

Ер. 6.7  
413

TALLINNA POLÜTEHNILISE  
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 413

СБОРНИК СТАТЕЙ ПО  
МАШИНОСТРОЕНИЮ  
XIV

ТАЛЛИН 1976



TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 413

1976

УДК 621.99 + 621.9 + 621.22.

Сборник статей по

МАШИНОСТРОЕНИЮ

XIУ

Таллин 1976

## С о д е р ж а н и е

1. Ю.В. Папстел. Стохастическая модель процессов поверхностного пластического деформирования (ШД). . . . . 3
2. А.Р. Янсон. Моделирование работы технологической системы для обработки валов резанием. . . . . II
3. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас. Математическая модель для расчета частотных характеристик гидроцилиндра как 6-полюсника. . . . . 2I
4. Г.Т. Гроссшмидт, А.А. Сакариас. Анализ частотных характеристик гидроцилиндра привода стола круглошлифовального станка ЗБИ53 . . . . . 33
5. М.Я. Пикнер. Силовое действие струи воздуха в дросселе типа сопло-заслонка. . . . . 4I
6. М.Я. Пикнер. Экспериментальное определение силовых и расходных характеристик дросселя типа сопло-заслонка . . . . . 49
7. В.В. Менг, В.И. Стрижак, Ю.П. Шевченко. Вибростенд для испытания пластмассовых резьбовых соединений. . 55

© ТПИ, Таллин, 1976

Таллинский политехнический институт

Труды ТПИ № 413

СБОРНИК СТАТЕЙ ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ XIУ

Редактор Р.Кюттнер

Техн. редактор В.Ранник

Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 30 июня 1976 г.

Подписано к печати 14 декабря 1976 г.

Бумага 60x90/16

Печ. л. 3,75+0,25 приложение

Уч.-изд. л. 3,0

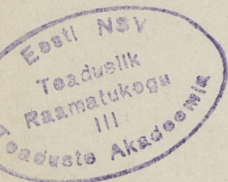
Тираж 300

МВ-07383

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

Зак. № 1304

Цена 30 коп.



УДК 621.99.7

Ю.В.Папстел

## СТОХАСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ (ПЦД)

### Основные положения

Современный уровень металлообрабатывающей техники и новые тенденции в проектировании технологии обработки требуют и нового качества от исходной информации. Как правило, все виды формообразующей обработки характеризуются информацией эмпирического характера, которой присущи такие свойства, как большой объем табличной информации и детерминированные формулы. Такая информация чрезмерно увеличивает объем информационного фонда в автоматизированных системах, и носит частный характер, не обеспечивает необходимую точность результата или обоснованность обобщения.

С другой стороны, производственный процесс нужно организовать так, чтобы в условиях действия АСУП характерные параметры обрабатываемой детали можно было бы определить и при необходимости внести корректировку в течение процесса.

Таким образом, необходимо найти способ для описания процесса обработки с максимально возможной точностью. Наиболее целесообразно сделать это при помощи математической модели. Во-первых, имеет место аналитическое описание процесса, которое заключает в себе аналитическое описание физической стороны процесса и статическое и динамическое поведение всех элементов системы. Во-вторых, дает возможность оптимизировать систему путем сравнительного описания ее компонентов.

Известно, например [1], что физико-механические параметры системы имеют рандомизированный характер. Влияние оборудования, инструмента и элементов контрольной системы сопровождаются также случайными отклонениями. Поэтому обоснованно можно предполагать существование стохастической модели. Такая модель характеризуется тем, что при помощи соотношений, выражающих зависимости между состояниями и параметрами системы, можно однозначно определить лишь распределение вероятностей для состояния системы, если заданы распределения вероятностей для начальных условий, параметров системы и входной информации.

Целесообразно стремиться к т.н. "универсальным" моделям, описывающим процессы обработки, имеющие единую физическую основу осуществления.

Имеются разработки для процессов обработки резанием [1, 3, 4] и т.п. Однако предложенные решения представляют из себя точностные модели процесса, не связывая описание процесса всеми качественными параметрами детали и их влиянием на протекание процесса через обратные связи.

В данной статье предлагается стохастическая модель процессов ПИД в холодном состоянии.

Процессы ПИД можно разделить на три группы:

1) отделочные, 2) упрочняющие и 3) формообразующие.

Целью процессов первой группы является обеспечение нужной чистоты поверхности, где изменение физико-механических свойств поверхностного слоя является сопутствующим фактором. Процессы второй группы обеспечивают изменение физико-механических свойств в заданных пределах. Процессы третьей группы характеризуются образованием поверхности заданной формы с заданными размерами и точностными параметрами.

Все эти процессы осуществляются путем холодного пластического деформирования определенного объема поверхностного слоя заготовки по заданным параметрам процесса. Также характеризуются они одним множеством выходных параметров, имеющих лишь различный акцент при различных процессах.

Таким образом, все эти процессы можно описывать моделью подобной структуры, учитывая, что для получения ко-

нечных параметров обработки определенного качества, описываемых множеством  $\{Y_j\}$  ( $j=1,2,\dots,m$ ) при определенных входных параметрах, которые описываются множеством  $\{X_i\}$  ( $i=1,2,\dots,n$ ), требуется определить усилие деформирования  $P(t)$ , учитывая конкретный характер процесса и влияние различных элементов системы.

