

Ep.6.7
597

ISSN 0136-3549

0320-3344

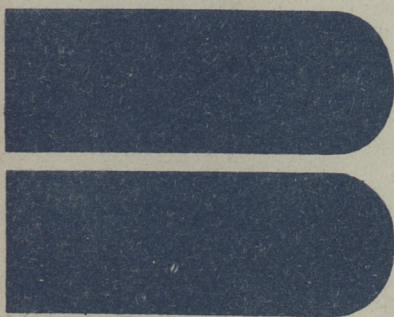
TALLINNA
POLÜTEHNILISE INSTITUUDI
TOIMETISED

597

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА

TPI
'85

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ, РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ



597

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

**ТРИ
'85**

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 621.81.001



**ДОЛГОВЕЧНОСТЬ,
РАСЧЕТ
И
КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ
И
УЗЛОВ
МАШИН
И
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

Машиностроение XXШ

Таллин 1985



ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Труды ТПИ № 597

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ, РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ

Машиностроение XXIII

На русском языке

Отв. редактор Х. Арумяэ

Техн. редактор М. Тамме

Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 26.03.85

Подписано к печати 18.10.85

МВ-09145

Формат 60x90/16

Печ. л. 5,5 + приложение 0,25

Уч.-изд. л. 4,6

Тираж 300

Зак. № 667

Цена 70 коп.

Таллинский политехнический институт,

200026 Таллин, Эхитаяте тее, 5

Ротапринт ТПИ, 200006 Таллин, ул. Коскла, 2/9



Таллинский политехнический институт, 1985

В.В. Менг, В.И. Стрижак, Ю.П. Шевченко

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕРМОПЛАСТМАСС
ПРИ СТУПЕНЧАТОМ НАГРУЖЕНИИ

Известно, что длительная прочность твердых тел при изотермическом процессе может быть описана упрощенным уравнением С.Н. Журкова [1, 2]:

$$\tau_p = A \cdot e^{-\alpha \cdot \sigma}, \quad (1)$$

где τ_p - время сопротивления материала (долговечность);

A и α - постоянные коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств материала и характера действия нагрузки;

σ - действующее напряжение.

Как показали исследования, для термопластов типа полиэтилен применим принцип линейного суммирования повреждений (принцип Р.В. Бейли) [3]:

$$\int_0^{\tau_p} \frac{dt}{A e^{-\alpha \sigma}} = 1, \quad (2)$$

Уравнение (1) с учетом (2) можно представить при ступенчатом нагружении в виде [4]:

$$\sum \frac{\Delta t}{A e^{-\alpha [\sigma_0 + (n-1) \Delta \sigma]}} = 1 \quad (3)$$

или

$$\sum e^{\alpha [\sigma_0 + (n-1) \Delta \sigma]} = \frac{A}{\Delta t}, \quad (4)$$

где σ_0 - действующее напряжение в начальный момент времени;

$\Delta \sigma_0$ - степень приращения напряжения за интервал времени Δt ;

n - количество ступеней нагружения до разрушения.

Члены левой части уравнения (4) образуют геометрическую прогрессию со знаменателем $q = e^{\alpha \Delta \sigma}$. Заменяем левую часть уравнения (4) суммой геометрической прогрессии:

$$\frac{e^{\alpha\sigma_0}(e^{\alpha\Delta\sigma n} - 1)}{e^{\alpha\Delta\sigma} - 1} = \frac{A}{\Delta t}, \quad (5)$$

откуда, пренебрегая величиной $\frac{1}{A}$ ввиду малости, получим

$$\frac{e^{\alpha\Delta\sigma n}}{A} = \frac{e^{\alpha\Delta\sigma} - 1}{\Delta t e^{\alpha\sigma_0}}. \quad (6)$$

Для нахождения постоянных коэффициентов A и α необходимо провести две серии испытаний до разрушения при различных интервалах времени Δt_1 и Δt_2 и постоянной величине ступени напряжения $\Delta\sigma$ и определить из опытов n_1 и n_2 .

Из совместного решения уравнений (6) для двух серий испытаний определим α

$$\alpha = \frac{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}{\Delta\sigma(n_1 - n_2)} \quad (7)$$

и затем A

$$A = \frac{e^{\alpha\Delta\sigma \cdot n_{1,2}} \Delta t_{1,2} e^{\alpha\sigma_0}}{e^{\alpha\Delta\sigma} - 1}. \quad (8)$$

По изложенной методике были определены коэффициенты A и α на трубчатых образцах из полиэтилена низкого давления высокой плотности П4070-ЭК, фиг. I, при статическом и циклическом нагружениях.

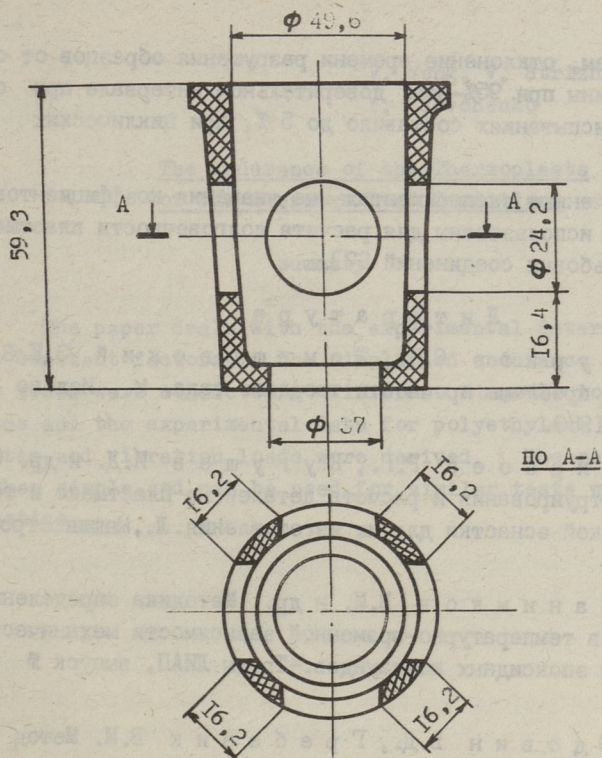
Испытания проводились на многопозиционных установках [5, 6] при температуре $(21 \pm 1)^\circ\text{C}$.

Для фиксации расположения опасного сечения образцы имели два одинаковых соосных отверстия $\phi 24,2$ мм, образующих четыре симметричные перемычки с наименьшей площадью поперечного сечения $A = 123,3 \text{ мм}^2$.

При статическом нагружении были приняты интервалы времени $\Delta t_1 = 1$ мин и $\Delta t_2 = 1440$ мин, начальное напряжение $\sigma_0 = 19,1 \text{ Н/мм}^2$, приращение напряжения $\Delta\sigma = 0,795 \text{ Н/мм}^2$.

В каждой серии было испытано по 25 образцов. Среднее количество ступеней нагружения составило $n_1 = 23$ при Δt_1 и $n_2 = 3$ при Δt_2 .

При циклическом нагружении интервалы времени составили $\Delta t_1 = 1$ мин и $\Delta t_2 = 600$ мин, начальное среднее напряжение цикла $\sigma_{m_0} = 15,9 \text{ Н/мм}^2$, приращение напряжения $\Delta\sigma_m = 1,6 \text{ Н/мм}^2$. Испытания проводились при амплитуде напряжения $1,8 \text{ Н/мм}^2$ и частоте $15,83 \text{ Гц}$.



Фиг. 1. Эскиз образца для определения коэффициентов A и α .

Для каждого из интервалов времени было испытано по 15 образцов. Среднее количество ступеней составило $n_1 = 12$ при Δt_1 и $n_2 = 3$ при Δt_2 .

Величины A и α в зависимости от режима нагружения приведены в таблице

Вид нагружения	A [мин]	α [МПа $\bar{\sigma}^{-1}$]
Статическое	$6,4 \cdot 10^7$	0,457
Циклическое	$5,5 \cdot 10^6$	0,44

Причем, отклонение времени разрушения образцов от средней величины при 95%-ном доверительном интервале при статических испытаниях составило до 5 %, при циклических до 10 %.

Полученные экспериментальные значения коэффициентов A и α были использованы для расчета долговечности пластмассовых резьбовых соединений [7].

Л и т е р а т у р а

1. Журков С.Н., Томашевский Э.Е. В сб.: Некоторые проблемы прочности твердого тела. М., Изд-во АН СССР, 1959.

2. Мирзоев Р.Г., Кугушев И.Д. и др. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Л., Машиностроение, 1972.

3. Шанников В.М. и др. Методика определения параметров температурно-временной зависимости механической прочности эпоксидных компаундов. - Труды ЛИАП, выпуск № 62, Л., 1969.

4. Вдовин В.Д., Гребеник В.М. Метод расчета предела выносливости при испытании ступенчато-увеличивающейся нагрузкой. - Известия высших учебных заведений. Машиностроение, М., 1974, № 12.

5. Менг В.В., Стрижак В.И. Опытная установка для исследования перемещений в пластмассовых резьбовых соединениях при длительном нагружении. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, серия А, 1969, № 276.

6. Менг В.В., Стрижак В.И., Шевченко Ю.П. Вибростенд для испытания пластмассовых резьбовых соединений. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1976, № 413.

7. Шевченко Ю.П. Исследование распределения нагрузки по виткам резьбы в пластмассовых соединениях при действии циклических нагрузок. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. Л., 1979.

V. Meng, V. Strizhak,
Y. Shevchenko

The Endurance of the Thermoplasts
of the Stepwise Load Conditions

Summary

The paper deals with the experimental determination of the constant factors in the simplified endurance equation. The tests were conducted at different stepwise load conditions and the experimental data for polyethylene at the static and vibration loads were derived. The method is rather simple and can be used for similar tests with any plastics.

УДК 62I.882.00I.4:678.5

В.В. Менг, В.И. Стрижак,

Ю.П. Шевченко

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ИЗ ПЛАСТМАСС

В решениях XXVI съезда партии перед машиностроением поставлена задача о замене в узлах и деталях машин дефицитных, дорогостоящих материалов более дешевыми и легкими. К таким материалам относятся конструкционные пластмассы, из которых изготавливаются и резьбовые соединения, широко распространенные в трубопроводной арматуре, химическом машиностроении, приборостроении, строительстве и т.д.

Однако вследствие особенностей физико-механических свойств конструкционных пластмасс работоспособность их оценивается долговечностью, т.е. временем до разрушения, которое зависит от условий нагружения.

Резьбовые соединения, работающие в условиях совместности деформаций, по высоте свинчивания нагружены неравномерно [1], что приводит к необходимости определения наиболее нагруженного сечения [2]. Кроме того, в резьбовых деталях из пластмасс, вследствие ползучести, при постоянных и переменных нагрузках происходит перераспределение напряжений во времени [3, 4, 5]. Поэтому для определения долговечности резьбовых соединений из пластмасс необходимо учитывать данные факторы.

В настоящее время общепризнанной методики расчета долговечности пластмассовых резьбовых деталей не существует.

В основу разработанного нами расчета на долговечность положена зависимость С.Н. Журкова, описывающая долговечность твердых тел при изотермическом процессе [6] в виде

$$\tau_p = A e^{-\alpha \sigma}, \quad (I)$$

где A и α - экспериментальные коэффициенты, зависящие от физикомеханических свойств материала и характера нагружения;
 σ - напряжение.

Постоянные коэффициенты A и α были определены экспериментально на специальных образцах, изготовленных по одинаковой с резьбовыми деталями технологии.

Образцы изготавливались из полиэтилена низкого давления высокой плотности П4070-ЭК на литьевой машине KuSYA-I25 при 220 °С.

Готовые образцы выдерживались в темном шкафу при комнатной температуре три месяца для окончательной усадки материала. Перед испытанием образцы подвергались отжигу в термощкафу при температуре 90 °С в течение 5 часов для снятия внутренних напряжений и окончательной выбраковки по размерам [7].

Для определения времени до разрушения резьбового соединения использован принцип линейного суммирования относительных долговечностей, справедливый для твердых полимеров [8].

$$\sum \frac{\Delta \tau_i}{\tau_{\sigma_i}} = 1, \quad (2)$$

где $\Delta \tau_i$ - время действия напряжения σ_i ;
 τ_{σ_i} - долговечность при фиксированном напряжении σ_i .

При ступенчатом изменении статической или циклической нагрузки через равные промежутки времени $\Delta \tau$ уравнение (2) с учетом (1) может быть записано в виде

$$\frac{\Delta \tau}{A e^{-\alpha K \sigma_{0\varepsilon}}} + \frac{\Delta \tau}{A e^{-\alpha K \sigma_{1\varepsilon}}} + \dots + \frac{\Delta \tau}{A e^{-\alpha K \sigma_{(n-1)\varepsilon}}} = 1. \quad (3)$$

Здесь $\sigma_{0\varepsilon}$ - постоянное эквивалентное напряжение в опасном сечении, соответствующее началу нагружения;

$\sigma_{1\varepsilon}, \dots, \sigma_{(n-1)\varepsilon}$ - то же в интервалах времени $\Delta \tau$;

K - эмпирический коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в опасном сечении во впадине витка резьбы.

Эквивалентные напряжения в формуле (3) определялись по главным напряжениям σ_1, σ_2 и σ_3 по энергетической теории

прочности Бельтрами с дополнением в виде гипотезы Губера-Мизеса-Генки, как наиболее приемлемой для высокоэластичных материалов типа термопластов [4]

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{0,5 [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} . \quad (4)$$

Коэффициент K определялся графически по результатам опытов на резьбовых образцах [9, 10] и равен: при статических нагрузках $K_{cm} = 2,2$; при циклических нагрузках $K_m = 1,7$.

Главные напряжения определялись с учетом объемного напряженного состояния. Учитывая, что касательные напряжения в опасной точке резьбового соединения равны нулю [II], имеем

$$\sigma_1 = \sigma_u - \sigma_r; \quad \sigma_2 = \sigma_p; \quad \sigma_3 = \sigma_{\theta} , \quad (5)$$

где σ_u - напряжение от изгиба витков [II];

σ_r - радиальное напряжение;

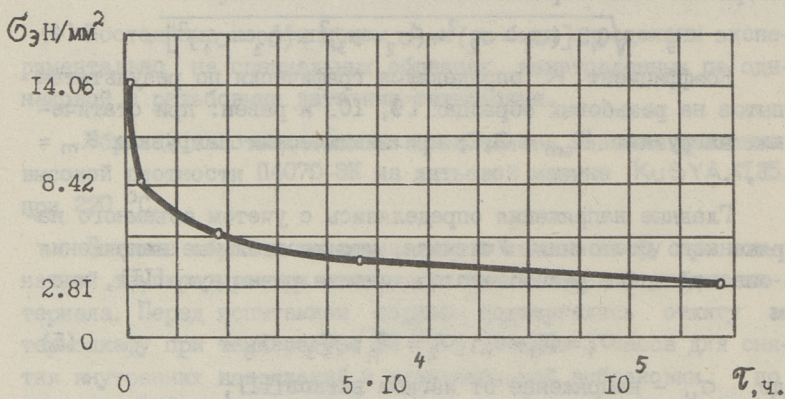
σ_p - растягивающее напряжение;

σ_{θ} - кольцевое напряжение,

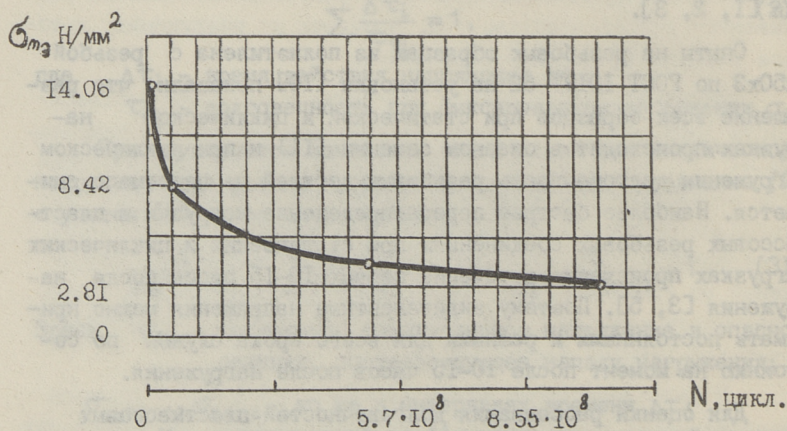
определенные в опасной точке с учетом схемы нагружения и неравномерности распределения нагрузки по высоте свинчивания [I, 2, 3].

Опыты на резьбовых образцах из полиэтилена с резьбой Уп50х3 по ГОСТ 10177-62 на установке [10] показали, что разрушение всех образцов при статической и циклической нагрузках происходит в опасном сечении [II] и при циклическом нагружении долговечность резьбовых деталей из пластмасс снижается. Наиболее быстрое перераспределение нагрузки в пластмассовых резьбовых соединениях при статических и циклических нагрузках происходит в течение первых 10-15 часов после нагружения [3, 5]. Поэтому эквивалентные напряжения можно принимать постоянными и равными для всего срока службы по состоянию на момент после 10-15 часов после нагружения.

Для оценки рассеивания долговечностей пластмассовых резьбовых соединений было выбрано условное постоянное для всего срока службы напряжение $\sigma_{\Sigma(y)} = 8,42 \text{ Н/мм}^2$ и по экспериментальным значениям сумм относительных долговечностей были определены условные сроки службы до разрушения



Фиг. 1. Кривая долговечности резьбового соединения при статическом нагружении.



Фиг. 2. Кривая долговечности резьбового соединения при циклическом нагружении.

$$\tau_y = e^{-\alpha_k \sigma_{\Sigma}(y)} \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\Delta \tau}{e^{-\alpha_k \sigma_{i\alpha}}}, \quad (6)$$

где $i = 1, 2, \dots, (n - 1)$.

При средней условной долговечности $\tau_y = 900$ час. для циклического нагружения среднее квадратичное отклонение логарифма условного времени составило $\bar{s} = 0,3589$, доверительный интервал для среднего значения логарифма условного времени равен $\Delta \bar{s} = 0,271$.

На фиг. 1 и 2 приведены расчетные графики долговечности пластмассового резьбового соединения при статическом и циклическом нагружениях. Чтобы определить время до разрушения для каждого усилия затяжки для n интервалов времени, определялись накопленные относительные долговечности в опасной точке резьбового соединения до выполнения условия (3). Долговечность соединения определялась при этом как сумма интервалов времени $\Delta \tau$, использованных в расчете.

