как теоретический, так и практический интерес для специалистов, работающих в области автоматизации размерной сортировки в машиностроении, а также и для специалистов-метрологов. В статье установлено, что систематическая погрешность преобразования измерительного сигнала изменяет точность КСА и вносит погрешность в результате поверки. Выведены формулы, позволяющие уточнить данные поверки КСА.

Прибор для измерения толщины пленки. Р.А.Лаанеотс, Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340, стр. 43-52.

В статье приводится описание принципа работы разработанного автором образцового прибора 2-го разряда для измерения (аттестации и поверки) толщин пленок образцовых мер 3-го разряда.

Приведен теоретический анализ погрешностей и результаты исследования прибора.

УДК 620.178.32

О влиянии деформационного старения на изменения предела усталости предварительно растянутых образцов при испытании по асимметричному циклу нагружения растяжения - сжатия. Э.Т. Раннат, А.И. Ингерма. Труды Таллинского политехнического института № 340, 1972, стр. 53-68.

В статье рассматривается влияние деформационного старения на изменение предела выносливости предварительно деформированного растяжения металла. Показано, что старение после пластического деформирования повышает предел выносливости, причем продолжительность старения для полного восстановления предела выносливости зависит от асимметричности цикла переменного нагружения.

При обсуждении результатов показано, что изменение предела выносливости в случае старения после деформирования хорошо подчиняется закону старения, предложенному Коттреллом и Билби.

УДК 621.831.024.5

Кинематика исходных механизмов периодического поворота с неполнозубыми коническими колесами. Э.М. Хендре. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 340, стр. 61-67.

В статье рассматривается конический зубчатый механизм периодического поворота, содержащий неполнозубое ведущее и полнозубое ведомое колеса. На основе теории пространственных зацеплений получены векторные уравнения, позволяющие найти функцию положения и передаточные функции в фазах кромочного (неправильного) зацепления колес. Приведены также зависимости для определения величины зазора между зубьями при входе их в зацепление и выходе из зацепления.



Цена 34 коп.