### Предлагаемая модель в общем виде

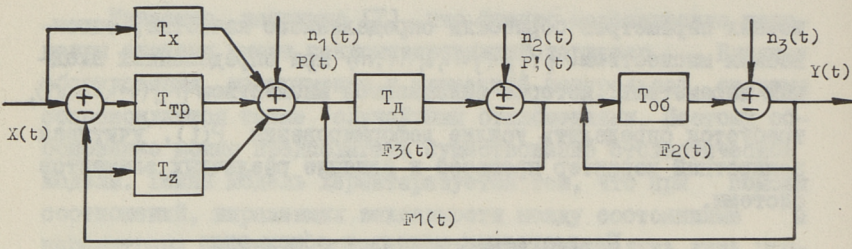
На фиг. I описывается предлагаемая модель в операторной форме для процессов ШД.

Центральным оператором является функция трансформации  $T_{тр}$ , выражающая закономерность преобразования механической энергии при деформации и количественно показывает, насколько меняются механические свойства металла ввиду аккумуляции дополнительной энергии при воздействии на него определенным усилием. По сути дела, эта закономерность изменения усилия деформирования зависит от механических свойств обрабатываемого металла, условий процесса обработки и конечных параметров процесса. Под действием определенной силы происходит внедрение деформирующего элемента на определенную глубину  $h(t)$ , в результате чего достигается определенная величина степени деформации  $\varphi'(t)$  и соответствующее изменение механических свойств, макро- и микрогеометрических параметров.

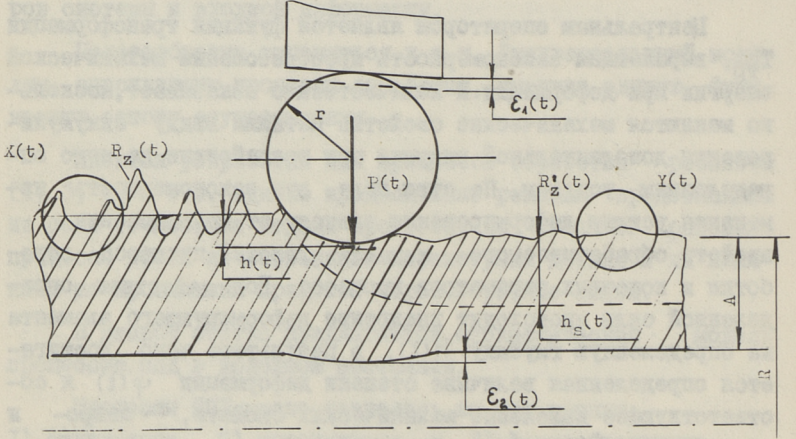
Случайный характер процесса определен тремя основными источниками шумов:  $n_1(t)$  — связанный с процессом обработки,  $n_2(t)$  — связанный с деталью и  $n_3(t)$  — связанный с оборудованием.

Ввиду существования источника "шума"  $n_1(t)$  окончательно получим степень деформации  $\varphi''(t)$ , которая и является определяющей при формировании качественных показателей поверхностного слоя детали. В качестве "шума" может быть: скорость деформации, неравномерное распределение предела пропорциональности  $\sigma_{0.2}$  в пределах партии, неравномерное распределение твердости по поверхности детали и т.д.

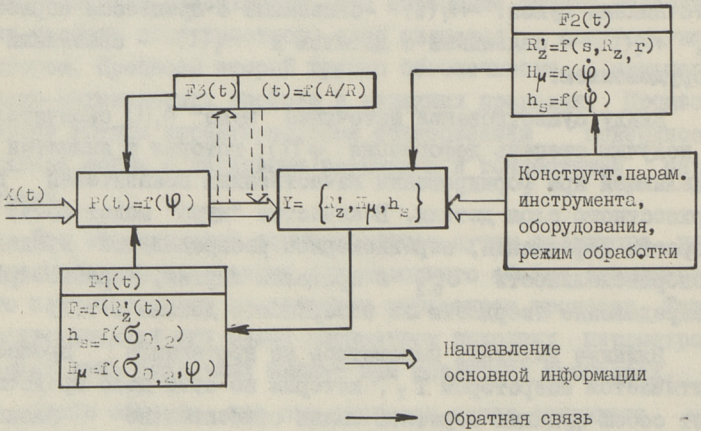
Влияние выходных параметров на протекание процесса учитывается оператором  $T_z$ , который по сути дела представляет собой функцию обратной связи относительно площади контакта  $F(t)$  — фактическая площадь контакта, определяемая степенью смятия микронеровностей.



Фиг. 1. Стохастическая модель процессов ШПД в операторной форме.



Фиг. 2. Схема деформирования полого вала.



Фиг. 3. Модель процесса обтачивания в функциональной форме.



Влияние входных параметров учитывается оператором  $T_x$ . Этот оператор учитывает механические "константы" обрабатываемого материала, коэффициенты трения и т.п.

Характерным для большинства схем обработки является наличие объемных полей напряжения, которые наряду с источником шума  $n_2(t)$  изменяют конечный результат  $Y(t)$ . Это учитывается оператором  $T_g$ . Результат оператора можно учитывать для корректирования  $P(t)$  или для выбора параметров функции трансформации оборудования  $T_{об}$ . Это комплексная функция, связывающая качественные параметры обработки с параметрами оборудования: подачей, скоростью, условиями охлаждения, схемой обработки, конструктивными параметрами инструмента и т.д.