Для построения кривых долговечности при статическом и циклическом нагружениях были использованы расчетные усилия затяжки 980 Н, 1470 Н, 1960 Н, 2940 Н, 4900 Н при соответствующих начальных эквивалентных напряжениях в опасной точке 2,81 Н/мм², 4,22 Н/мм², 5,62 Н/мм², 8,42 Н/мм², 14,06 Н/мм². В расчетах интервалы времени были приняты равными $\Delta \tau = 480$ мин при статическом нагружении и $\Delta \tau = 150$ мин при циклическом нагружении.

Отклонение сумм повреждений (уравнение 3) от единицы при статическом нагружении составило 15 % при среднем отклонении 10 %, соответственно при циклическом нагружении 25 % и 15 %.

Таким образом, разработанная методика экспериментального исследования и расчета дает возможность определить долговечность резьбового соединения с учетом упруговязких свойств материалов, особенностей конструкции и режима нагружения.

Л и т е р а т у р а

И. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. М., Машиностроение, 1973.

2. Менг В.В., Стрижак В.И. Влияние схемы нагружения на распределение нагрузки по виткам резьбы. - Известия высших учебных заведений, Машиностроение, 1976, № 10.

3. Менг В.В., Стрижак В.И. К расчету резьбовых соединений из пластмасс. - Известия высших учебных заведений, Машиностроение, 1976, № 8.

4. Земляков И.П. Прочность деталей из пластмасс. М., Машиностроение, 1972.

5. Менг В.В., Стрижак В.И., Шевченко Ю.П. Распределение нагрузки по виткам пластмассовых резьбовых деталей при вибрационных нагрузках. - Проблемы прочности. Киев, 1978, № 9.

6. Мирзоев Р.Г., Кугушев И.Д. и др. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Л., Машиностроение, 1972.

7. Стрижак В.И. Исследование распределения нагрузки по виткам резьбы в пластмассовых соединениях при кратковременном и длительном нагружении. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук, Таллин, 1972.

8. Журков С.Н. Проблемы прочности твердых тел. - Вестник АН СССР, 1957, № 11.

9. Шевченко Ю.П. Исследование распределения нагрузки по виткам резьбы в пластмассовых соединениях при действии циклических нагрузок. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., 1979.

10. Менг В.В., Стрижак В.И., Шевченко Ю.П. Вибростенд для испытания пластмассовых резьбовых соединений. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1976, № 413.

11. Менг В.В. Расчет на прочность некоторых пластмассовых резьбовых соединений типа "Стальной болт-пластмассовая гайка". - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1966, серия А, № 242.

V. Meng, V. Strizhak,
Y. Shevchenko

The Durability of Plastic Threaded Joints

Summary

A method for rapid determination of the durability of plastic threaded joints is described. The method is based on the simplified endurance equation and summation of relative durabilities principle. The endurance curve plotting procedure for the plastic threaded joints by the static and vibration loads is presented.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА ОБРАЗЦОВЫХ
МЕР ДЛЯ ПОВЕРКИ ТОЛЩИНОМЕРОВ ПОКРЫТИЙ

При составлении методики поверки средств измерений (СИ), в первую очередь, необходимо выбрать число отметок, в которых следует проводить поверку. Так, в [1] СИ следует поверять только в тех точках диапазона измерений, в которых имеется существенная вероятность выхода погрешности СИ из пределов допускаемой основной погрешности. Если погрешность СИ в одной точке диапазона измерений оказалась в пределах допускаемой основной погрешности, то вторая точка для поверки по этой методике должна быть выбрана так, чтобы кумулятивная вероятность выхода погрешности за пределы допускаемой основной погрешности СИ оказалась в ней больше установленной. Эту методику применяют в основном для определения числа точек поверки электроизмерительных приборов. В [2] рассмотрен выбор поверяемых точек, исходя из условий, что погрешность СИ в диапазоне измерений можно представить в виде реализации случайной функции, определяемой для некоторой однородной совокупности СИ данного типа. Возможность практического применения предложенного метода выбора поверяемых точек ограничена требованием нормальности и стационарности случайной функции, описывающей погрешность совокупности СИ данного типа в диапазоне измерений.

В [3] описан метод, по которому выбор поверяемых отметок может базироваться на нелинейной функции систематической составляющей погрешности СИ. При этом предполагается, что случайная составляющая погрешности постоянная на всем диапазоне измерения, а систематическая составляющая погрешности выражается формулой:

$$\Delta(x) = a + bx + c(x), \quad (I)$$

где a - аддитивная составляющая погрешности;
 $b x$ - мультипликативная составляющая погрешности;
 $c(x)$ - погрешность от нелинейности функции $\Delta(x)$ в диапазоне измерения СИ.

Что касается толщиномеров покрытий [4], то у большинства из них дисперсия случайной составляющей погрешности имеет один порядок во всем диапазоне измерения, а систематическая составляющая погрешности имеет непрерывный характер и изменяется в зависимости от измеряемой толщины покрытия.

Перед поверкой толщиномеров покрытий всегда, в первую очередь, производится их настройка. Для настройки в конструкциях большинства толщиномеров покрытий, как прямых, так и косвенных измерений, предусмотрены два регулировочных узла: регулировка нуля и регулировка чувствительности. Регулировкой нуля уменьшают аддитивную составляющую погрешности, т.е. погрешность, постоянную для каждой точки шкалы, до значения, равного значению случайной составляющей погрешности толщиномера; а регулировкой чувствительности уменьшают мультипликативную составляющую погрешности, т.е. погрешность, меняющуюся линейно с изменением измеряемой толщины покрытия. Поэтому, одновременной регулировкой нуля и чувствительности у толщиномеров покрытий можно свести систематические составляющие погрешности (аддитивная и мультипликативная) в пределы случайной составляющей погрешности толщиномера в двух точках, т.е. в точках регулировки шкалы. На практике в качестве точек регулировки у толщиномеров покрытий принимают начальное и конечное значение измеряемой толщины покрытия в диапазоне измерения, так как изготовление настроечных мер без покрытия и с покрытием наибольшей толщины легче, чем настроечных мер с определенной промежуточной толщиной покрытия в диапазоне измерения.

Поэтому, при использовании формулы (I) для толщиномеров покрытий с условной шкалой [5], в этой формуле можно отказаться от аддитивной и мультипликативной составляющих погрешности и необходимое количество образцовых мер толщины покрытий определить только по анализу неисключенной систематической погрешности толщиномера. В этом случае формула (I) преобразуется в:

$$\Delta(x) = c(x) = \Theta, \quad (2)$$

где Θ — неисключенная систематическая погрешность толщиномеров покрытий.

При этом надо учесть и то обстоятельство, что у толщиномеров покрытий число точек поверки всегда связано с количеством образцовых мер для поверки.

Неисключенная систематическая погрешность для толщиномеров с условной шкалой определяется по разнице полиномов:

$$\Theta = y - y(x) = A_1 + A_2 x + \dots + A_{m+1} x^m - (a_{10} + a_{20} x + \dots + a_{m+1,0} x^m), \quad (3)$$

где $y = A_1 + A_2 x + \dots + A_{m+1} x^m$ — градуировочная характеристика толщиномеров данного типа (по паспорту),

$y(x) = a_{10} + a_{20} x + \dots + a_{m+1,0} x^m$ — зависимость между показаниями $y(x)$ и толщиной покрытия x , полученная по результатам испытания.

Так как неисключенная систематическая погрешность толщиномеров данного типа имеет непрерывный характер, то можно написать что:

$$\Theta(x) = (A_1 - a_{10}) + (A_2 - a_{20})x + \dots + (A_{m+1} - a_{m+1,0})x^m. \quad (4)$$

Находя производную $\frac{d\Theta(x)}{dx}$ и приравнивая ее к нулю, получим

$$\frac{d\Theta(x)}{dx} = (A_2 - a_{20}) + 2(A_3 - a_{30})x + \dots + m(A_{m+1} - a_{m+1,0})x^{m-1} = 0, \quad (5)$$

по которому находятся точки x_i , где функция $\Theta(x)$ имеет максимумы и минимумы. Подставив найденные значения x_i в формулу (4), находим значения максимумов и минимумов неисключенной систематической погрешности Θ . Из найденных максимумов и минимумов в качестве исходного для определения числа точек поверки и необходимого количества образцовых мер принимается максимальное по модулю значение $|\Theta(x_i)|_{\max}$. Далее, подставив значения x_j , имеющие шаг Δx , в формулу (4), где $j = 1, 2, \dots, \frac{h_k - h_0}{\Delta x}$, находят значения $\Theta(x_j)$. Из

значений $\theta(x_j)$ находится максимальное по модулю значение $|\theta(x_j)|_{\max}$.

По результатам дискретных наблюдений получается ошибка при оценке разности (3), которую можно оценивать формулой:

$$\psi = 1 - \frac{|\theta(x_j)|_{\max}}{|\theta(x_i)|_{\max}}, \quad (6)$$

где ψ - относительная ошибка при оценке неисключенной систематической погрешности толщиномера покрытий.

Если по найденным значениям $|\theta(x_j)|_{\max}$ и $|\theta(x_i)|_{\max}$ выполняется неравенство $\psi \leq \varepsilon$, где ε - предел допускаемой относительной ошибки при оценке систематической погрешности толщиномера, то примененный шаг Δx значений x_j определяет число точек поверки в диапазоне шкалы толщиномера, а также необходимое количество образцовых мер толщины покрытий по формуле:

$$n = \frac{h_k - h_0}{\Delta x} + 1, \quad (7)$$

где h_0 и h_k - начальное и конечное значения отметки шкалы поверяемого толщиномера покрытий;

Δx - шаг точек шкалы, в которых определяется погрешность толщиномера.

Вышеизложенная методика определения необходимого количества образцовых мер для поверки толщиномеров покрытий распространяется и на толщиномеры со шкалами, выраженными в единицах длины. В этом случае в формуле (3) вместо показаний толщиномера в условных единицах будут показания в единицах длины и поэтому неисключенная систематическая погрешность толщиномера определяется по формуле:

$$\theta_i = x_i - x_{oi}, \quad (8)$$

где x_i - показание толщиномера в единицах длины;

x_{oi} - действительное значение толщины покрытия i -той образцовой меры, применяемой при испытаниях толщиномера, для всех испытываемых точек шкалы.

По результатам испытаний неисключенная систематическая погрешность θ выражается в виде непрерывной функции $\theta(x)$ вида (4).

Пример: Результаты испытаний толщиномера ТПН-I № 252, настроенного для измерения толщин покрытий в пределах от 0 до 100 мкм, дали следующие результаты (см. табл. I).

Т а б л и ц а I

x_{oi}	y_i	x_{oi}	y_i	x_{oi}	y_i
мкм	мкА	мкм	мкА	мкм	мкА
0	0	27	27,2	57	56,0
4	4,0	30	30,0	60	58,8
5	5,1	31	31,0	62	60,7
10	10,3	35	34,9	70	68,5
11	11,3	36	35,9	75	73,6
13	13,5	40	39,8	77	75,8
15	16,0	42	41,7	80	78,8
19	19,7	50	49,4	90	89,2
20	20,7	55	54,1	95	94,8
25	25,4	56	55,0	99	99,1

В качестве показаний y_i приняты средние значения из десяти наблюдений в каждой точке. По паспорту толщиномер ТН-1 имеет линейную градуировочную характеристику, т.е.

$$y = A_2 x.$$

Вышеизложенные результаты испытания (см. табл. I) позволяют представить зависимость между толщиной покрытия x и показаниями $y(x)$ в виде полинома:

$$y(x) = a_{20}x + a_{30}x^2 + a_{40}x^3. \quad (9)$$

Для проверки гипотезы $a_{m+2,0} = 0$, т.е. $a_{50} = 0$, в случае линейного полинома (9), воспользуемся критерием Фишера по [6]:

$$\frac{R_m - R_{m+1}}{R_{m+1}} (n - m - 1) \sim F_{1, n-m-1, \alpha}, \quad (10)$$

где $R_m = \sum_1^n [y_i - y(x)]^2$ - остаточная сумма квадратов полинома m -й степени;

y_i - показания исследуемого толщиномера в i -той точке;

$F_{1, n-m-1, \alpha}$ - распределение Фишера.

Если полученное отношение меньше, чем $F_{1, n-m-1, \alpha}$ по таблице, то коэффициент $a_{m+2,0}$ при x^{m+1} следует принимать равным нулю и проверить значимость коэффициента $a_{m+1,0}$. Если отношение больше, то целесообразно проверить гипотезу $a_{m+3,0}$ и т.д. Вышеизложенная проверка позволяет

наилучшим образом аппроксимировать экспериментальные точки кривой $y(x)$ и найти степень m полинома.

По результатам испытания, приведенным в табл. I, находят значения коэффициентов a_{20}, a_{30} и a_{40} решением системы уравнений:

$$\begin{aligned} [x_0] a_{20} + [x_0^2] a_{30} + [x_0^3] a_{40} &= [y], \\ [x_0^2] a_{20} + [x_0^3] a_{30} + [x_0^4] a_{40} &= [x_0 y], \\ [x_0^3] a_{20} + [x_0^4] a_{30} + [x_0^5] a_{40} &= [x_0^2 y], \end{aligned} \quad (II)$$

где символ означает сумму, например $[x_0^2] = \sum_1^n x_{0i}^2$.

Система (II) решалась на ЭВМ. Получены следующие результаты:

$$a_{20} = +1,06514931,$$

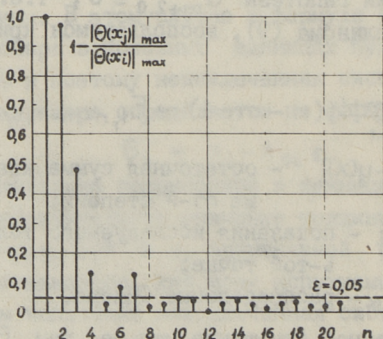
$$a_{30} = -0,00254971, \quad \frac{R_m - R_{m+1}}{R_{m+1}} (n - m - 1) = 0,32,$$

$$a_{40} = +0,00001924,$$

откуда искомая зависимость равна

$$y(x) = 1,065x - 0,00255x^2 + 0,0000192x^3. \quad (I2)$$

Полученное значение 0,32 подтверждает, что представленная гипотеза правильная, т.к. по статистическим таблицам [6] 99%-ный уровень $F_{1, n-m-1, \alpha} = 7,77$, т.е. зависимость между показаниями толщиномера и действительными значениями толщин покрытий описывается полиномом третьей степени ($0,32 < 7,77$; $a_{50} = 0$).



Фиг. 1. Зависимость между ошибкой оценки неисключенной систематической погрешности толщиномера ТПН-1 № 252 и количеством образцовых мер толщины покрытий.

Далее находится неисключенная систематическая погрешность толщиномера по формуле:

$$\Theta(x) = -0,065x + 0,00255x^2 - 0,0000192x^3, \quad (13)$$

откуда $|\Theta(x_i)|_{\max} = 1,41 \text{ мкА}$.

Зависимость ошибки при оценке неисключенной систематической погрешности толщиномера ППН-1 № 252 от выбранного числа точек поверки по результатам испытаний приведена на фиг. 1. Из фиг. 1 видно, что при ошибке оценки $\varepsilon \leq 5\%$ необходимое количество образцовых мер для поверки толщиномера типа ППН-1 составляет $n = 5$ или $n \geq 8$. При этом, дальнейшее увеличение числа точек поверки (от 8) нецелесообразно, так как ошибка при оценке неисключенной систематической погрешности при этом всегда будет меньше 5%.

Л и т е р а т у р а

1. Р е з н и к К.А. Выбор числа поверяемых точек в диапазоне измерений. - Метрология, 1980, № 3, с. 7-13.

2. Ш и л о в А.М. Выбор поверяемых точек при автоматической поверке средств измерений. - Измерительная техника, 1981, № 6, с. 7-8.

3. Л и с е н к о в А.И. Метод выбора поверяемых отметок. - Измерительная техника, 1981, № 4, с. 14-15.

4. Б о г у с л а в с к и й М.Г., Л а а н е о т с Р.А. Качество выпускаемых толщиномеров пленок. - Метрология, 1972, № 5, с. 59-62.

5. Л а а н е о т с Р.А. Поверка толщиномеров пленок. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, Серия А, 1971, № 317, с. 79-86.

6. Х у д с о н Д. Статистика для физиков. 2-е изд. Перевод с англ. М., Мир, 1970. 296 с.

Die Festlegung der Anzahl der Schichtdickennormale
für die Eichung der Schichtdickenmessgeräte

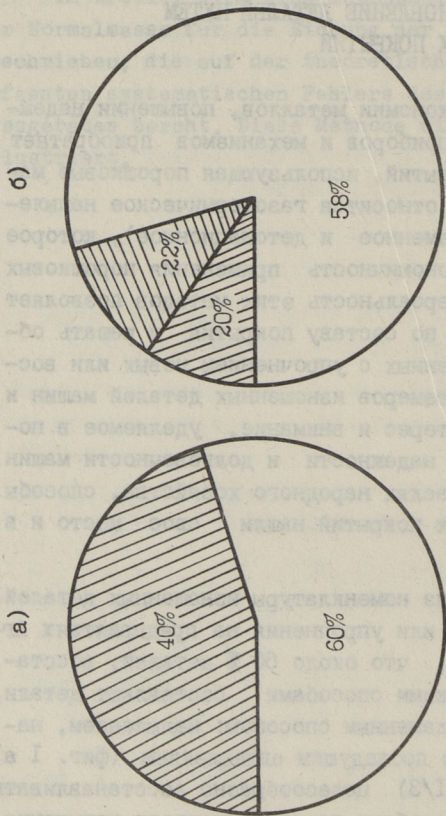
Zusammenfassung

Im Artikel wird eine Methode der Festlegung der Anzahl der Normalmasse für die Eichung der **Schichtdickenmessgeräte** beschrieben, die auf der theoretischen Analyse des nicht-erfassten systematischen Fehlers des eichenden Schichtdickenmessgerätes beruht. Diese Methode wird durch ein Beispiel illustriert.

УПРОЧНЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПУТЕМ
НАНЕСЕНИЯ ПОРОШКОВЫХ ПОКРЫТИЙ

Особое внимание в экономии металлов, повышении надежности и ресурса машин, приборов и механизмов приобретает технология нанесения покрытий, использующая порошковые материалы. К таким методам относится газотермическое напыление (газопламенное, плазменное и детонационное), которое обеспечивает высокую экономичность применения порошковых материалов. Широкая универсальность этих методов позволяет наносить самые различные по составу покрытия и решать обширный круг задач, связанных с упрочнением новых или восстановлением исходных размеров изношенных деталей машин и механизмов. Учитывая интерес и внимание, уделяемое в последнее время повышению надежности и долговечности машин и механизмов во всех отраслях народного хозяйства, способы нанесения газотермических покрытий нашли свое место и в сельском хозяйстве.

Обследование и анализ номенклатуры изношенных деталей, требующих восстановления или упрочнения на предприятиях Агропрома ЭССР, показывает, что около 60 % деталей, восстанавливаемых газотермическими способами, составляют детали, восстанавливаемые газопламенным способом: напылением, наплавкой или напылением с последующим оплавлением (фиг. 1 а), остальные детали (около 1/3) целесообразно восстанавливать или упрочнять другими способами газотермического напыления, а именно: плазменным или детонационным напылением. К этой группе деталей относятся, в первую очередь, детали более ответственные: коленчатые и распределительные валы, а также различные валы большого диаметра (более 50 мм). При этом около 20 % деталей можно восстановить путем газопламенного напыления или наплавки, а основное количество (около 50-60 %) деталей - газопламенным напылением с последующим оп-



Фиг. 1. Распределение номенклатуры восстанавливаемых деталей по способам нанесения порошковых покрытий:

а) по газотермическим способам

□ — газопламенный,

▨ — плазменный, детонационный и др.

б) по газопламенным способам

▨ — газопламенное напыление,

▧ — газопламенная наплавка,

□ — газопламенное напыление с последующим оплавлением

лавлением (фиг. I б). К последней группе относятся различные детали типа: вал, вилки переключения, клапана, кольца, рычаги и др., изготовленные в основном из улучшенных или цементируемых сталей, твердость которых выше 40-50 НРС.

Исходя из номенклатуры деталей, небольших затрат на внедрение газотермических способов нанесения покрытий, а также опыта, полученного при внедрении других способов восстановления (электродуговая металлизация, сварка в углекислом газе и др.) в Эстонской ССР в системе Агропрома ориентируются на газопламенных способах, а оборудование - на покупных швейцарских горелках типа "Рототек", "Эуталлой" и "Роталлой". При газопламенном напылении применение нашли терморреагирующие порошки швейцарской фирмы "Кастолин-Ойтектик", а также порошки, изготовленные по лицензии Торезским заводом наплавочных твердых сплавов (ТЗНТС). Для газопламенных наплавленных покрытий используют порошки самонапыляющихся сплавов типа ПГ-СР различного производства: НПО "Тулачермет", ТЗНТС, а также аналогичные швейцарские порошки на основе никеля фирмы "Кастолин-Ойтектик".

Исходя из вышеуказанного, возникла необходимость изучить свойства газопламенных напыленных и наплавленных покрытий из порошков различного производства, с целью выдачи рекомендаций по выбору порошков для газопламенного напыления и наплавки при упрочнении и восстановлении деталей машин и механизмов, работающих в конкретных условиях.

Исследованы следующие свойства газопламенных напыленных и наплавленных покрытий:

- прочность сцепления (на растяжение) напыленных покрытий с основой;
- твердость наплавленных покрытий;
- износостойкость наплавленных покрытий при газоабразивном изнашивании в струе различных абразивов.

В табл. I приведены данные о прочности сцепления при растяжении напыленных покрытий со стальной (сталь 45) и чугунной (СЧ20) основой из терморреагирующих порошков ТЗНТС и аналогичных порошков фирмы "Кастолин-Ойтектик". Из табл. I следует, что покрытия из порошков алюминиевой бронзы (ПГ-ІЭМ-01) по прочности сцепления покрытия со стальной

или чугуновой основой мало отличаются от покрытий из аналогичного швейцарского порошка. Однако покрытиям из порошков ТЗНТС характерно большое колебание величины прочности сцепления (от 10 до 18 МПа) для разных партий порошков. Это можно объяснить, в первую очередь, нестабильностью свойств исходных порошков (зернистость, форма частиц и др.). По качеству (прочности сцепления, твердости) покрытия из порошков ТЗНТС на основе никеля (ПТ-19Н-01) уступают качествам покрытий из зарубежных порошков (табл. 1).

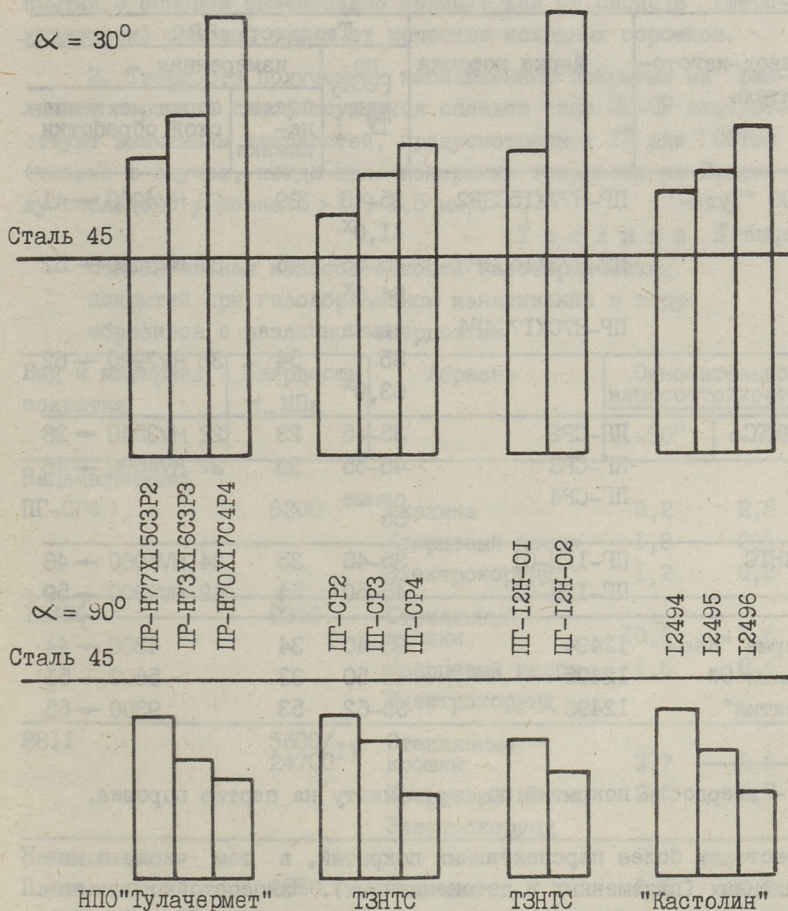
Т а б л и ц а 1

Сравнительные данные прочности (на растяжение) сцепления газопламенных напыленных покрытий со стальной и с чугуновой основами

Материал покрытия	Прочность сцепления, $\sigma_{сц}$, МПа			
	Сталь 45		СЧ20	
	после мех. обработки	после пескостр. обработки	после мех. обработки	после пескостр. обработки
ПТ-ЕА-01 (подслой)+ПТ-19М-01	14,3	12,7	9,1	7,8
ПТ-НА-01 (подслой)+ПТ-19Н-01	23,7	13,3	14,5	16,9
25000 (подслой)+19868	23,3	8,5	7,5	16,9
25000 (подслой)+19985	16,8	31,3	9,9	19,5

По твердости наплавленные покрытия отвечают свойствам, предусмотренным ГОСТом или ТУ (табл. 2) в случае, когда твердость измерена по Виккерсу при небольших нагрузках (в наших условиях 49 Н). Несоответствие значений твердостей, измеренных по Роквеллу с предусмотренными ГОСТом или ТУ связано, на наш взгляд, только с недостаточной толщиной испытуемых покрытий, особенно после их механической обработки (толщина в пределах 0,5-1 мм) и относительно большей нагрузкой (1470 Н) при определении НРС. Износостойкость покрытий из порошков различного производства сравнима (фиг. 2).

С целью выявления перспективности применения газотермических покрытий в условиях абразивных сред была изучена износостойкость наплавленных покрытий в струе различных абразивов. В табл. 3 приведены данные относительной износостойкости (по объему) при газоабразивном изнашивании



Фиг. 2. Относительная износостойкость при газоабразивном изнашивании газопламенных наплавленных покрытий из порошков типа ПП-СР различного производства (абразив-кварцевый песок 0,1-0,3 мм, скорость 80 м/с).

Т а б л и ц а 2

Данные сравнительных испытаний твердостей покрытий из порошков самофлюсующихся сплавов типа ПГ-СР различного производства

Завод-изготовитель	Марка порошка	Твердость НРС		
		по ГОСТу или ТУ	измеренная	
			после наплавки	после механической обработки
НПО "Тула-чермет"	ПР-Н77Х15СЗР2	35-45 41,0 ^х	39	26 HV4260 → 4I
	ПР-Н73Х16СЗР3	45-55 54,0 ^х	45	3I HV5480 → 52
	ПР-Н70Х17С4Р4	свыше 55 63,0 ^х	54	38 HV7920 → 62
ТЗНТС	ПГ-СР2	35-45	23	22 HV3540 → 38
	ПГ-СР3	45-55	39	37 HV4590 → 46
	ПГ-СР4	свыше 55		
ТЗНТС	ПГ-12Н-01	35-40	35	34 HV5060 → 48
	ПГ-12Н-02	45-50	54	42 HV7300 → 59
Фирма "Кас-толин-Ой-тектик"	I2494	35-40	34	4300 → 44
	I2495	45-50	33	5600 → 5I
	I2496	55-62	53	9300 → 65

^х - твердость покрытий по сертификату на партию порошка.

некоторых более перспективных покрытий, в том числе и напыленных (плазменных и детонационных). Износостойкость последних была более подробно изучена в работах [1, 2]. Показано, что наплавленные покрытия противостоят воздействию абразивных частиц только в случае, когда критерий твердости ($K_T = H_M/H_A$, где H_M - твердость материала, H_A - твердость абразива) в пределах I-I,2 и больше. В этих условиях достигается значительный эффект - увеличение износостойкости в 4 раза и больше по сравнению со сталью 45.

На основе экспериментов, проведенных по изучению свойств газопламенных покрытий из различных порошков, можно сделать следующие выводы:

1. Прочность сцепления (на растяжение) напыленных покрытий с основой значительно зависит как от свойств (шероховатости) основы, так и от качества исходных порошков.

2. Твердости полученных наплавленных покрытий из различных порошков самофлюсующихся сплавов типа ПГ-СР соответствуют значениям твердостей, предусмотренных ТУ или ГОСТом (только в случае, когда при измерении твердости по Роквеллу соблюдено условие $\delta > 1,0-1,5$ мм).

Т а б л и ц а 3

Относительная износостойкость газотермических покрытий при газоабразивном изнашивании в струе абразивов с различной твердостью

Вид и материал покрытия	Твердость H_{\square} МПа	Абразив	Относительная износостойкость	
			$\alpha=30^{\circ}$	$\alpha=90^{\circ}$
Наплавленные:				
ПГ-СР4	6200	Окалина	5,2	2,6
		Кварцевый песок	1,8	0,5
		Электрокорунд	1,2	0,5
I2496	9300	Стеклянные крошки	10,6	7,6
		Кварцевый песок	1,6	0,4
		Электрокорунд		
88II	5600/ 24700 ¹⁾	Стеклянные крошки	3,7	2,6
		Кварцевый песок	2,1	0,7
		Электрокорунд		
Напыленные:				
Плазменное	2850	Окалина	0,5	0,2
		Кварцевый песок	0,3	0,1
		Электрокорунд	0,3	0,1
Детонационное ВК9С	13100	Окалина	7,2	2,8
		Кварцевый песок	3,0	1,3
		Электрокорунд	1,6	0,6

1) - Покрытие твердосплавное: 5600 - твердость кобальтовой связки, 24700 - твердость карбидов.

Покрyтия из порошков типа ПП-СР можно с успехом использовать при восстановлении и упрочнении деталей, подвергнутых термической обработке (закалке и отпуску), достигаемые при этом твердости НRC 58 и более.

3. В условиях газоабразивного изнашивания перспективными являются наплавленные покрытия, при этом значительный эффект упрочнения достигается в случае, когда твердость покрытия сравнима или больше твердости абразивных частиц абразивных сред.

Л и т е р а т у р а

1. Кулу П.А., Каллас П.К. Износостойкость детонационных покрытий на спеченных сталях. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1983, № 560, с. 89-94.

2. Кулу П.А., Каллас П.К., Халлинг Я.А. Газоабразивный износ газотермических порошковых покрытий. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1984, № 566, с. 47-52.

P. Kulu

The Strengthening and Restoration of Details by Laying Powder Coverings

Summary

The results of comparative testing of the properties of gas-flame sprayed and floated coverings of various powders were given.

An analysis of the nomenclature of the details being strengthened and restored in agricultural machinery has been given.

Recommendations for selecting the materials for the coverings and the methods of their laying on specific details were worked out.

УДК 666.973.6.033.002.5

Т.А. Тийдеманн, Т.М. Реми,
Х.Л. Наагель, Л.А. Юксти

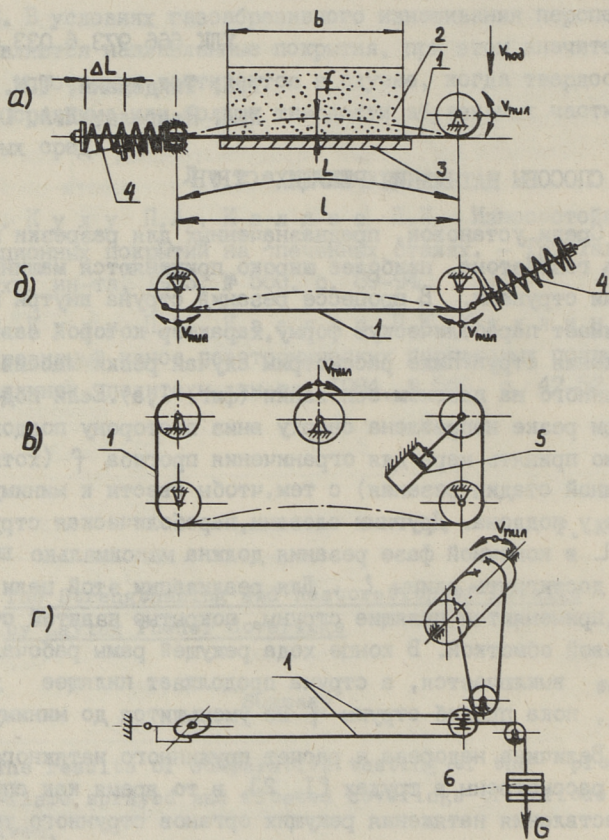
СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕЖУЩИХ СТРУН

Среди установок, предназначенных для разрезки массива сырца газобетона, наиболее широко применяются машины с режущими струнами. В процессе резания струна внутри массива принимает параболическую форму, характер которой зависит от натяжения струн. Ниже рассмотрим случай резки массива, установленного на плоском основании (фиг. 1, а). Если подача струны при резке направлена сверху вниз в сторону поддона, необходимо принять меры для ограничения прогиба f (хотя бы в конечной стадии резания) с тем, чтобы свести к минимуму недорез у поддона. Другими словами, параболическая струна длиной L в конечной фазе резания должна максимально выпрямиться и достигнуть длины l . Для реализации этой цели, как правило, применяются пилящие струны, покрытые навитой стальной винтовой обмоткой. В конце хода режущей рамы рабочая подача $V_{\text{под}}$ выключается, а струна продолжает пилящее движение $V_{\text{пил}}$, пока прогиб струны f не уменьшится до минимума.

Величина недореза и расчет пружинного натяжного устройства рассмотрены в трудах [1, 2], в то время как способы осуществления натяжения режущих органов струнного типа в литературе мало освещены.

На фиг. 1 приведены некоторые наиболее часто применяемые схемы режущих контуров и способы натяжения струн. Условно не показаны механизмы пиления.

По схеме, приведенной на фиг. 1 а, ход натяжения от разности длины струны при максимальном и минимальном прогибах f , в также ход компенсируется пружиной. Достоинством схемы является простота, ибо механизм пиления необходимо установить только в одном конце струны. Однако ход пружины должен



Фиг. 1. Схемы механизмов натяжения:
 а, б - пружиной; в - гидроцилиндром;
 г - грузом; 1 - режущая струна;
 2 - массив; 3 - поддон; 4 - пружина;
 5 - гидроцилиндр; 6 - груз.

быть увеличен на 20...30 мм, что обусловлено возникновением дополнительных продольных нагрузок при ходе пиления. Соответственно увеличиваются и амплитуды переменных напряжений в струне.

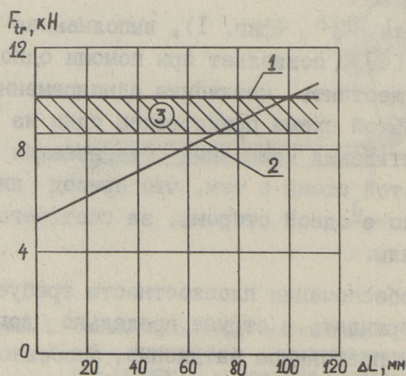
Подсоединение привода к обоим концам струны (фиг. 1 б) улучшает условия работы струны и позволяет увеличить ход пиления, но вместе с тем до двух раз увеличиваются масса и инерционные силы колеблющихся частей механизма пиления (барабанов, рычагов для передачи усилия с одного барабана на другой и др.). Нами предложен способ [3], по которому можно уменьшить силы в струне путем сглаживания пиковых нагрузок. Следует также рекомендовать решение с раздвоением пружин, причем каждая струна оснащается пружиной небольшого хода, а общая компенсация хода всех струн осуществляется более мощной общей пружиной.

Определенные преимущества (достаточно большие и легко регулируемые силы натяжения) дает применение гидроцилиндров вместо пружин. При этом вариант, показанный на фиг. 1 б, целесообразен тем, что рабочее давление подается в бесштоковую полость, что позволяет уменьшить габариты цилиндра. Подача давления в штоковую полость приводит к разгрузке струн, что необходимо лишь в случаях их снятия и замены.

Схема резки "г" (фиг. 1), выполненная по авторскому свидетельству [4], позволяет при помощи одного натяжного устройства осуществить натяжение одновременно двух режущих струн. На этой схеме представлен один из возможных вариантов осуществления натяжения оттягивающим грузом G. Преимущество этой схемы в том, что привод пиления располагается только с одной стороны, за счет чего уменьшаются инерционные силы.