В модели существуют еще обратные связи  $F_1(t)$  - между выходными параметрами и процессом,  $F_2(t)$  - между выходными параметрами и оборудованием,  $F_3(t)$  - между выходными параметрами и деталью.

### Практическое осуществление идеи

Для конкретизации приведенных рассуждений на фиг. 2 указывается схема обкатывания полых валов с целью обеспечения нужной точности и чистоты поверхности с механическими свойствами, не выходящими за допустимые пределы.

Обрабатывается вал радиусом  $R$  и толщиной стенки  $A$  шаром радиуса  $r$  при усилии  $P(t)$ , воздействующем через нажимной конус. При этом шар внедряется на глубину  $h(t)$ , вызывая пластическое деформирование на глубину  $h_s(t)$ , упругий прогиб стенок вала  $\varepsilon_2(t)$  и нажимного конуса  $\varepsilon_1(t)$ . Входные параметры характеризуются через  $X(t)$  и выходные - через  $Y(t)$ .

Модель процесса в функциональном виде указана на фиг. 3. Конечными параметрами являются чистота поверхности  $R'_z$ , поверхностная твердость  $H_\mu$  и глубина пластической деформации  $h_s$ . Эти параметры достигаются функцией трансформации  $P(t) = f(\varphi)$ . На окончательное формирование  $Y(t)$  влияют еще конструкция детали  $\varepsilon_2(t) = f(A/R)$  и оборудование - параметры инструмента, подача, скорость.

Обратные связи осуществляются через следующие функции.

F1(t). Фактическая площадь контакта  $F = f[R'_z(t)]$ ;  
глубина деформации  $h_s = f(\delta_{0.2})$ , поверхностная твердость  
 $H_\mu = f(\varphi, \sigma_{0.2})$ , где  $\varphi$  - степень деформации, а  $\sigma_{0.2}$  -  
предел пропорциональности.

F2(t). Высота микронеровностей  $R'_z = f(s, R_z, r)$ ;  
 $H_\mu = f(\dot{\varphi})$ ,  $H_s = f(\dot{\varphi})$ , где  $\dot{\varphi}$  - скорость деформирования.

F3(t). Учитываем, что в детали создаются и объемные на-  
пряжения, в результате чего суммарные напряжения  $\sigma_c = \sigma_k + \sigma_0$ ,  
складывающиеся из контактных и объемных напряжений, выше рас-  
четного, что требует введения соответствующих корректур.

## В ы в о д ы

Как уже сказано, все описываемые элементы модели имеют случайный характер ввиду влияния большого количества параметров различного характера. При подборе функций для описания отдельных элементов необходимо найти аналитическое выражение с проверкой влияющих параметров на существенность.

Для решения поставленных задач требуется новый подход. Не имея возможности строгого математического описания отдельных элементов, необходимо прибегать к их описанию в неявном виде, используя методику планирования эксперимента и статистического аппарата для анализа и оценки.

Определив все необходимые элементы модели, учитывая конкретный процесс, имеется возможность проектирования процессов ПЦД при помощи ЭВМ.

## Л и т е р а т у р а

1. Р е к л е н и к, И., К w i a t k o w s k i, А. W.,  
Random Processes in Manufacturing Systems. Annals of the  
CIRP, Vol. XV, 1967, 67-74.

2. С н а п е л е в Ю. М., С т а р о с е л ь с к и й В. А.  
Моделирование и управление в сложных системах. М., "Совет-  
ское радио", 1974, 260 с.

3. Ш а к а л и с В. В. Моделирование технологических  
процессов. М., "Машиностроение", 1973, 135 с.

4. Невельсон М.С. Автоматическое управление точностью металлообработки. Л., "Машиностроение", 1973, 172 с.

J. Papstel

Stochastic Model of the Superficial Cold Rolling Processes

Summary

In this paper the opportunity to describe all the processes of superficial cold rolling such as burnishing, thread rolling, peening etc. is studied by the same model. All these processes are characterized by transformation of mechanical energy into internal energy of the deformed metal, with the same amount of input and output parameters.

From the previous investigations it is well known that physical parameters of a system exhibit a certain random character. Machine tools and cutting tools, as well as the control system elements have a pronounced random character too. Therefore it is reasonable to assume the existing stochastic model.

In this paper mathematical models of cold rolling processes in the operator form are given (Fig. 1). A model is given in the functional form for external burnishing (Fig. 3).

Defining all necessary relationships of a model there is the opportunity to use a computer and this can be one of the steps toward the computer aided designing of the tool layout.