С целью обеспечения плоскостности требуемого реза необходимо поддерживать в струне предельно допустимое или близкое к нему постоянное натяжение, особенно во время допильвания. Если ходом пиления пренебречь, выпрямленная струна окажется короче параболической на величину $\Delta L = L - l$. Усилие в струне в идеальном случае остается неизменным (поз. 1, фиг. 2). Практически же с помощью пружинного натяжного устройства постоянство усилия не может быть достигнуто (поз. 2) в виду определенной характеристики пружин.

жины. Номинальный ход пружины ΔL в действительности недосягаем, а сокращается на величину упругого удлинения режущего контура. Таким образом, важнейшим недостатком пружинного механизма натяжения является значительное уменьшение натяжения струны в конечной стадии резания, когда оно, наоборот, должно быть максимальным. Неизбежным последствием описанных изменений является увеличение недореза. Так, например, при резке массива шириной $b = 1200$ мм, пластической прочностью $R_{pL} = 0,06$ МПа и усилия натяжения струны $F = 1000$ Н рассчитанный по известным формулам [5] прогиб достигает 137 мм и ход натяжения $\Delta L = 100$ мм. На фиг. 2 поз. 2 представлена характеристика пружины из стали 65Г. Наружный диаметр пружины 40 мм, число витков - 32, диаметр струны - 5 мм. Начальная свободная длина пружины 384,5 мм, предварительное натяжение 520 Н. Таким образом, даже относительно длинная пружина (с мягкой характеристикой) может дать двойное уменьшение усилия в струне в конце хода по сравнению с началом резки. С другой стороны, случайное превышение пластической прочности может привести к опасному перенапряжению, конечным исходом которого будет либо пластическое удлинение, либо обрыв струны.



Фиг. 2. Сила натяжения струны в зависимости от изменения длины струны: 1 - в идеальном случае; 2 - натяжение пружиной; 3 - натяжение гидроцилиндром.

Натяжение струны гидроцилиндром в принципе должно обеспечить постоянство усилий в режущем контуре в течение всего хода натяжения. Однако условие равновесия сил, приложенных к струне, выразится формулой

$$F = p \cdot A - F_{\text{тр}},$$

где F - усилие в струне;

p - давление жидкости в гидросистеме;

A - площадь поршня цилиндра;

$F_{\text{тр}}$ - сила трения.

Практически в машинах струнной резки применяются лишь относительно небольшие цилиндры (ϕ 30-32 мм, ход 150 мм), работающие под давлением до 5МПа. При этом сила трения в уплотнениях может оказаться значительное - до 10 % от осевой нагрузки. При реверсировании хода поршня знак силы трения меняется на обратный, и взамен линии (поз. 1, фиг. 2) в графике получается полоса (поз. 3). Гидронатяжение в условиях промышленности строительных материалов создает некоторые дополнительные трудности ввиду короткого срока службы и загрязненности машин при ограниченных возможностях для ремонта гидрооборудования. Например, при поперечной резке теплоизоляционных плит шагом 100 мм из массива длиной 3000 мм, потребовалась бы 31 режущая струна и соответственно большое число гидроцилиндров, что явно усложняет и удорожает оборудование. Вскоре появляются утечки и отказы в гидросистеме ввиду некачественного ухода. Поэтому, учитывая реальные производственные условия в промышленности стройматериалов, необходимо стремиться к максимальному ограничению количества гидрооборудования в конструкциях создаваемых машин.

В оборудовании для научно-исследовательских работ, при необходимости получения строго определенной нагрузки, почти всегда применяются натяжные грузы - противовесы. Поскольку режущие струны нагружены силами, близкими к предельным, возникает опасность их перенапряжения. Поэтому вопрос о поддержании постоянства натяжения становится весьма существенным и применение грузов в натяжных устройствах - наиболее прямой и естественный способ - не потребует рекомендаций. Кроме того, по положению груза можно и визуальнo оценить натяжение струны. Недостатком применения грузов является, однако, увеличение массы машины. Если к каждой струне подвесить

через блок груз массой до 100 кг, то масса всей машины с 15 парами режущих струн, выполненной по схеме фиг. 1, г, возрастет на 1,5 т. В других схемах, где груз подвешивается к каждой струне, увеличение массы еще больше. Вес грузов можно уменьшить путем введения рычажных передаточных механизмов [6]. Можно применить рычажный механизм с грузом, опирающимся на канат режущего контура. Более подробно этот механизм рассмотрен в другой статье настоящего сборника. Указанный способ внедрен и успешно применяется на Ступинском ЗЯБ и на Ахтмеском КСМ.

Весьма перспективным следует считать способ натяжения режущих струн, при котором в качестве натяжного груза применяется собственный вес резательной рамы. Никаких дополнительных грузов не требуется. Пример такой конструкции приведен в [7]. Поворотная рама подвешена к струнам и к гидрорцилиндру поворота рамы посредством соответствующего рычажного механизма - антипараллелограмма.

К недостатку натяжных механизмов с подвесными грузами можно отнести и то, что при обрыве струны груз падает. Для подъема груза и возвращения в прежнее положение необходимо приложить дополнительные усилия. Следует подчеркнуть, однако, что в резательных машинах с поворотной рамой и применением рычажных усилителей этот вопрос разрешен. На машине ХВ88 Ахтмеского КСМ для создания усилия в струне до 1 кН применяются грузы весом до 200 Н. При повороте режущей рамы обратно вверх рычажная система проходит через мертвую точку, где нагрузка от веса груза автоматически снимается, что облегчает запасовку струн.

В ы в о д ы

1. Показаны принципиальные недостатки пружинных и гидравлических натяжных устройств - непостоянство усилий в струне и эксплуатационные трудности.

2. Предпочтительными являются конструкции натяжных устройств, работающие под действием груза в сочетании с рычажными передаточными механизмами - успешно применяемыми в производстве.

3. Перспективными являются натяжные устройства, в которых в качестве натяжного груза используется собственный вес резательной рамы.

Л и т е р а т у р а

1. К я б и Х.А. Исследование недореза при разрезке ячеистобетонного массива сырца на плоских основаниях. - Сб. Тр. НИПСиликатобетона, Таллин, 1980, № 14.

2. Х а а к Х. О расчете струн резательных машин. - Сб. Тр. НИПСиликатобетона, Таллин, 1971, № 6.

3. А.с. № 919879 (СССР). Способ резки полупластических материалов / Т.А. Тийдеманн, Т.М. Реми, А.Э. Каас. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 14.

4. А.с. № 333058 (СССР). Устройство для разрезки изделий из ячеистого бетона / И.Э. Лангеберг, В.В. Одар, Т.А. Тийдеманн. - Оpubл. в Б.И., 1972, № 11.

5. Т и й д е м а н н Т.А., Р е м и Т.М., Т и й м а н н А.Ю. О расчетной модели режущей струны. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1983, № 560.

6. А.с. № 919880 (СССР). Устройство для резки полупластических материалов / Т.А. Тийдеманн, А.А. Теасте, Я.К. Лугус, Т.М. Реми. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 14.

7. А.с. № 753647 (СССР). Устройство для резки полупластических сырьевых заготовок / Т.А. Тийдеманн. - Оpubл. в Б.И., 1980, № 29.

T. Tiidemann, T. Remi, H. Naagel, L. Yksti

Methods of Tightening Cutting Wires

Summary

Various methods of wire tightening - by means of helical springs, hydraulics, or by counterweight - in cutting semi-plastic cellular concrete blocks are analysed. A comparative analysis of the tightening methods is presented. Tightening by means of counterweight has been found to be the most efficient method.

УСКОРЕННАЯ ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ С ПОМОЩЬЮ ВИБРАЦИОННОГО ТРИБОМЕТРА

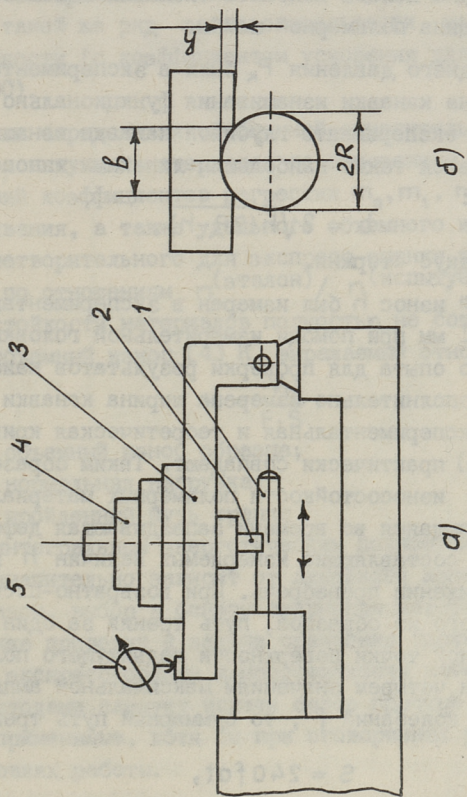
Сокращением времени проведения испытаний новых антифрикционных и фрикционных материалов на износостойкость значительно сокращаются сроки освоения новой техники и достигается экономия средств, идущих на испытания. Так, например, при испытаниях подшипниковых материалов по традиционной схеме "вал-втулка" [1] сокращение продолжительности одного опыта, скажем до 0,5...1,0 часа, приводит к уменьшению общих затрат времени в 180...300 раз (коэффициент ускорения по [2] 180...300). Важным при этом является также обстоятельство, что при ускоренном испытании за определенный промежуток времени получается значительно большее количество информации об объекте, что позволяет повысить достоверность экспериментальных исследований.

Как правило, износ при трении твердых тел имеет кумулятивный характер, суммирующий действие отдельных факторов при повторном многократном нагружении связей в материале до отделения частицы износа [3, 4]. Таким образом, среди интенсифицирующих процессов изнашивания факторов особое внимание заслуживает вибрационное движение образцов, обеспечивающее повторное многократное нагружение связей и позволяющее в определенных случаях воздействовать на все основные виды механизма изнашивания как металлических, так и полимерных материалов так, чтобы искажение истинной картины потери изделием работоспособности являлось минимальным. Следует также отметить, что большое количество пар трения в машино- и приборостроении работает в условиях возвратно-поступательного движения при значениях амплитуды перемещения 0,5...3 мм и частоте порядка 50-150 Гц (направляющие технологического оборудования и преобразователи перемеще-

ния; узлы перфораторов и печатающих устройств и т.д.). В таких случаях лабораторными испытаниями материалов на вибрационных трибометрах можно полностью имитировать действительные эксплуатационные условия работы узла трения.

В Таллинском политехническом институте разработано несколько вариантов вибрационных трибометров [5] и ведутся работы по разработке методики ускоренных испытаний материалов для приборных узлов трения. Целью настоящей работы являлось установить экспериментальным путем применимость вибрационного трибометра типа ВТ-1 для ускоренных испытаний на износостойкость полимерных материалов; выяснить особенности изнашивания полимерных материалов на вибрационном трибометре и разработать методику для экспресс-оценки износостойкости материала.

Для проведения экспериментов в работе применялся вибрационный трибометр ВТ-1М [5], оснащенный электромагнитным вибровозбудителем и прилаженный для испытания полимерных материалов системой нагружения и крепления образцов (фиг. 1). Возвратно-поступательное движение с частотой 50 Гц и амплитудой 0,5...1,0 мм от вибровозбудителя сообщалось цилиндрическому стержню, изготовленному из стали ШХ15 (диаметр 3 мм, HRC₂ 60...64; R_а 0,08 мкм). Амплитуду измеряли при помощи окулярной микрометрической головки ОМС-6 с погрешностью ±0,005 мм, значение амплитуды придерживали в ходе опыта постоянным. Образцы из полимерных и металлополимерных материалов (фторопласт-4, металлофторопластовая лента по ТУ 27-01-01-1-75 металлополимерные композиции, для которых имелись сравнительные экспериментальные данные об испытании по схеме "вал-втулка" [1]) изготавливали в виде шайб-многогранников номинальной толщиной 2 мм. Таким образом, испытываемые образцы контактировали как плоскость и цилиндр, прижимаемые друг к другу силой F. Исходное минимальное контактное давление по Герцу, в зависимости от силы F и свойств материала, достигало в экспериментах значения от 40 до 90 МПа. По мере изнашивания полимерного образца (износ стального образца так мал, что в опыте им можно пренебречь), давление в контакте быстро уменьшается. Так как значения модуля упругости и коэффициента Пуассона для новых материалов не всегда являются известными, усредненное зна-



Фиг. 1. Принципиальная схема трибометра ВТ-1М (а) и расположение образцов (б):

- 1 - вибрирующий образец; 2 - образец из полимера;
- 3 - рычаг нагрузочной системы; 4 - груз; 5 - измерительная головка; h и b - глубина и ширина канавки изнашивания; R - радиус стального образца.

чение давления в контакте при таких экспериментах целесообразно определить по проекционной площади контакта:

$$P_k = \frac{F}{b\ell}, \quad (1)$$

где P_k - среднее давление в контакте;

b - ширина полосы контакта (канавки изнашивания);

ℓ - толщина полимерной шайбы.

Значения среднего давления P_k были в экспериментах от 4 до 25 МПа. Ширина канавки изнашивания функционально связана с измеряемой в эксперименте глубиной канавки изнашивания h , которая является также наибольшим линейным износом полимерного образца:

$$b = 2\sqrt{h(2R-h)}, \quad (2)$$

где R - радиус стержня.

Линейный износ h был измерен в экспериментах с погрешностью $\pm 0,001$ мм при помощи измерительной головки (фиг. 1б). После каждого опыта для проверки результатов наблюдений была также дополнительно измерена ширина канавки b . По данным фиг. 2 экспериментальная и теоретическая кривые зависимости $b = f(h)$ практически совпадают. Таким образом, при экспресс-оценке износостойкости полимерных материалов начальная и развивающаяся во времени запаздывающая деформация [6] образцов как составляющие измеряемых величин h и b можно в первом приближении пренебречь. При возвратно-поступательном движении одного из образцов, путь трения за один цикл колебания для одной точки поверхности недвижущего полимерного образца равен четырем значениям максимальной амплитуды a . Если частота колебаний f , то суммарный путь трения в одном опыте

$$S = 240fat, \quad (3)$$

где a - амплитуда колебаний, мм;

t - продолжительность испытания, мин.

Поскольку в этой работе применялось только одно значение частоты колебаний, то при $f = 50$ Гц можно записать:

$$S = 1,2 \cdot 10^4 at.$$

В качестве первичной информации об износостойкости испытуемого материала в работе служила снимаемая в каждом опыте зависимость $h = f(t)$ линейного износа h от продолжительности опыта t (или пути трения S). Зависимости $h = f(t)$ и $h = f(S)$ для испытуемых в работе материалов в диапазоне

аргумента 0...60 мин достаточно хорошо аппроксимируются степенными зависимостями вида $h = m_0 t^n$ и $h = m_1 S^n$, где m_0, m_1, n - коэффициенты регрессии. При этом $m_1 = m_0 (240 f \cdot d)^{-n}$. Такие примерные зависимости показаны на фиг. 3. По характеру они совпадают с аналогичными зависимостями, полученными при испытаниях материалов по схеме "вал-втулка" [1] и позволяют построить такой же ряд последовательности материалов по износостойкости (с коэффициентом ускорения для одного опыта порядка 200).

Попытки определения обобщенной относительности износостойкости испытываемых материалов по отношениям соответствующих значений коэффициентов регрессии m_0, m_1, n , интенсивности изнашивания, а также удельного объемного износа [4], не дали удовлетворительного для экспресс-оценки результата: построенные по отношениям $n(\text{эталон}) / n(\text{испытываемый})$ и др. ряды износостойкости материалов полностью не сочетаются. Удельный объемный износ [4] K , выражаемый отношением

$$K = \frac{V_n}{F \cdot S},$$

где V_n - объемный износ образца;

F - нормальная нагрузка;

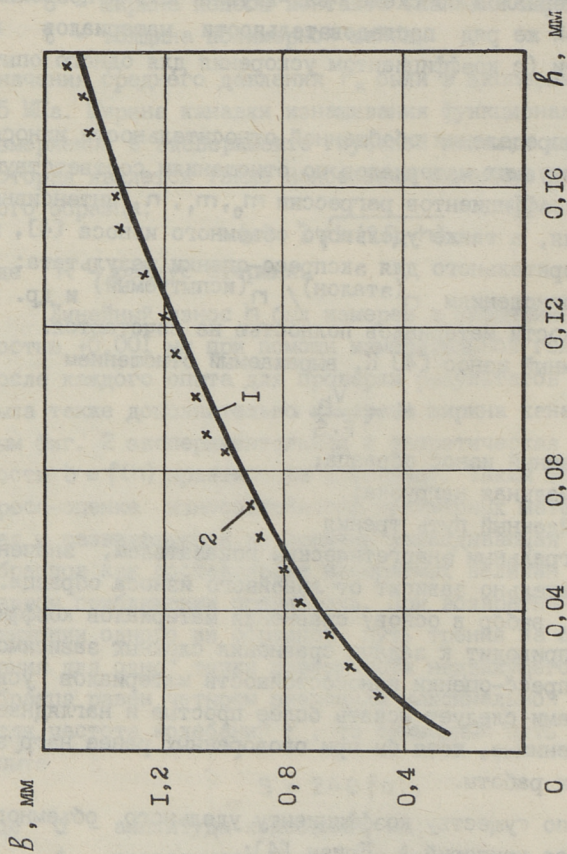
S - пройденный путь трения

является интегральным энергетическим показателем, значение которого значительно зависит от линейного износа образца. Таким образом, выбор в основу сравнения материалов коэффициента K также приводит к задаче сравнения сложных зависимостей. Для экспресс-оценки износостойкости материалов ускоренными методами следует искать более простые и наглядные способы, применимые, хотя бы при оговоренных ранее нагрузках и условиях работы.

Близким по существу коэффициенту удельного объемного износа является критерий А. Кризи [4]:

$$K_c = \frac{h}{P_k S}.$$

В наших экспериментах среднее удельное давление $P_k(I)$ зависит от нагрузки F и ширины канавки изнашивания b (2), которая, в свою очередь, зависит от глубины канавки изнашивания (линейного износа) $h = f(t)$ (см. выражение (2) и фиг. 2). При достижении одинаковой ширины канавки изнашивания среднее давление в контакте при заданной нормальной



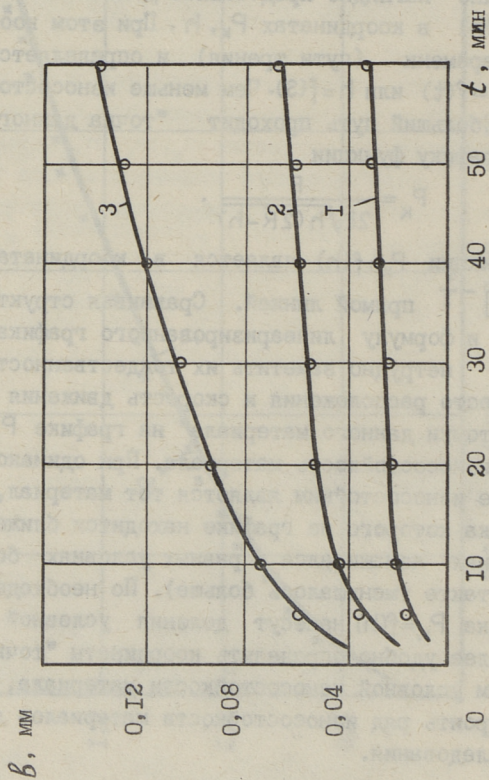
Фиг. 2. Зависимость между шириной и глубиной канавки изнашивания:
 1 - теоретическая, 2 - результаты измерения.

нагрузке является для всех испытуемых образцов равным (при положении, что радиус движущегося образца R и толщина полимерной шайбы l не изменяются). Таким образом, пройденный до достижения одинакового значения ширины канавки изнашивания путь трения может служить в качестве одного показателя износостойкости материала. С другой стороны, процесс образования (изнашивания) канавки на полимерном образце можно наглядно представить движением точки на кривой $P_k = f(h)$ в координатах P_k, h . При этом координата зависит от времени (пути трения) и определяется зависимостями $h = f(t)$ или $h = f(S)$. Чем меньше износостойкость материала, тем больший путь проходит "точка данного материала" по графику функции

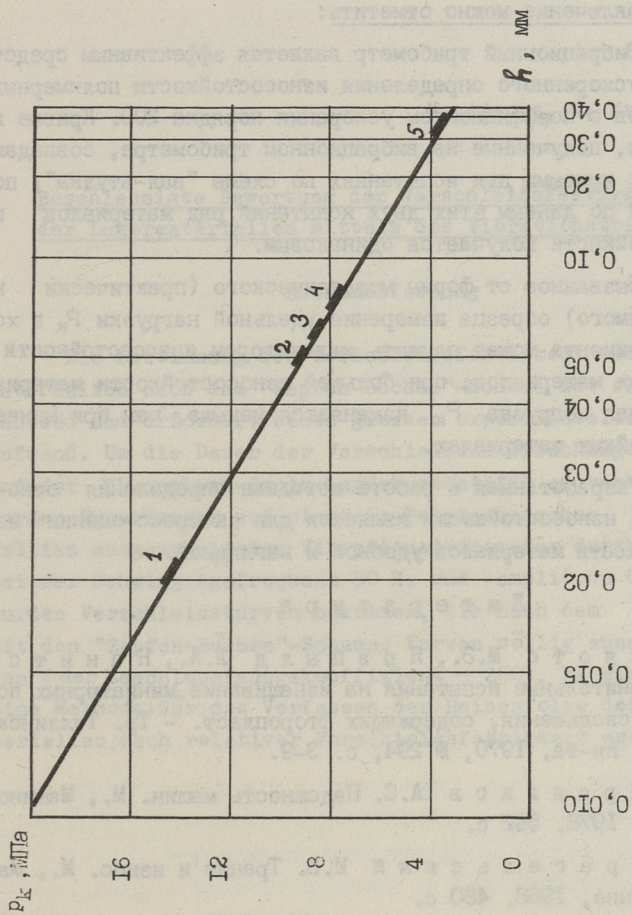
$$P_k = \frac{F}{2l\sqrt{h(2R-h)}} \quad (4)$$

График функции $P_k = f(h)$ является в координатах $P_k, [h(2R-h)]^{-\frac{1}{2}}$ прямой линией. Сравнивая структуру критерия А. Криси и формулу линеаризованного графика функции $P_k = f(h)$ нетрудно заметить их тождественность. Таким образом, место расположения и скорость движения в ходе эксперимента "точки данного материала" на графике $P_k = f(h)$ характеризует износостойкость материала. При одинаковом пути трения менее износостойким является тот материал, характеризующая точка которого на графике находится ближе к "оси износа" (материал изнашивался в равных условиях больше, давление в контакте уменьшалось больше). По необходимости на линии графика $P_k = f(h)$ нанесут деления условной шкалы, позволяющей более удобно определить координаты "точки материала" числом условной износостойкости материала, по которым можно построить ряд износостойкости материалов для данного цикла исследования.

По фиг. 3 интенсивность изнашивания образца в начальной стадии опыта значительно изменяется и стабилизируется после 15-30 минутной работы. Поэтому для определения относительной износостойкости материала в работе на графике $P_k = f(h)$ выбирались две "точки данного материала", определяемые значением линейного износа при продолжительности испытания 30 мин и 60 мин (фиг. 4). Таким образом, более износостойким является тот материал, для которого определен-



Фиг. 3. Изменение полимерного образца при вибрации $f = 50$ Гц,
 $d = 0,5$ мм. Состав материала по массе: 80 % фторпласта,
 20 % графита и 20 % медного порошка. Нагрузка: 1-5Н; 2-14Н;
 3-27Н.



Фиг. 4. Последовательность материалов по износостойкости на диаграмме

$P_k = f(h)$ при контактной силе $F = 14$ Н.

1 - металлофторопластовая лента; 2 - 30 % фторопласта + 70 % меди; 3 - 60 % фторопласта + 20 % графита + 20 % меди; 4 - капролон; 5 - фторопласт 4.

ный "точками данного материала" отрезок на линии $P_k = f(h)$ находится ближе к P_k -оси (по фиг. 4 металлофторопластовая лента). По фиг. 4 наименьшую износостойкость в данных условиях имеет фторопласт - 4 без наполнителя.

В заключение можно отметить:

1. Вибрационный трибометр является эффективным средством для ускоренного определения износостойкости полимерных материалов с коэффициентом ускорения порядка 200. Кривые изнашивания, полученные на вибрационном трибометре, совпадают по виду с кривыми при испытаниях по схеме "вал-втулка"; построенный по данным этих двух испытаний ряд материалов по износостойкости получается одинаковым.

2. Вызванное от формы металлического (практически незнашиваемого) образца измерение удельной нагрузки P_k в ходе эксперимента может служить индикатором износостойкости испытуемых материалов; при большей износостойкости материала удельная нагрузка P_k изменяется меньше, чем при менее износостойких материалах.

3. Разработанная в работе методика определения относительной износостойкости является для экспресс-оценки износостойкости материалов удобной и наглядной.

Л и т е р а т у р а

1. А я о т с М.Э., Я р в п ы л д Л.А., Н а н и т с М.Х. Сравнительные испытания на изнашивание миниатюрных подшипников скольжения, содержащих фторопласт. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1970, № 294, с. 3-9.

2. П р о н и к о в А.С. Надежность машин. М., Машиностроение, 1978. 592 с.

3. К р а г е л ь с к и й И.В. Трение и износ. М., Машиностроение, 1968. 480 с.

4. К р а г е л ь с к и й И.В. и др. О единстве критериев изнашивания. В кн.: Расчетно-экспериментальные методы оценки трения и износа. М., Наука, 1980. 109 с.

5. А.с. 1068770 (СССР). Способ испытания материалов на износ / М.Э. Аяотс и др. - Оpubл. в Б.И. 1984, № 3.

6. Курцина А.Д. Методы исследования антифрикционных пластмасс.-В кн.: Исследования по триботехнике. М., НИИ информации по машиностроению, 1975. 308 с.

М. Ajaots, М. Nanits

Beschleunigte Bewertung der Verschleissfestigkeit der Lagermaterialien mittels des Vibrationstribometers

Zusammenfassung

Die Bestimmung der Verschleissfestigkeit der Lagermaterialien nach dem "Zapfen-Büchse"-Schema ist sehr zeitraubend und erfordert einen grossen experimentellen Arbeitsaufwand. Um die Dauer der Verschleissuntersuchungen einiger auf der Fluorplast-Basis Lagerkunststoffe zu verkürzen, wurden Experimente auf einem im Polytechnischen Institut Tallinn ausgearbeiteten Vibrationstribometer durchgeführt. Bei der Schwingungsfrequenz 50 Hz und -amplitude 0.5 mm wurden Verschleisskurven bekommen, die nach dem Charakter mit den "Zapfen-Büchse"-Schemas Kurven völlig zusammenfallen (der Beschleunigungskoeffizient ~ 200). Es wird auch eine Methode für das Verfassen der Reihenfolge der Lagermaterialien nach relativer Verschleissfestigkeit ausgearbeitet.

ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПОД НАГРУЗКОЙ НА НИЗШУЮ СТУПЕНЬ
СИСТЕМЫ С ДВУМЯ ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ
МУФТАМИ

Переключение шпинделя станка с ЧПУ в жёстких режимах на низшую ступень скорости нередко сопровождается падением скорости ниже желаемой или даже остановкой шпинделя. Поэтому расчет оптимальной паузы между сигналами управления (СУ), подаваемыми к переключаемым муфтам, имеет здесь такое же значение, как и при переключении на высшую ступень скорости [1].

Рассмотрим процесс переключения системы с двумя муфтами по схеме фиг. 1 при $M_c = \text{const}$. График угловой скорости ведомого вала показан на фиг. 2. При рассмотрении процесса переключения, по причине их малости, не будут учитываться потери в передачах и остаточные вращающие моменты обоих муфт. Характеристики и величины муфт согласно ГОСТ 18.306-72 снабжены индексами соответствующих муфт, например, $M_{B2}(t)$, $M_{н.1отк}(t)$, M_{B2} , $M_{н1}$, t_{02} , ...

В настоящей статье используются следующие обозначения:

$M_0, M_{0н}, M_c$ - текущий и номинальный моменты двигателя и момент сопротивления;

J_0, J_n - момент инерции ведущей и ведомой частей;

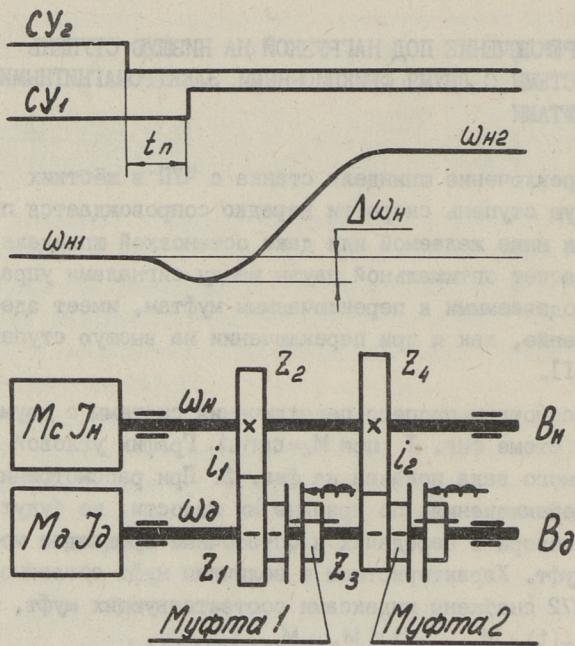
$\omega_{н1}, \omega_{н2}$ - частоты вращения на переключаемых ступенях скорости;

$\varepsilon_0, \varepsilon_n$ - угловые ускорения ведущего и ведомого валов;

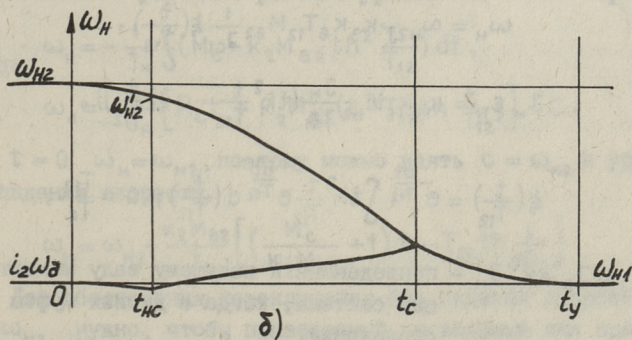
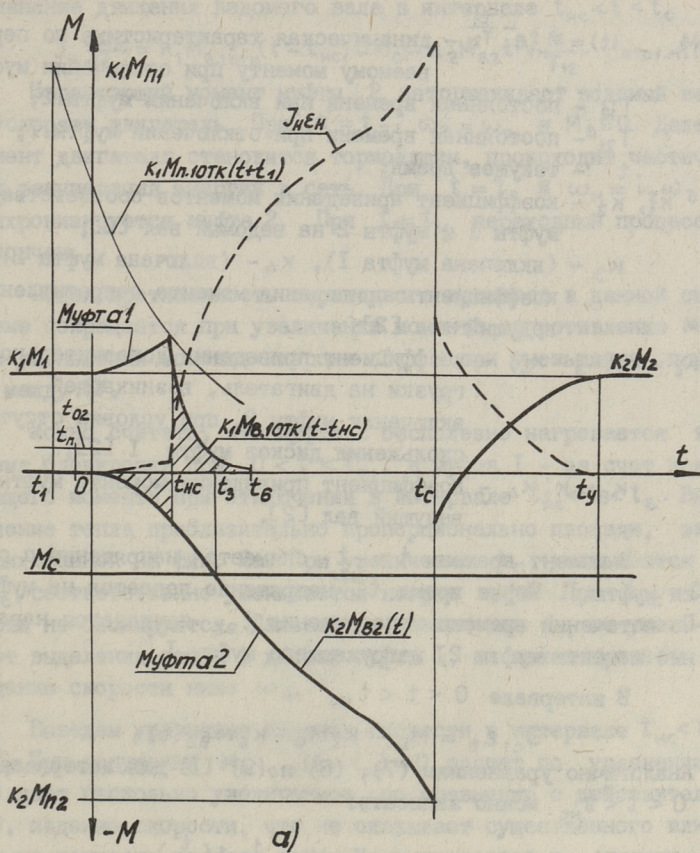
s_n - номинальное скольжение двигателя;

$T_c = \frac{J_c \omega_0 s_n}{M_{0н}}$ - электромеханическая постоянная времени;

$M_{B2}(t) = M_{B2} \text{th}^2\left(\frac{t}{T_{12}}\right)$ - динамическая характеристика по вращаемому моменту при включении муфты 2;



Фиг. 1. Сигналы управления SU_1, SU_2 , изменение скорости ведомого вала ω_H и кинематическая схема системы с двумя фрикционными муфтами.



Фиг. 2. Графики моментов и угловых скоростей валов:
 а) график моментов, действующих на ведомый вал;
 б) график угловой скорости ведомого вала.

$M_{н.1отк}(t) = M_{н1} e^{-\frac{t}{T_{21}}}$ - динамическая характеристика по передаваемому моменту при отключении муфты I;

T_{12} - постоянная времени при включении муфты 2;

T_{21} - постоянная времени при отключении муфты I;

t - текущее время;

K_1, K_2 - коэффициент приведения моментов соответственно муфты I и муфты 2 на ведомый вал [2];

K_3 - (включена муфта I), K_4 - (включена муфта 2) коэффициенты приведения момента сопротивления на ведущий вал [2];

$K_6 = K_2(K_3 - K_4)$ - коэффициент приведения дополнительной нагрузки на двигатель, возникающей при включении муфты 2, при условии отсутствия скольжения дисков муфты I [2];

$K_8 = K_2 K_4$ - коэффициент приведения момента муфты 2 на ведущий вал [2].

В момент времени $t = -t_1$ снимается напряжение с обмотки муфты I. Через время t_n напряжение подается на муфту 2. По истечении времени запаздывания t_{02} начинается нарастание момента муфты 2, нагружающего муфту I.

В интервале $0 < t < t_{nc}$

$$J_{c1} \varepsilon_0 = M_0 - K_3 M_c - K_6 M_{B2}(t). \quad (1)$$

Аналогично уравнениям (7), (8) и (9) [1] для интервала $0 < t < t_{nc}$ можно записать:

$$\omega_0 = \omega_{02} - K_6 T_{12} M_{B2} \frac{1}{J_{c1}} \xi\left(\frac{t}{T_{12}}\right), \quad (2)$$

$$\omega_n = \omega_{n2} - K_3 K_6 T_{12} M_{B2} \frac{1}{J_{c1}} \xi\left(\frac{t}{T_{12}}\right), \quad (3)$$

$$J_n \varepsilon_n = K_3 K_6 M_{B2} \frac{J_n}{J_{c1}} \left(th^2 \frac{t}{T_{12}} - \alpha \xi\left(\frac{t}{T_{12}}\right) \right), \quad (4)$$

где

$$\xi\left(\frac{t}{T_{12}}\right) = e^{-\frac{\alpha t}{T_{12}}} \int th^2 \frac{t}{T_{12}} e^{\frac{\alpha t}{T_{12}}} d\left(\frac{t}{T_{12}}\right); \quad \alpha = \frac{T_{12}}{T_c};$$

$J_{c1} = J_0 + K_3^2 J_n$ - приведенный к ведущему валу момент инерции системы, когда в дисках муфты I нет скольжения.

При $t = t_{nc}$ начинается скольжение дисков муфты I и она переходит на характеристику $M_{B.1отк}(t - t_{nc})$.

Уравнение движения ведомого вала в интервале $t_{nc} < t < t_c$

$$J_H \frac{d\omega_H}{dt} = \kappa_1 M_{B.10TK}(t - t_{nc}) - M_C - \kappa_2 M_{B2} t h^2 \frac{t}{T_{12}}. \quad (5)$$

Нарастающий момент муфты 2 затормаживает ведомый вал и ускоряет двигатель. При $t = t_7$, $\omega_0 = \omega_0$ и $M_0 = 0$. Далее момент двигателя становится тормозящим, происходит частичная рекуперация энергии в сеть. При $t = t_c$ и $\omega_H = i_2 \omega_0$ синхронизируется муфта 2. При $t = t_y$ переходный процесс закончен.

Общая протяженность переходного процесса в данной системе сокращается при увеличении момента сопротивления M_C , при уменьшении момента инерции J_H и при уменьшении паузы между СУ.