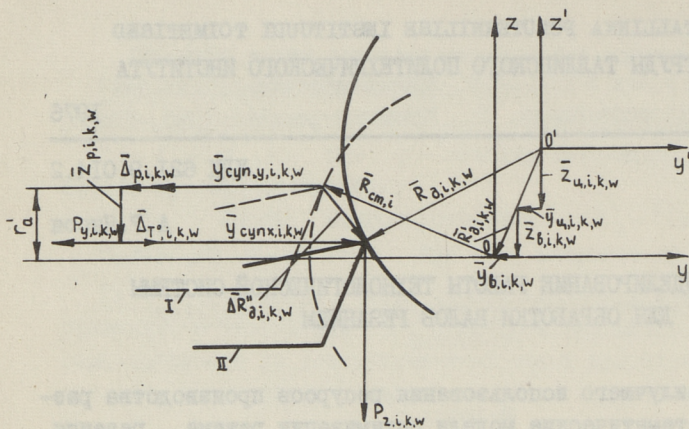


МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ  
ДЛЯ ОБРАБОТКИ ВАЛОВ РЕЗАНИЕМ

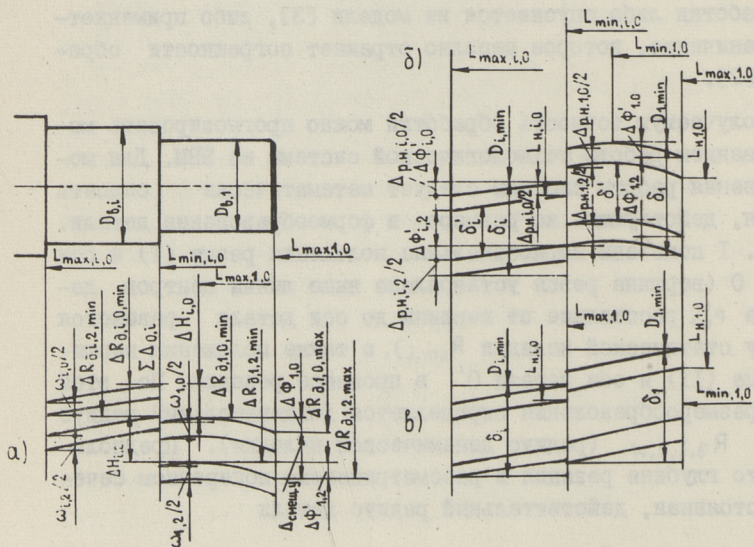
Для наилучшего использования ресурсов производства разработаны математические модели оптимизации режима резания [1,2,3], позволяющие определить множество режимов, пригодных для данного перехода или операции по принятым ограничениям, и выбрать из этого множества режим, удовлетворяющий заданному критерию оптимальности. При назначении параметров обработки важным фактором является требуемая точность получения размеров [4]. В результате отсутствия надежной аналитической зависимости, позволяющей выявить точность обработки как функцию от режима резания, ограничение по точности обработки либо опускается из модели [3], либо применяется ограничение, которое неполно отражает погрешности обработки [2].

Получаемую точность обработки можно прогнозировать моделированием работы технологической системы на ЭВМ. Для моделирования работы системы следует математически описать явления, действующие на размеро- и формообразование детали. На фиг. I показаны первоначальные положения резца (I) и оси детали O (вершина резца установлена выше линии центров детали на  $r'_d$ , расстояние от вершины до оси детали равняется радиусу статической наладки  $R_{cm,i}$ ), а также положения вершины резца (II) и оси детали O' в процессе резания. По этой схеме размерообразования определяется действительный радиус детали  $R_{d,i,k,w}$  (радиус динамической наладки). Предполагая, что глубина резания в рассматриваемом поперечном сечении постоянная, действительный радиус детали

$$\bar{R}_{d,i,k,w} = \bar{R}_{cm,i} + \Delta \bar{R}_{d,i,k,w}, \quad (I)$$



Фиг. 1. Схема размерообразования детали.



Фиг. 2. Схема расчета наладочного размера.

где  $\overline{\Delta R}_{\vartheta, i, k, w}$  - изменение радиуса за счет явлений процесса резания;

$i, k, w$  - индексы, определяющие номер ступени вала, условия резания ( $k = (0; 1) - h_3 = h_{3 \min}$ ;  $k = (2; 3) - h_3 = h_{3 \max}$ ;  $k = (0; 2) - t = t_{\min}$ ,  $HВ = HВ_{\min}$ ;  $k = (1; 3) - t = t_{\max}$ ,  $HВ = HВ_{\max}$ ;  $h_3$  - ширина фаски износа на задней поверхности резца;  $t$  - глубина резания;  $HВ$  - твердость обрабатываемой заготовки по Бринелю) и номер точки на ступени вала.

Изменение радиуса определяется как векторная сумма

$$\overline{\Delta R}'_{\vartheta, i, k, w} + \overline{\Delta R}''_{\vartheta, i, k, w} = \overline{\Delta R}_{\vartheta, i, k, w} \quad (\overline{\Delta R}_{\vartheta, i, k, w}$$

на фиг. I не показано),

откуда

$$\begin{aligned} \overline{\Delta R}_{\vartheta, i, k, w} = & \overline{Y}_{\text{суп}y, i, k, w} + \overline{\Delta}_{p, i, k, w} + \overline{Z}_{p, i, k, w} + \overline{\Delta}_{T^{\circ}, i, k, w} + \\ & + \overline{Y}_{\text{суп}x, i, k, w} + \overline{Y}_{b, i, k, w} + \overline{Z}_{b, i, k, w} + \overline{Y}_{\vartheta, i, k, w} + \overline{Z}_{\vartheta, i, k, w}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\overline{Y}_{\text{суп}y, i, k, w}$ ,  $\overline{Y}_{\text{суп}x, i, k, w}$  - смещения суппорта под действием компонентов сил резания  $P_{y, i, k, w}$  и  $P_{x, i, k, w}$ ;

$\overline{\Delta}_{p, i, k, w}$  - размерный износ резца;

$\overline{Z}_{p, i, k, w}$  - прогиб резца под действием компонента силы резания  $P_{z, i, k, w}$ ;

$\overline{\Delta}_{T^{\circ}, i, k, w}$  - температурное удлинение резца;

$\overline{Y}_{b, i, k, w}$ ,  $\overline{Z}_{b, i, k, w}$  - прогиб вала под действием компонентов  $P_{y, i, k, w}$ ,  $P_{z, i, k, w}$ ;

$\overline{Y}_{\vartheta, i, k, w}$ ,  $\overline{Z}_{\vartheta, i, k, w}$  - изменение радиуса детали от смещения центров под действием компонентов  $P_{y, i, k, w}$ ,  $P_{z, i, k, w}$ .

Предложенная расчетная схема позволяет учитывать действие осевой составляющей силы резания  $P_x$ , которое по коэффициентам жесткости станков I722 Таллинского завода "Вольта" (см. табл. I, где коэффициенты приведены для установившегося режима резания) весьма существенное для определенной группы технологических систем.

Коэффициенты жесткости в кгс/мм

	Шпинделя	Пиноли	Суппорта	
	$j_w$	$j_n$	$j_{суп x}$	$j_{суп y}$
Пределы изменения	I000÷I700	I000÷4500	-500 + -6500	I900÷I4000

$j_{суп x}$  характеризует радиальное смещение суппорта под действием компонента  $P_x$ ;  $j_{суп y}$  — то же под действием  $P_y$ , большие коэффициенты характерны для станков, на которых выполнялись чистовые операции.

Расчеты точности обработки предполагают наличие достоверных зависимостей, описывающих процесс резания. Такие зависимости опубликованы в статьях [6,7].

Использование схемы размерообразования во всех заданных поперечных сечениях вала позволяют получить продольную погрешность формы ступени вала

$$\Delta \Phi'_{i,k} = 2(R_{\partial,i,k,max} - R_{\partial,i,k,min}). \quad (3)$$

Максимальная погрешность  $\Delta \Phi'_{i,k}$  при  $k=(0;2)$  используется для расчета суммарной погрешности обработки.

Характеристики формы ступени вала, получаемые при различных  $k$ , показаны на фиг. 2, а. Расстояния от характеристик, полученных при  $t_{min}$ ,  $H_{B_{min}}$  до соответствующих характеристик, полученных при  $t_{max}$ ,  $H_{B_{max}}$ , определяют оценку поля рассеивания размеров в рассматриваемом поперечном сечении вала. Максимальная оценка поля рассеивания размеров для случая обработки острым резцом  $\omega_{i,0}$  выражается

$$\omega_{i,0} = \max \{ 2(|R_{\partial,i,1,w} - R_{\partial,i,0,w}|) \}, \quad (4)$$

для случая обработки затупленным резцом

$$\omega_{i,2} = \max \{ 2(|R_{\partial,i,3,w} - R_{\partial,i,2,w}|) \}. \quad (5)$$

При обработке на станках с жесткими шпиндельными узлами основным источником рассеивания размеров  $\Delta \Phi''_i$  в рассматриваемом поперечном сечении вала является разброс припуска в этом сечении вала. Ввиду этого следовало бы составляющие уравнения (2) рассчитывать по динамическим ко-



коэффициентам жесткости системы, которые зависят от частоты приложения силы (частоты вращения шпинделя) и собственных частот колебания элементов системы  $f_j$ . Получаемые смещения имеют, очевидно, и фазовые сдвиги, так как  $f_j$  для различных элементов системы различные. Поскольку нет надежных уравнений для теоретического расчета  $\Delta\Phi_i''$ , то следует пользоваться экспериментальными данными. По многочисленным измерениям, выполненным на Таллинском заводе "Вольта",  $\Delta\Phi_i''$  весьма мало зависит от глубины резания. На станках I722, применяемых для предварительной обработки,  $\Delta\Phi_i'' = 0,06 \div 0,09$  мм ( $t = 0,75 \div 6,25$  мм,  $n = 710$  об/мин); на станках I722, применяемых для чистовой обработки,  $\Delta\Phi_i'' = 0,01 \div 0,02$  мм ( $t = 0,9 \div 2,4$  мм,  $n = 710$  об/мин.).

Значения  $\Delta\Phi_i''$ , совместно со значениями  $\omega_{i,k}$  (уравнений 4 и 5), позволяют рассчитывать:

а) погрешность оценки математического ожидания

$\Delta_{м.о.i,k}$  наладочного (в начале обработки  $k=0$ ,  $h_3 = h_{3min}$ ) и подналадочного (в конце периода стойкости  $k=2$ ,  $h_3 = h_{3max}$ ) размера

$$\Delta_{м.о.i,k} = \sqrt{(k_1 \Delta\Phi_i''^2 + \omega_{i,k}^2)} / n, \quad (6)$$

где  $k_1$  — коэффициент, учитывающий отклонение от нормального закона распределения;

$n$  — количество пробных деталей при наладке станка;

б) погрешность наладки станка  $\Delta_{н,i,k}$  в начале ( $k=0$ ) и в конце ( $k=2$ ) периода стойкости

$$\Delta_{н,i,k} = \sqrt{\Delta_{м.о.i,k}^2 + \Delta_{у3м,i}^2 + \Delta_{рег.i}^2}, \quad (7)$$

где  $\Delta_{у3м,i}$  — погрешность измерения;

$\Delta_{рег.i}$  — погрешность регулирования положения инструмента;

в) рассеивание размера при наладке станка  $\Delta_{р.н.i,k}$  в начале ( $k=0$ ) и в конце ( $k=2$ ) периода стойкости

$$\Delta_{р.н.i,k} = \sqrt{k_1 \Delta\Phi_i''^2 + \omega_{i,k}^2 + \Delta_{н,i,k}^2 + \delta H_i^2}, \quad (8)$$

где  $\delta H_i$  — допуск на изготовление заданной ступени копира.