Можно считать, что муфта 2 бесполезно нагревается во время блокировки при $0 < t < t_{nc}$, а муфта I — за счет вращающего момента при отключении в интервале $t_{nc} < t < t_e$. Выделение тепла приблизительно пропорционально площади, заштрихованной на фиг. 2а. При увеличении t_n уменьшается t_{nc} , соответственно уменьшается нагрев муфт. При $t_{nc} = 0$ муфты не блокируются. Дальнейшее увеличение t_n не уменьшает выделения тепла в дисках муфты I, но может привести к падению скорости ниже ω_{H1} .

Выведем уравнение падения скорости в интервале $t_{nc} < t < t_c$. При допущении $M_{B.10TK}(t - t_{nc}) = 0$ расчет по уравнению (5) дает несколько увеличенное, по сравнению с действительной, падение скорости, что не оказывает существенного влияния на точность расчета переходных процессов в системе, однако намного упрощает решение уравнения. Таким образом:

$$\text{откуда } \omega_H = -\frac{1}{J_H} \int (M_C + \kappa_2 M_{B2} t h^2 \frac{t}{T_{12}}) dt,$$

$$\omega_H = -\frac{1}{J_H} \left[M_C t + \kappa_2 M_{B2} (t - T_{12} t h \frac{t}{T_{12}}) \right] + C.$$

При $t = 0$ $\omega_H = \omega_{H2}$, поэтому можно взять $C = \omega_{H2}$ и уравнение падения скорости.

$$\omega_H = \omega_{H2} - \frac{\kappa_2 M_{B2}}{J_H} \left[\left(\frac{M_C}{\kappa_2 M_{B2}} + 1 \right) t - T_{12} t h \frac{t}{T_{12}} \right]. \quad (6)$$

Для обеспечения переключения без падения скорости ниже ω_{H1} нужно, чтобы приведенный на ведомый вал вращающий момент муфты 2 был бы равен или был больше момента со-

противления при наступлении равенства $\omega_n = \omega_{n1}$. Так как $\kappa_2 M_{B2}(t_3) = M_c$, то падение скорости ведомого вала в промежутке времени от t_{nc} до t_3 не должно быть больше, чем $\omega'_{n2} - \omega_{n1}$. Это и есть критерий для определения оптимального значения t_{nc} .

$$\omega'_{n2} - \omega_{n1} \geq \omega_n(t_{nc}) - \omega_n(t_3), \quad (7)$$

где

$$\omega'_{n2} = \omega_{n2} - \kappa_3 \kappa_6 T_{12} M_{B2} \frac{1}{J_{c1}} \xi \left(\frac{t_{nc}}{T_{12}} \right).$$

Учитывая, что

$$t_3 = T_{12} \operatorname{Arth} \sqrt{\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}}}$$

получаем

$$\begin{aligned} \omega'_{n2} - \omega_{n1} \geq \omega_{n2} - \frac{\kappa_2 M_{B2}}{J_n} \left[\left(\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}} + 1 \right) t_{nc} - T_{12} \operatorname{th} \frac{t_{nc}}{T_{12}} \right] - \\ - \omega_{n2} + \frac{\kappa_2 M_{B2} T_{12}}{J_n} \left[\left(\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}} + 1 \right) \operatorname{Arth} \sqrt{\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}}} - \sqrt{\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}}} \right], \end{aligned}$$

откуда после умножения на $\frac{J_n}{\kappa_2 M_{B2} T_{12}}$ и перестановки получим уравнение для определения оптимального значения

$$\frac{J_n (\omega'_{n2} - \omega_{n1})}{T_{12} \kappa_2 M_{B2}} = \left(\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}} + 1 \right) \left(\operatorname{Arth} \sqrt{\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}}} - \frac{t_{nc}}{T_{12}} \right) - \sqrt{\frac{M_c}{\kappa_2 M_{B2}}} + \operatorname{th} \frac{t_{nc}}{T_{12}}. \quad (8)$$

При допущении $\omega'_{n2} - \omega_{n1} = \omega_{n2} - \omega_{n1}$ оптимальное значение времени t_{nc} определяется при помощи графика на фиг. 3.

Допущение $\omega'_{n2} = \omega_{n2}$, намного упрощающее решение уравнения (8), не оказывает существенного влияния на точность расчета t_{nc} , так как возникающая при этом ошибка противоположна по знаку ошибке, полученной с допущением

$$M_{B.10TK}(t - t_{nc}) = 0.$$

Величину оптимальной паузы определяем из уравнения (см. фиг. 2а)

$$\kappa_1 M_{n1} e^{-\frac{t_{n0} + t_{o2} + t_{nc}}{T_{21}}} = M_c + \kappa_2 M_{B2} \operatorname{th}^2 \frac{t_{nc}}{T_{12}},$$

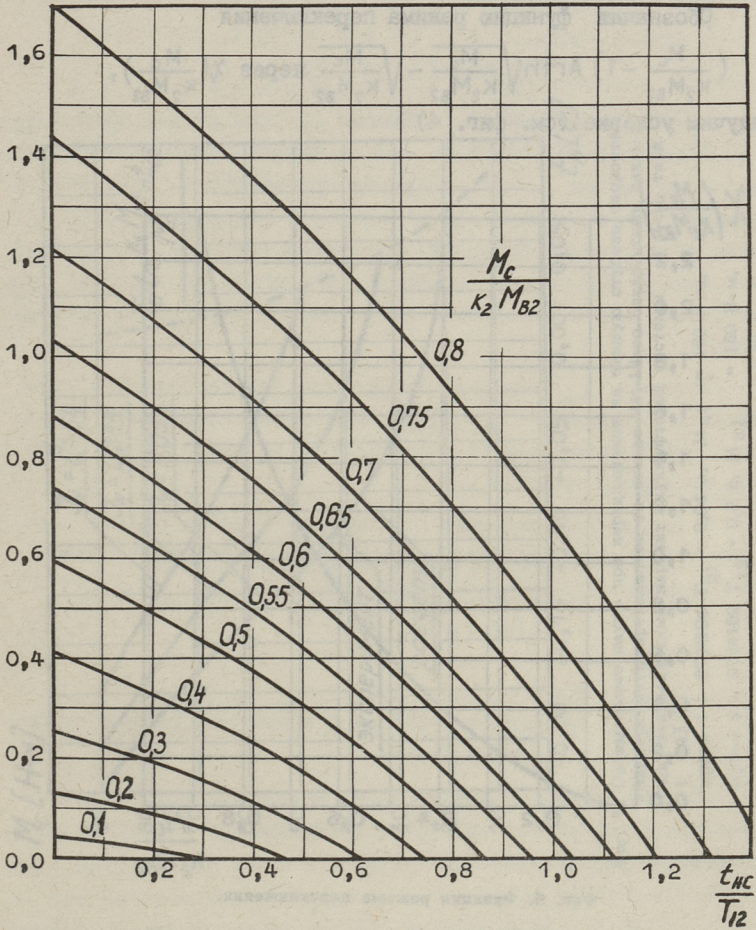
откуда

$$t_{n0} = -t_{o2} - t_{nc} - T_{21} \ln \left(\frac{M_c}{\kappa_1 M_{n1}} + \frac{\kappa_2 M_{B2}}{\kappa_2 M_{n1}} \operatorname{th}^2 \frac{t_{nc}}{T_{12}} \right). \quad (9)$$

Для обеспечения переключения без падения скорости ниже ω_{n1} нужно, чтобы $t_n \leq t_{n0}$.

При $t_{nc} < 0$ скольжение дисков муфты I начинается до начала нарастания момента муфты 2. В таком случае

$$\frac{J_H(\omega_{H2} - \omega_{H1})}{T_{12} K_2 M_{B2}}$$



Фиг. 3. График для определения времени t_{HC} .

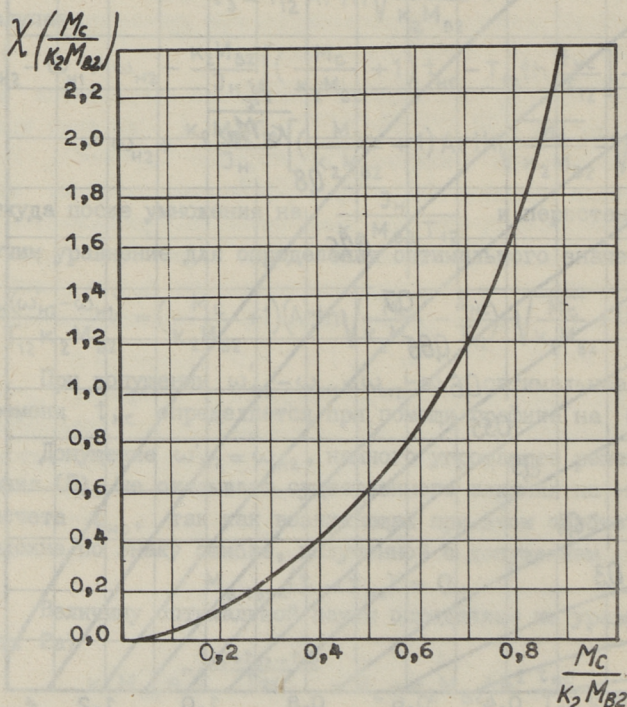
$$\frac{J_n(\omega_{H2} - \omega_{H1})}{T_{12} K_2 M_{B2}} \geq \left(\frac{M_c}{K_2 M_{B2}} - 1 \right) \text{Arth} \sqrt{\frac{M_c}{K_2 M_{B2}}} - \sqrt{\frac{M_c}{K_2 M_{B2}}}$$

Режим переключения, при котором $t_{nc} \leq 0$, следует считать "легким".

Обозначив функцию режима переключения

$$\left(\frac{M_c}{K_2 M_{B2}} - 1 \right) \text{Arth} \sqrt{\frac{M_c}{K_2 M_{B2}}} - \sqrt{\frac{M_c}{K_2 M_{B2}}} \text{ через } \chi \left(\frac{M_c}{K_2 M_{B2}} \right),$$

получим условие (см. фиг. 4)

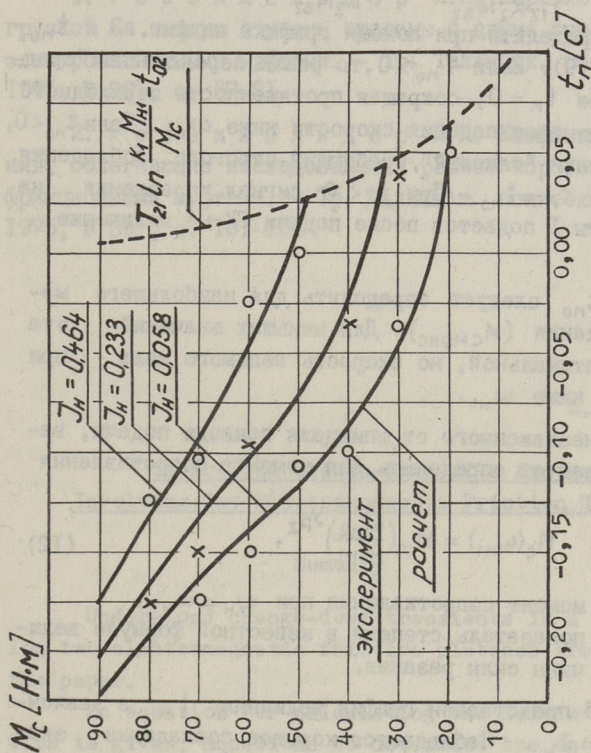


Фиг. 4. Функция режима переключения.

$$\frac{J_n(\omega_{H2} - \omega_{H1})}{T_{12} K_2 M_B} \geq \left(\frac{M}{K_2 M_{B2}} \right), \quad (I0)$$

при выполнении которого режим переключения - легкий и t_{no} определяется из уравнения

$$t_{no} = T_{21} \ln \frac{K_1 M_{H1}}{M_c} - t_{02}. \quad (II)$$



Фиг. 5. Оптимальные паузы при переключении на низшую ступень скорости.

Эксперименты проводились на стенде ИМ-18 со следующими данными:

ми: эквивалентный вариант двухмуфтовой системы 1У (см. табл. 1 [2]),

муфта 1 - ЭТМ104 $T_{21} = 0,04$ с, $M_{H1} = 160$ Н·м,

муфта 2 - ЭТМ102 $T_{12} = 0,2$ с, $M_{B2} = 150$ Н·м,

$\omega_{H1} = 60$ рад/с, $\omega_{H2} = 78$ рад/с, $t_{02} = 0,02$ с.

При легком режиме переключения СУ к муфтам можно подавать одновременно, так как это сокращает продолжительность переходного процесса и упрощает управление муфтами, не вызывая падения скорости ниже $\omega_{н1}$. Нагрев фрикционных дисков увеличивается незначительно.

В случае, когда

$$\frac{J_n(\omega_{н2} - \omega_{н1})}{T_{12}K_2M_{B2}} < \chi\left(\frac{M_c}{K_2M_{B2}}\right),$$

$t_{нс}$ - нужно определить при помощи графика на фиг. 3 и $t_{но}$ - из уравнения (9). Если $t_{но} > 0$, то режим переключения "средний", и допущение $t_n = 0$, сокращая протяженность переходного процесса, не вызывает падения скорости ниже $\omega_{н1}$. Если $t_{но} < 0$, режим переключения "тяжелый", требующий строгого соблюдения паузы между СУ $t_n = t_{но}$. При $t_n < 0$ сигнал управления на отключение муфты I подается после подачи СУ на включение муфты 2.

Величину $t_{но}$ следует определить для наибольшего момента сопротивления ($M_{смакс}$). Для меньших значений эта пауза меньше оптимальной, но скорость ведомого вала при этом не падает ниже $\omega_{н1}$.

В случае независимого от шпинделя привода подачи, величину $t_{но}$ следует определить для момента сопротивления при скорости $\omega_{н1}$.

$$M_c(\omega_{н1}) = M_{c2}\left(\frac{\omega_{н2}}{\omega_{н1}}\right)^{y_{pz}}, \quad (12)$$

где M_{c2} - момент сопротивления при $\omega_n = \omega_{н2}$;
 y_{pz} - показатель степени в известной формуле величины силы резания.

На фиг. 5 представлен график величины t_n в зависимости от M_c и J_n . Наблюдается хорошее совпадение экспериментальных данных с расчетом.

В ы в о д ы

I. Полученные аналитические уравнения позволяют определить оптимальную величину паузы между сигналами управления, обеспечивающую протекание переходного процесса без падения скорости шпинделя ниже желаемой.

2. В случае легкого и среднего периодического режимов переключаемых электромагнитных муфт, положительными паузами можно пренебречь.

3. Паузу между сигналами управления нужно определить для наибольшего момента сопротивления.

Л и т е р а т у р а

1. Р о о з и м ё л ь д е р Л.П. Переключение под нагрузкой на высшую ступень системы с двумя фрикционными электромагнитными муфтами. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1975, № 391, с. 67-81.

2. Р о о з и м ё л ь д е р Л.П. Коэффициенты приведения, облегчающие исследование и расчет коробок передач с фрикционными муфтами. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1975, № 391, с. 101-106.

L. Roosimõlder

Under-load Change-down of a System Involving Two Electromagnetic Friction Clutches

Summary

Under-load change-down transients in a system involving two electromagnetic friction clutches are considered in the paper.

An equation for calculating the driven shaft revolution is given. Equations to determine the optimum intervals between the control signals of the clutches according to the data on the clutches and the value of the resisting moment of the driving and driven shafts are derived.

УДК 621.839.8.062.2

Л. П. Роозимельдер

ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПОД НАГРУЗКОЙ СИСТЕМЫ
ФРИКЦИОННАЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНАЯ МУФТА,
МУФТА СВОБОДНОГО ХОДА

Муфта свободного хода (МСХ) в каждой группе передач коробки замыкает пониженную передачу. Применение МСХ в автоматических коробках передач упрощает управление коробкой передач. Переключение на высшую ступень системы фрикционная электромагнитная муфта (ЭФМ), муфта свободного хода происходит с минимальным выделением тепла в муфтах и, практически, без падения скорости ведомого вала [1].

Рассмотрим процесс переключения на низшую ступень системы с двумя муфтами (см. наст. сб. с 53.), где муфта 1 — фрикционная электромагнитная муфта (ЭФМ), а муфта 2 — МСХ. Для пояснения процесса переключения при $M_c = \text{const}$ приведен график моментов, действующих на ведомый вал (фиг. 1а) и график угловой скорости ведомого вала (фиг. 1б).

Обозначения:

- M_1, M_2 — моменты, развиваемые муфтой 1 и муфтой 2, соответственно;
- M_c — момент сопротивления на ведомом валу;
- K_1, K_2 — коэффициент приведения моментов соответственно муфты 1 и муфты 2 на ведомый вал [2];
- ω_{H1}, ω_{H2} — частоты вращения на переключаемых ступенях скорости;
- ϵ_H — угловое ускорение ведомого вала;
- $M_{B.1\text{отк}}(t)$ — динамическая характеристика электромагнитной муфты 1 по вращаемому моменту при отключении;
- $M_{H.1\text{отк}}(t)$ — динамическая характеристика электромагнитной муфты 1 по передаваемому моменту при отключении.

В момент времени $t = 0$ снимается напряжение с обмотки муфты I. При наступлении равенства $k_1 I_1 = k_1 M_{п.10кк}(t)$ начинается скольжение в дисках муфты I ($t = t_{нс}$) и она переходит на характеристику $M_{в.10тк}(t - t_{нс})$. С началом скольжения дисков муфты I начинается падение скорости ведомого вала. Диски муфты I нагреваются за счет вращающего момента при отключении. МСХ не нагревается, так как она не затормаживает ведомый вал. Из-за этого переходный процесс, по сравнению с процессом, протекающим в системе с двумя ЭФМ, длиннее.

При $t = t_{с2}$ скорость вращения ведущей части МСХ сравнивается со скоростью ведомой части — возникает синхронизм. Но МСХ включается при $t = t_7$, так как для включения МСХ потребуется определенный поворот ведущей части муфты относительно ведомой, которую обозначим через φ_0 . МСХ, жестко заклинивающиеся при включении, создают сильный удар, например: МСХ, работающие по принципу заклинивания роликов или клиньев. Если момент от удара превышает величину передаваемого момента одной ЭФМ, то в дисках её начинается скольжение. Разгоняя ведомый вал до скорости $\omega_{н1}$ ЭФМ синхронизируется при $t = t_c$ (см. фиг. I). МСХ, передаваемый момент которых ограничен, не создают удара, например: МСХ с фрикционными дисками, у которых при включении диски прижимаются с определенной силой. При включении момент у таких МСХ растет до величины вращающего момента (пунктирная линия на фиг. Ia) и ведомый вал разгоняется до скорости $\omega_{н1}$. Непосредственно перед синхронизмом момент МСХ увеличивается, так как коэффициент трения возрастает при уменьшении относительной скорости скольжения фрикционных дисков. Включение МСХ с фрикционными дисками, у которых передаваемый момент ограничен, напоминает форсированное включение ЭФМ.