При наладке станка диаметр вала проверяется около торца его крайней ступени. Наладочный размер  $L_{н,1,0}$  следует выбирать таким образом, чтобы количество пригодных деталей, обработанных до подналадки станка, оказалось бы максимальным.

Если  $\Delta R_{\delta,1,2,\max} \geq \Delta R_{\delta,1,0,\max}$  (износ резца сопровождается увеличением диаметров обрабатываемых деталей), то наладочный размер рассчитывается исходя из минимального диаметра обрабатываемой ступени вала. Если при этом  $L_{\max,1,0} \geq L_{\min,1,0}$ ,  $i=1$ ,  $k=0$  ( $L_{\max,1,0}$  и  $L_{\min,1,0}$  - расстояния от начала I-ой ступени вала до  $R_{\delta,1,0,\max}$  и  $R_{\delta,1,0,\min}$ , соответственно), то наладочный размер  $L_{n,1,0}$  рассчитывается по схеме фиг. 2, в:

$$L_{n,1,0} = D_{\delta,1} - \delta_1 + \Delta_{p.n.1,0} / 2; \quad (9)$$

если  $L_{\max,1,0} < L_{\min,1,0}$ , то по фиг. 2, б:

$$L_{n,1,0} = D_{\delta,1} - \delta_1 + \Delta_{p.n.1,0} / 2 + \Delta \Phi'_{1,0}, \quad (10)$$

где  $D_{\delta,1}$  - номинальный диаметр первой ступени вала;  
 $\delta_1$  - допуск первой ступени вала.

Если  $\Delta R_{\delta,1,2,\max} < \Delta R_{\delta,1,0,\max}$  (износ резца сопровождается уменьшением диаметров обрабатываемых деталей), то наладочный размер рассчитывается исходя из максимального диаметра обрабатываемой ступени. Если при этом  $L_{\max,1,0} \geq L_{\min,1,0}$ , то наладочный размер

$$L_{n,1,0} = D_{\delta,1} - \Delta \Phi'_{1,0} - \Delta_{p.n.1,0} / 2, \quad (11)$$

если  $L_{\max,1,0} < L_{\min,1,0}$ ,

то  $L_{n,1,0} = D_{\delta,1} - \Delta_{p.n.1,0} / 2. \quad (12)$

Обработка первой ступени вала по наладочному размеру сопровождается изменением установленного расстояния  $R_{cт,1}$  на  $\Delta R_{\delta,1,0,1}$  (уравнение (2)). При переходе на новую ступень  $\Delta R_{\delta,i,k,w}$ , как правило, изменяется, что обуславливает изменение диаметра на

$$2 \Delta H_{i,k} = 2 (\Delta R_{\delta,i,k,1} - \Delta R_{\delta,i,k,1}). \quad (13)$$

Если  $\Delta R_{\delta,i,2,\max} \geq R_{\delta,i,0,\max}$ , то общее уравнение размера  $L_{n,i,k}$  для случая  $L_{\max,i,k} \geq L_{\min,i,k}$

$$L_{n,i,k} = D_{\delta,i} - \delta_i + 2 \Delta H_{i,k} + \Delta_{p.n.i,k} / 2. \quad (14)$$

для случая  $L_{\max,i,k} < L_{\min,i,k}$

$$L_{n,i,k} = D_{\delta,i} - \delta_i + 2 \Delta H_{i,k} + \Delta_{p.n.i,k} / 2 + \Delta \Phi'_{i,k}, \quad (15)$$

где  $D_{\delta,i}$  - номинальный диаметр  $i$ -ой ступени вала;  
 $\delta_i$  - допуск  $i$ -ой ступени вала.

Если  $\Delta R_{\delta,i,2,\max} < \Delta R_{\delta,i,0,\max}$ , то соответствующее уравнение

для случая  $L_{\max,i,k} \geq L_{\min,i,k}$

$$L_{n,i,k} = D_{\delta,i} + 2\Delta H_{i,k} - \Delta\Phi'_{i,k} - \Delta_{p.n.i,k}/2, \quad (I6)$$

для случая  $L_{\max,i,k} < L_{\min,i,k}$

$$L_{n,i,k} = D_{\delta,i} + 2\Delta H_{i,k} - \Delta_{p.n.i,k}/2. \quad (I7)$$

При наладке станка по размерам первой ступени вала в уравнениях (I4), (I5), (I6), (I7)  $i=1, k=0$ ; при подналадке станка  $i=1, k=2$ . Требуемое наладочное смещение вершины инструмента  $H_i$  при переходе от первой на  $i$ -ую ступень вала с достаточной для практики точностью можно представить в виде

$$H_i = \max \{ H_{i,0}; H_{i,2} \}, \quad (I8)$$

где

$$H_{i,k} = (L_{n,i,k} - L_{n,1,k})/2, \quad (k=0; 2). \quad (I9)$$

Результаты, получаемые по уравнению (I8), можно использовать для конструирования копира гидрокопировального станка, а также для составления программы станка с ЧПУ.