Сределяем падение скорости ниже $\omega_{н1}$

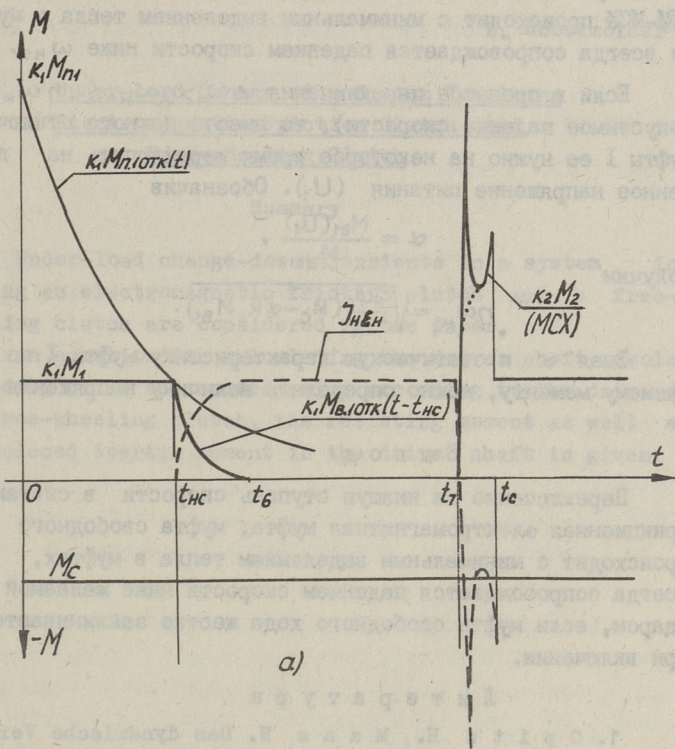
$$\Delta \omega_n = \varepsilon_n (t_7 - t_{с2}),$$

$$\Delta \varphi_0 = \frac{\varepsilon_n}{2} (t_7 - t_{с2})^2,$$

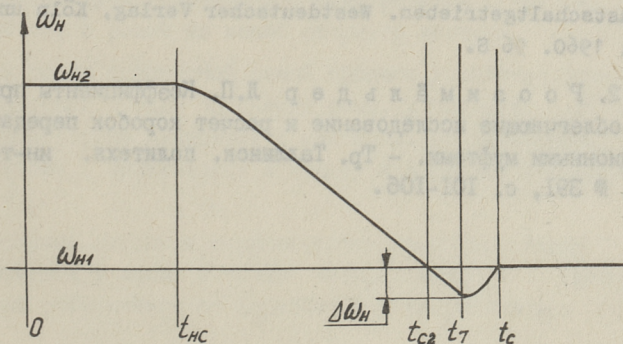
откуда

$$t_7 - t_{с2} = \sqrt{\frac{2\varphi_0}{\varepsilon_n}}$$

$$\Delta \omega_n = \sqrt{2\varphi_0 \varepsilon_n} = \sqrt{\frac{2\varphi_0 M_c}{J_n}} \quad (I)$$



а)



б)

Фиг. 1. Переключение на низшую ступень скорости системы ЭФМ-МСХ:

а) график моментов, действующих на ведомый вал.

б) график угловой скорости ведомого вала.

Переключение на низшую ступень скорости в системе ЭФМ-МСХ происходит с минимальным выделением тепла в муфтах, но всегда сопровождается падением скорости ниже $\omega_{н1}$.

Если в процессе переключения $\Delta\omega_n > \eta\omega_{н1}$ ($\eta\omega_{н1}$ - допустимое падение скорости), то вместо полного отключения муфты I ее нужно на некоторое время переключить на пониженное напряжение питания (U_1). Обозначив

$$\alpha = \frac{M_{в1}(U_1)}{M_{в1}},$$

получим

$$\eta\omega_{н1} = \sqrt{\frac{2c\varphi_0}{J_n}(M_c - \alpha k_1 M_{в1})}. \quad (2)$$

Зная α и статическую характеристику муфты I по вращаемому моменту, можно определить величину напряжения U_1 .

В ы в о д

Переключение на низшую ступень скорости в системе фрикционная электромагнитная муфта, муфта свободного хода происходит с минимальным выделением тепла в муфтах, но всегда сопровождается падением скорости ниже желаемой и ударом, если муфта свободного хода жестко заклинивается при включении.

Л и т е р а т у р а

1. O p i t z H., M a a s N. Das dynamische Verhalten von Lastschaltgetrieben. Westdeutscher Verlag, Köln und Opladen, 1960. 96 S.

2. Р о о з и м ё л ь д е р Л.П. Коэффициенты приведения, облегчающие исследование и расчет коробок передач с фрикционными муфтами. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та, 1975, № 391, с. 101-106.

Under-load Change of a System Involving
Electromagnetic Friction Clutch and
Free-wheeling Clutch

Summary

Under-load change-down transients in a system involving an electromagnetic friction clutch and a free-wheeling clutch are considered in the paper.

An equation for calculating the driven shaft revolution drop below the needed value according to the data on the free-wheeling clutch, the resisting moment as well as the reduced inertia moment in the driver shaft is given.

Т.А. Тийдеманн, Т.М. Реми,
Х.Л-Р. Наагель

МЕХАНИЗМ АВТОМАТИЧЕСКОГО НАТЯЖЕНИЯ СТРУН ДЛЯ МАШИН С ПОВОРОТНОЙ РАМОЙ

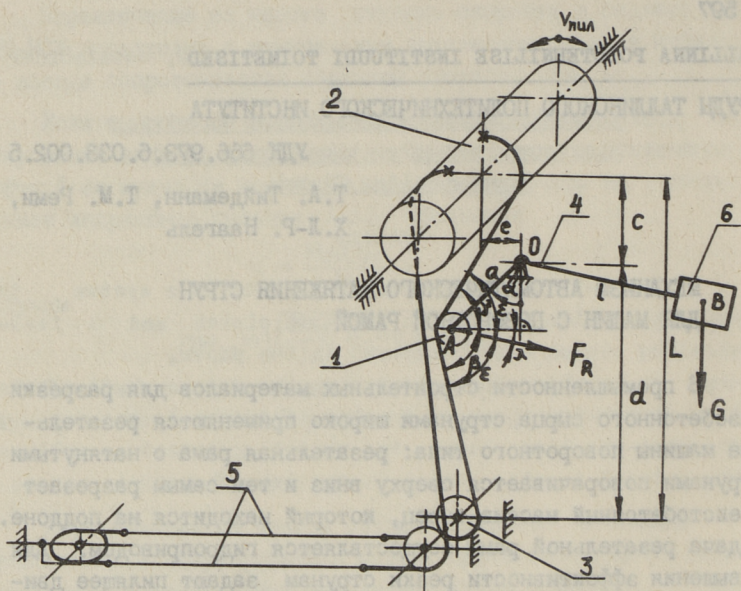
В промышленности строительных материалов для разрезки газобетонного сырца струнами широко применяются резательные машины поворотного типа: резательная рама с натянутыми струнами поворачивается сверху вниз и тем самым разрезает ячеистобетонный массив-сырец, который находится на поддоне. Подача резательной рамы осуществляется гидроприводом. Для повышения эффективности резки струнам задают пилящее движение.

Существует и часто применяется механизм резки [1], включающий режущие струны, одни концы которых попарно соединены между собой через блоки, а другие концы прикреплены к качающемуся барабану привода пиления (фиг. 1). Ниже описывается случай натяжения струны рычагом с грузом, действующий через ролик на канат режущего контура.

При резке поворотной рамой процесс допиления происходит в конечной стадии опускания рамы, у поддона. В этой фазе резки струны нуждаются в максимальном натяжении. Натяжной ролик 1 прижимается к канату и передает натяжное усилие F_R .

Натяжной механизм спроектирован так, что натяжной ролик упирается в канат в точке, которая находится примерно на равных расстояниях от барабана 2 и направляющего ролика 3.

Усилие F_R можно разделить на два компонента — один поперек рычага АО, другой вдоль АО (компоненты не показаны на фиг. 1). Желательно, чтобы последний компонент был минимальным во время процесса натяжения — для лучшего ис-



Фиг. 1. Схема натяжения режущего контура подвесным грузом:

- 1 - натяжной ролик; 2 - барабан;
- 3 - направляющий ролик; 4 - рычаг;
- 5 - режущие струны; 6 - груз.

пользования веса груза. Поэтому выбирается центр O поворота рычага близко к канату в исходном положении его (канат - прямая между барабанами 2 и 3).

В первом приближении расстояние $e \approx r_1 + 0,75 \cdot r_2$, где r_1 - радиус натяжного ролика и r_2 - радиус барабана привода качения 2. Расстояние c получаем геометрически, изображая рычаг AO параллельным к канату в исходном положении на расстоянии r_1 от каната. Длину рычага $AO = a$ следует выбирать в пределах $a = 0,25 \dots 0,35 L$, что обеспечит ход натяжения до $140 \dots 180$ мм на 2 струны. Длину другого плеча рычага $OB = l$ различаем из уравнения моментов $M_R = M_G$, где M_R - момент от усилия F_R , M_G - момент от усилия G - противовеса.

Для этого выделим зависимости между параметрами a , c , d , e , r_1 и r_2 , исходя из угла поворота α рычага OA , изображенного на фиг. 1.

Допустим, что α меняется в пределах от 5° до 90° . При этом вспомогательные углы выражаются следующим образом:

$$\begin{aligned}\beta &= \arctg \frac{d - a \cdot \cos \alpha}{a \cdot \sin \alpha - e - r_1}; \\ \gamma &= \arctg \frac{c + a \cdot \cos \alpha}{a \cdot \sin \alpha - e + r_1 + r_2}; \\ \varepsilon &= \frac{\beta + \gamma}{2}; \quad \lambda = \varepsilon - \gamma.\end{aligned}$$

Момент от силы в струне

$$M_R = F_R \cdot a \cdot \cos \lambda \cdot \cos \alpha.$$

Максимум этого уравнения можно определить, задавая углу α величины, например, через каждые 10° . При максимальной величине момента M_R целесообразно принимать рычаг OB горизонтальным, тогда

$$M_R = M_G = G \cdot l.$$

Отсюда можно найти величины G и l .

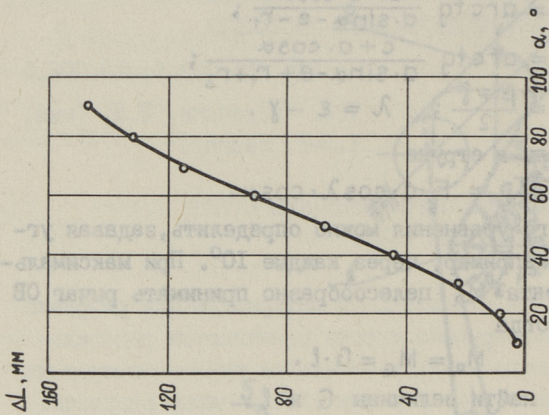
Во время работы усилие в струне практически не совсем постоянное. Наиболее оптимальный вариант был найден с помощью ЭВМ "Искра-256". Была составлена специальная программа, причем критерием оптимальности было выбрано

$$F_{\max i} - F_{\min i} = \min,$$

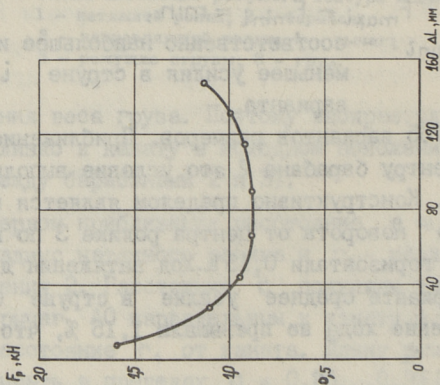
где $F_{\max i}$ и $F_{\min i}$ - соответственно наибольшее и наименьшее усилия в струне i -того варианта.

Рассмотрено 765 вариантов размеров. Приближением центра поворота O к центру барабана 2 это условие выполняется наилучшим образом. Конструктивно пределом является вариант расстояние центра поворота от центра ролика 3 по вертикали до $0,9L$ и по горизонтали $0,15L$. Ход натяжения до 200 мм. При наилучшем варианте среднее усилие в струне 625 Н и колебания в течение хода не превышали $1,15\%$, что ничтожно мало.

На фиг. 2 представляется пример зависимости силы натяжения от удлинения режущего контура ΔL при одном из вариантов с параметрами $L = 800$ мм; $e = 100$ мм; $c = 220$ мм; $a = 240$ мм. Вариант был выбран без оптимизации на ЭВМ. Как видно, колебания усилия значительно больше. Однако натяжение режущей струны оттягивающим грузом, в пределах работы рычага $\alpha = 20 \dots 90^\circ$, практически мало изменяется, как видно из следующего графика перевода ΔL от α (фиг. 3).



Фиг. 3. Зависимость удлинения режущего контура от угла поворота нагруженного рычага.



Фиг. 2. Зависимость силы нажатия от удлинения режущего контура.

Аналогичные натяжные устройства, но несколько видоизмененные из-за конструктивных соображений, были использованы на резательной машине ХБ88 на Ахтмеском КСМ, начиная с 1985 г.

Можно сделать вывод, что наиболее успешное решение проблемы натяжения струн с помощью грузов резательной машины поворотного типа является использование канатно-блочного усилителя в сочетании с рычагом и противовесом. Описана методика выбора оптимальных параметров такого механизма натяжения.

Л и т е р а т у р а

И. А.с. 333058 (СССР). Устройство для разрезки изделий из ячеистого бетона / И.Э. Лангеберг, В.В. Одар, Т.А. Тийдеманн - Опубл. в В.И. 1972, № II.

Т. Tiidemann, Т. Remi, Н. Naagel

Automatic Wire Tightener for a Cutting Machine with Rotating Frame

Summary

The problems of tightening the cutting wires in a semi-plastic cellular concrete cutting machine with a rotating frame are analyzed. It has been observed that tightening with weight will yield an approximately stable strength of the cutting wires throughout the whole cutting process and the concrete mass will be completely cut through.

ИНТЕГРИРОВАННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНЫХ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

I. Общая характеристика

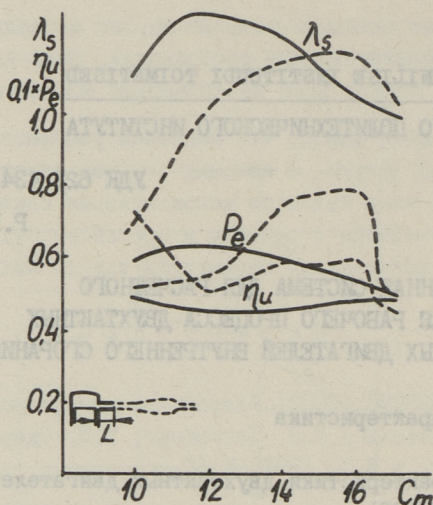
Внешние характеристики двухтактных двигателей внутреннего сгорания (ДКДВС) резко отличаются от характеристик четырехтактных двигателей. Связано это главным образом с газообменом – отсутствием у ДКДВС активных ходов газообмена, одновременным протеканием процессов выпуска и перепуска, быстрым изменением проходных сечений окон. Процессы в разных подсистемах ДКДВС настолько тесно взаимосвязаны (см. фиг. 1), что приемлемые результаты расчета можно получить только при совместном расчете всех подпроцессов.

На кафедре автомобилей Таллинского политехнического института создана интегрированная система для расчетного исследования процесса ДКДВС (ИСРИП ДКДВС), допускающая возможность рассчитывать рабочий процесс с учетом всех наиболее важных взаимосвязей в ДКДВС (см. фиг. 2).

ИСРИП ДКДВС состоит из руководства и ряда прикладных пакетов программ:

- пакеты TCSIED – для моделирования рабочего процесса ДКДВС;
- пакеты DR0RE – для подготовки номограмм течения газа через местные сопротивления;
- пакеты KTEGL – для анализа результатов продувки местных сопротивлений.

Пакеты работают на ЕС ЭВМ под управлением ОС версии 4.1 и 6.1. В зависимости от требований вычислительного центра



Фиг. 1. Влияние на характеристики ДКДВС конструкции выпускной трубы: λ_s - коэффициент избытка продувочной смеси; η_u - коэффициент использования продувочной смеси; P_e ($\equiv p_e/p_0$) - среднее эффективное давление (результаты расчета).

основной пакет TCSIED может иметь оверлейную структуру. Необходимый для TCSIED объем оперативной памяти составляет 190 ... 350 кВ. На определение показателей ДКДВС расходуется в зависимости от сложности двигателя, быстроходности и т.д. 2,5 ... 3,5 мин времени центрального процессора ЭВМ ЕС 1055М на один рабочий режим.

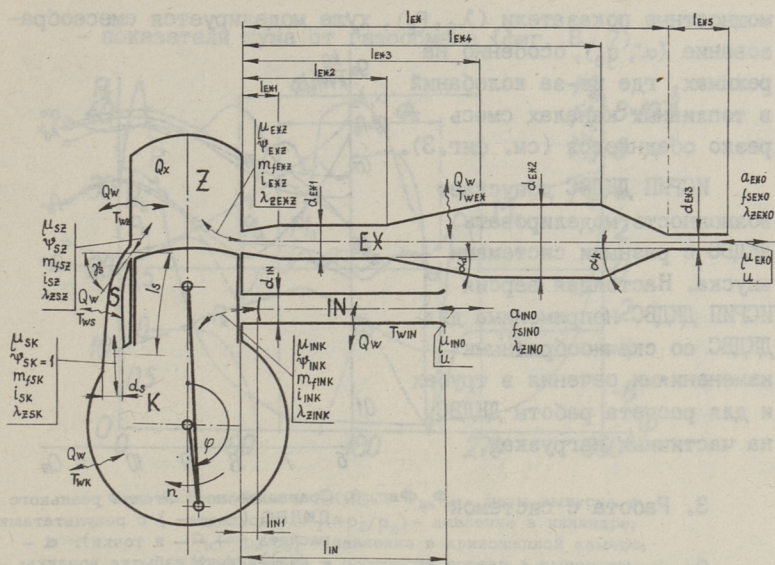
2. База и особенности

ИСРИП ДКДВС базируется на разработанных положениях, допустимость которых многими исследователями проверена на разных типах двигателей:

1. Течение газа в трубах и каналах одномерное, неустановившееся с трением и теплообменом [1, 2, 3],

2. Течение газа через местные сопротивления квазистационарное. Особенности местных сопротивлений учитываются коэффициентами расхода [4, 5].