Поле допуска для смещения поля рассеивания размеров

$$\delta'_i = \delta_i - (\Delta_{p.n.i,0} - \Delta_{p.n.i,2})/2 - \Phi''_{i,0} - 2|H_{i,0} - H_{i,2}|. \quad (20)$$

Если обработка выполняется на копировальном станке, то  $\delta'_i$  уменьшается в результате погрешности установки и изготовления копира. Методика пересчета значений  $\delta'_i$ , обеспечивающая лучшее использование  $\delta_i$  для всех обрабатываемых ступеней, изложена в [8]. Если  $H_{i,0} \neq H_{i,2}$ , то значения  $L_{n,i,0}$ , обеспечивающие лучшее использование  $\delta_i$ , рассчитываются по аналогичной методике.

По вышеизложенной методике составлена программа для ЭВМ, которая позволяет выяснить влияние на точность обработки следующих факторов: режима резания, геометрии лезвия, заготовки (твердость, размеры, допуски на размеры), детали (размеры), характеристик технологической системы (коэффициенты жесткости узлов станка, погрешности формы в поперечном сечении вала при заданных условиях обработки). Перечисленные факторы совместно с паспортными данными станка и коэффициентами модели являются исходными данными программы. Выходными величинами программы являются оценки составляющих погрешности обработки, наладочные размеры, тео-

ретическое количество деталей, обрабатываемых до подналадки станка. Применение программы при анализе работы технологических систем позволило установить, что рассеивание размеров при износе резца либо увеличивается (что соответствует общепринятым взглядам), либо уменьшается. Определяется это сочетанием коэффициентов жесткости технологической системы, геометрии резца и режима резания. Новым результатом, получаемым моделированием, является смещение поля рассеивания размеров  $\Delta_{\text{смещ.у}}$ , обусловленное изменением упругих смещений системы при износе резца:

$$\Delta_{\text{смещ.у}} = R_{a,i,2,\text{min}} - R_{a,i,0,\text{min}} \quad (21)$$

По направлению это смещение обычно совпадает со смещением от размерного износа резца, но может иметь и обратное направление. Последний случай характерен для систем, у которых абсолютное значение коэффициента жесткости  $J_{\text{супх}}$  значительно меньше коэффициента  $J_{\text{супу}}$ . В этом случае существенно повышается устойчивость наладки. По получаемой точности обработки оптимальный угол в плане  $\varphi$  зависит от значений коэффициентов жесткости системы, жесткости обрабатываемого вала и глубины резания. Для исследованных систем оптимальное значение  $\varphi$  колебалось в пределах от  $45 \div 90^\circ$ . Комплексное исследование автоматической линии ЛВО-4а завода "Вольта" с применением составленной программы позволило выявить условия для обеспечения требуемой точности обработки при проектной мощности линии. Это позволяет увеличить производительность по сравнению с достигнутой на 32 % (что проверено в производственных условиях) и сэкономить в год 20,6 тыс. рублей.

### В ы в о д ы

1. Предложенная векторная схема расчета точности обработки лучше отражает механизм возникновения погрешности обработки, чем схема расчета в [5].

2. Применение разработанной методики моделирования работы технологической системы позволяет прогнозировать получаемую точность обработки и выяснить, какие факторы целесообразнее всего изменять для обеспечения заданной точности.

3. Жесткостные характеристики технологических систем, даже для однотипных, имеют большой разброс, ввиду чего существенно отличаются геометрия резца и условия обработки, обеспечивающие наибольшую производительность и точность обработки на этих системах.

4. Моделирование работы технологической системы является эффективным средством для выявления новых резервов повышения точности и производительности обработки.

#### Л и т е р а т у р а

1. Т и н н К.А., Т ы у г у Э.Х. Технологические расчеты на ЦВМ. Ч. I. Вычисление оптимальных режимов резания и технических норм времени. Л., "Машиностроение", 1968.

2. Г о р а н с к и й Г.К., В л а д и м и р о в Е.В., Л а м б и н Л.Н. Автоматизация технического нормирования работ на металлорежущих станках с помощью ЭВМ. М., "Машиностроение", 1970.

3. Г и л ь м а н А.Н., Б р а х м а н Л.А., Б а т и щ е в Д.И., М а т а е в а Л.К. Оптимизация режимов обработки на металлорежущих станках. М., "Машиностроение", 1972.

4. К а п у с т и н Н.М. Ускорение технологической подготовки механо-сборочного производства. М., "Машиностроение", 1972.

5. Б о р о д а ч е в Н.А. и др. Точность производства в машиностроении и приборостроении. М., "Машиностроение", 1973.

6. Я н с о н А.Р. Моделирование работы токарного гидрокопировального полуавтомата с системами автоматического регулирования (САР) размера "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 317, Таллин, 1971.

7. Я н с о н А.Р. К методике расчета компонентов силы резания. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, №365, Таллин, 1974.