3. Процессы в цилиндре, в кривошипной камере, в объемах глушителей квазистационарные [6, 7, 8].



Фиг. 2. Модель ДКДВС с наиболее важными взаимосвязями между под-процессами.

4. Состав продуктов сгорания равновесный (кроме окисей азота и углеводорода) [9, 10, 11].

5. Шум от газообмена определяется рассмотрением отверстий выхлопа и всасывания как точечных источников [12].

Учитывая большее значение на показатели ДКДВС временных характеристик процессов (по сравнению с амплитудными) и используя эмпирические модели продувки, сгорания и карбюра-ции, создана математическая модель в виде системы уравне-ний.

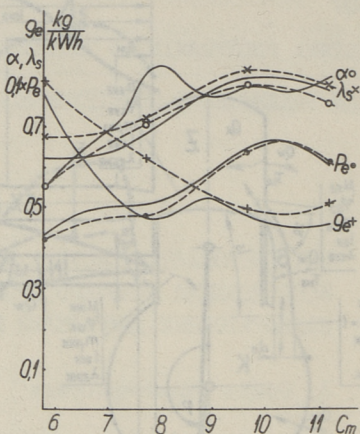
Реализованная на ЭВМ математическая модель допускает возможность учета всех главных особенностей ДКДВС [13]:

- прямые и обратные течения через органы газообмена;
- смешивание в цилиндре и потери свежей смеси;
- взаимосвязи между процессами в разных отсеках;
- газодинамические процессы в трубах и каналах газообмена.

Адекватность ИСРП ДКДВС проверена сравнением резуль-татов расчета с показателями реальных двигателей. Настроен-

ный ИСРИП удовлетворительно моделирует процесс газообмена и мощностные показатели (λ_s, P_e), хуже моделируется смесеобразование (α, g_e), особенно на режимах, где из-за колебаний в топливных каналах смесь резко обедняется (см. фиг.3).

ИСРИП ДКДВС допускает возможность моделировать ДКДВС с разными системами впуска. Настоящая версия ИСРИП ДКДВС неприменима для ДКДВС со скачкообразными изменениями сечения в трубах и для расчета работы ДКДВС на частичных нагрузках.



Фиг. 3. Сравнение показателей реального ДКДВС (—) с результатами расчета (- - - и точки): α — коэффициент избытка воздуха; g_e — удельный расход топлива (остальные см. на фиг. 1).

3. Работа с системой

Основной пакет системы ИСРИП ДКДВС TCSIED создан для работы в пакетном режиме.

Подготовленный для работы пакет в зависимости от структуры может быть загружен в оперативную память полностью или по сегментам.

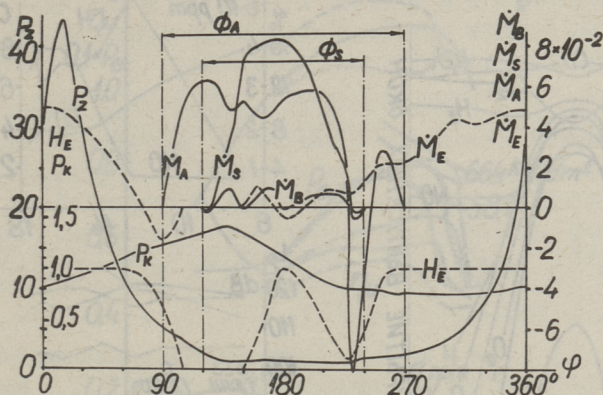
Пакет для работы с TCSIED состоит из следующих карт:

- карты, определяющие решаемую задачу и наборы данных;
- карты, определяющие моделируемый двигатель;
- краевые условия и постоянные (30...40 данных);
- общие геометрические показатели двигателя (27...30);
- размеры труб, каналов, окон (36...81);
- размеры глушителей шума (7).

В результате моделирования на принтере выдается:

- таблица с геометрическими характеристиками моделируемого двигателя;
- мощностные и экономические показатели, таблицы с диаграммами газообмена (фиг. 4,5);
- изменение концентрации токсичных компонентов в продуктах сгорания во время процессов сгорания и расширения (фиг. 6,7);

- показатели шума от газообмена (фиг. 8, 7).

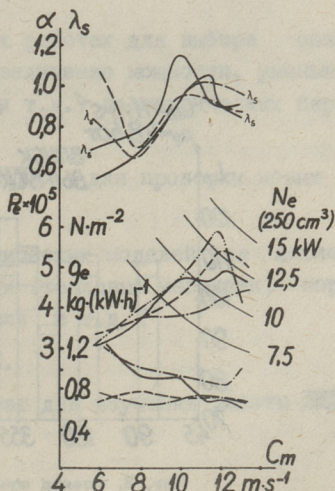


Фиг. 4. Газообмен в ДКДВС: Φ_A, Φ_S - фазы выпуска и перепуска; $P_z (\equiv p_z/p_0)$ - давление в цилиндре; $P_k (\equiv p_k/p_0)$ - давление в кривошипной камере; M_A, M_S, M_E, M_B - плотности потока в выпускном, перепускном, впускном и вспомогательном перепускном окнах ($M = \frac{u \rho}{a_0 p_0}$); $H_E (\equiv h_E/h_{E \max})$ - высота подъема конца клапана.

ИСРИП ДКДВС может быть использована:

I. При исследовании процесса ДКДВС

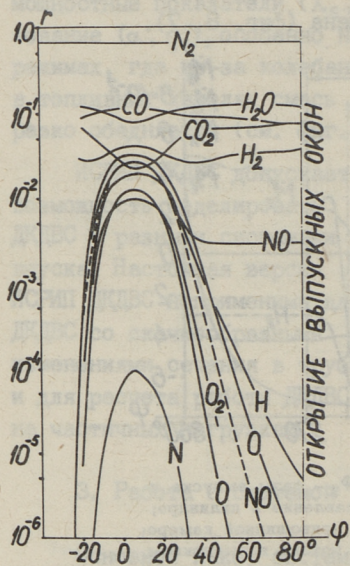
- для определения показателей, которые экспериментально трудно определяются;
- для анализа процесса, выявления внутренних связей между отдельными отсеками ДКДВС (см. фиг. 4);
- для определения влияния (количественного и качественно) отдельных геометрических и режимных параметров ДКДВС на его входные характеристики (фиг. 6, 7, 8).



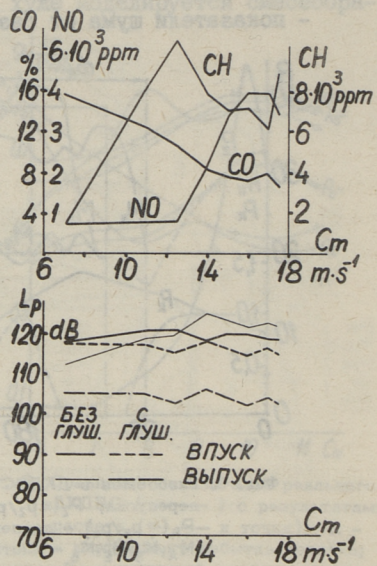
Фиг. 5.

Влияние системы впуска на характеристики ДКДВС:

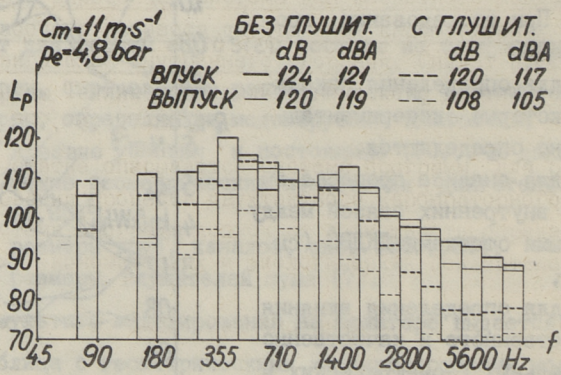
- шлицевой впуск; --- клапанный впуск; - - - - - окно параллельно с клапаном; - · - · - - - - - окно последовательно с клапаном.



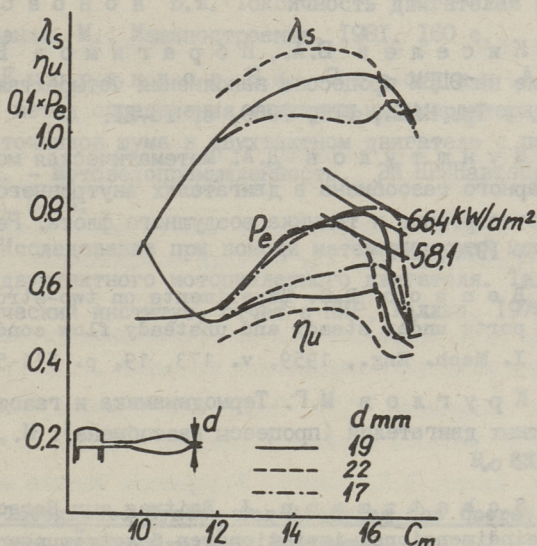
Фиг. 6. Образование токсичных продуктов сгорания.



Фиг. 7. Зависимость токсичности и шума от газообмена ДКДВС от скоростного режима.



Фиг. 8. Спектр шума от газообмена ДКДВС.



Фиг. 9. Влияние диаметра конца выпускной трубы на показатели ДКДВС.

2. В опытно-конструкторских работах для выбора оптимальных для конкретных целей (увеличение мощности, уменьшение удельного расхода горючего и т.д.) геометрических параметров ДКДВС (фиг. 9).

3. При разработке теории ДКДВС - для проверки новых идей и оценки их достоверности.

4. При составлении математических моделей для исследования разных проблем двигателя (тепловые нагрузки, корпусный шум, методы шумопоглощения и т.д.).

5. При создании САПР ДКДВС.

6. Как дидактический аппарат для изучения работы ДКДВС в учебном процессе.

Л и т е р а т у р а

1. К и с е л е в Б.А., И б р а г и м о в Б.Р. Моделирование на ЭЦВМ процессов наполнения четырехтактных двигателей. - Тр. НАМИ, ИИ8, 1969, с. 16-21.
2. М у н ш т у к о в Д.А. Математическая модель нестационарного газообмена в двигателях внутреннего сгорания. - Самолетостроение и техника воздушного флота. Респ. межвед. НТС, 1970, 21.
3. В е н с о н R.S. Experiments on two-stroke engine exhaust ports under steady and unsteady flow conditions. - Proc. I. Mech. Eng., 1959, v. 173, 19, p. 511-546.
4. К р у г л о в М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей (процессы газообмена). М., Машгиз, 1963. 272 с.
5. S c h a t z m a n n J. Beitrag zur Berechnung isentroper eindimensional-instationären Gasströmungen mit Hilfe von Digitalcomputern. Diss., Dokt. Techn. Wiss., Eidgenöss. TH. Zürich, 1968. 109 S.
6. L i s t H. Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine. Т. 2. Wien, Springer Verlag, 1950. 370 S.
7. Р у д о й Б.П., Б е р е з и н С.Р. Численное исследование процесса газообмена двухтактного двигателя с кривошипнокамерной продувкой. - Вопр. теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей, 1978, № 2, с. 7-14.
8. В л а и р G.P., С а н о о н W.L. A more complete analysis of unsteady gas flow through a high-specific-output two-cycle engine. - SAE Prepr., s.a. 720156. 14 p.
9. A n n a n d W.J.D. Calculation of nitric oxide and carbon monoxide concentrations in spark-ignition engines. First paper. Effects of simplifying kinetic assumptions in calculating nitric oxide formation in spark-ignition engines. - Proc. Instr. Mech. Engrs., 1974, v. 188, 41, p. 431-436.
10. С и н М. Сгорание и выпуск в двигателях с искровым зажиганием. Перевод с японского языка № Ц-73988. М., 1976, 45 с.

11. З в о н о в В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М., Машиностроение, 1981. 160 с.

12. Е г о р е н к о в Б.А., С т р о к и н А.А. Приближенный метод определения спектральных характеристик основных источников шума в двухтактном двигателе с помощью номограмм. - Мотовелопромывленность, ЭИ НИИНавтопром, вып. 2, с. 5-14.

13. Исследование при помощи математической модели газообмена двухтактного мотоциклетного двигателя. Таллинский политехнический институт, отчет о НИР, Таллин, 1978. 200 с.

R. Sillat

An Integrated System for Studying the Operation of Two-stroke Cycle SI Engines

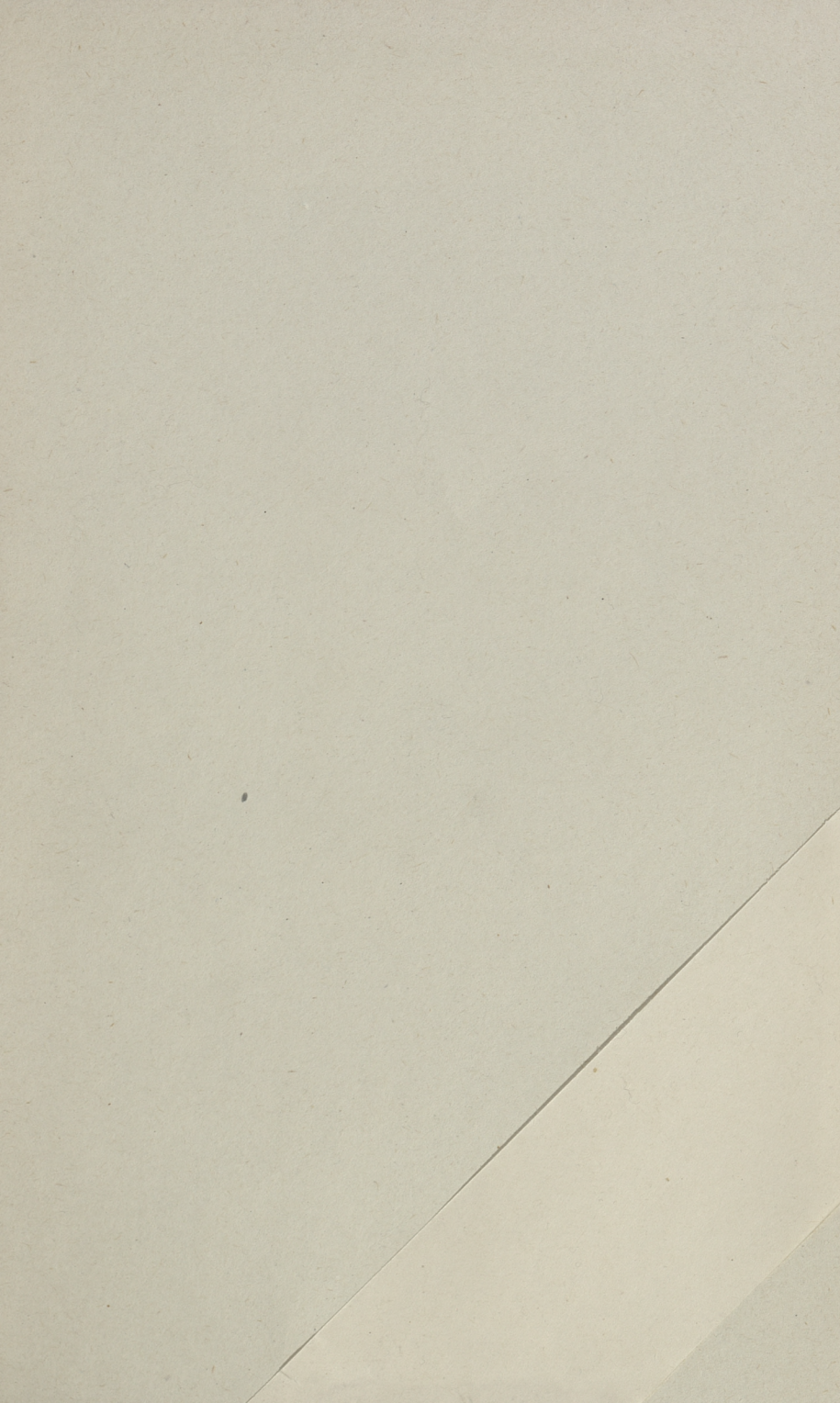
Summary

A model of the two-stroke cycle spark ignition engine has been developed which predicts engine power, fuel consumption, CO, NO, HC emission and noise.

The present paper gives a report of studies regarding the general applicability of the model.

С о д е р ж а н и е

1. В.В. Менг, В.И. Стрижак, Д.П. Шевченко. Исследование долговечности термопластмасс при ступенчатом нагружении..... 3
2. В.В. Менг, В.И. Стрижак, Д.П. Шевченко. Работоспособность резьбовых соединений из пластмасс.... 9
3. Р.А. Лаанеотс. Определение необходимого количества образцовых мер для проверки толщиномеров покрытий..... 17
4. П.А. Кулу. Упрочнение и восстановление деталей путем нанесения порошковых покрытий..... 25
5. Т.А. Тийдемани, Т.М., Реми, Х.Л. Наагель, Л.А. Юксти. Способы натяжения режущих струн..... 33
6. М.Э. Аяотс, М.Х. Намитс. Ускоренная оценка износоустойчивости подшипниковых материалов с помощью вибрационного трибометра..... 41
7. Л.П. Роозимельдер. Переключение под нагрузкой на низшую ступень системы с двумя фрикционными электромагнитными муфтами..... 53
8. Л.П. Роозимельдер. Переключение под нагрузкой системы фрикционная электромагнитная муфта, муфта свободного хода 65
9. Т.А. Тийдемани, Т.М. Реми, Х.Л.-Р. Наагель. Механизм автоматического натяжения струн для машин с поворотной рамой..... 71
10. Р.Р. Силлат. Интегрированная система для расчетного исследования рабочего процесса двухтактных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания..... 77



EESTI AKADEEMILINE RAAMATUKOGU



1 0200 00089849 8

Цена 70 коп.