8. Щ е г л о в Н.Н., Я н с о н А.Р. Выбор режима резания и расчет точности обработки на токарном гидрокопировальном полуавтомате с системами автоматического регулир-

вания (САР) размера. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 317, Таллин, 1971.

A. Jaanson

### Modelling of the Turning Technological System

#### Summary

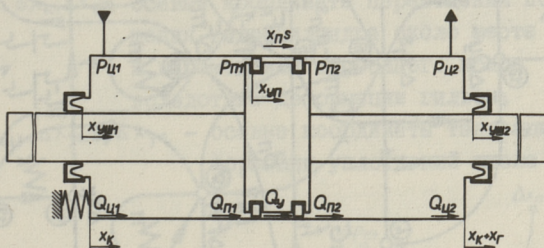
Methods of modelling the technological system is presented in the paper. The method allows to clear up an effect of cutting data, tool geometry, characteristics of the technological system and other factors to the working accuracy and productivity. Results of computerised studies of some technological systems are described. A conclusion of suitability of the method for clearing up reserves of productivity and working accuracy is drawn.

УДК (621.22+534.14)001.11

Г.Т.Гроссшмидт, А.А.Сакариас

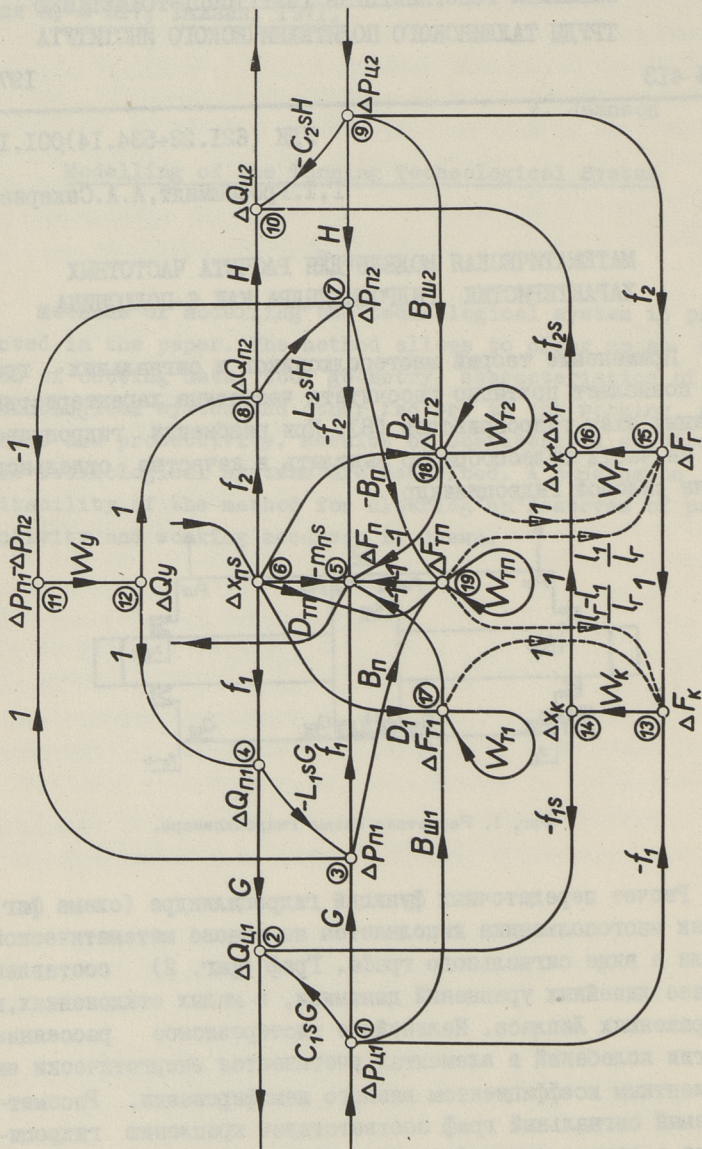
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА ЧАСТОТНЫХ  
 ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОЦИЛИНДРА КАК 6-ПОЛЮСНИКА

Применение теорий многополюсников и сигнальных графов позволяет поэтапно рассчитать частотные характеристики сложных схем гидроприводов [8]. При разбиении гидроприводов на части целесообразно выделить в качестве отдельного звена силовой гидроцилиндр.



Фиг. 1. Расчетная схема гидроцилиндра.

Расчет передаточных функций гидроцилиндра (схема фиг. 1) как многополюсника выполняется на основе математической модели в виде сигнального графа. Граф (фиг. 2) составлен на базе линейных уравнений динамики, в малых отклонениях, в изображениях Лапласа. Нелинейное гистерезисное рассеяние энергии колебаний в элементах учитывается энергетически эквивалентным коэффициентом вязкого демпфирования. Рассматриваемый сигнальный граф соответствует креплению гидроцилиндра с левого конца (см. фиг. 1) (правый конец плавающий) и движению поршня вправо (нагнетание в левую полость, слив из правой полости). Приняты следующие обозначения переменных (вершин графов фиг. 2,3,4) в отклонениях (слово



Фиг. 2. Сигнальный граф гидроцилиндра.



"отклонение" в дальнейшем будет опущено), в изображениях Лапласа ( $s$  – оператор Лапласа):

$\Delta P_{ц1}, \Delta P_{ц2}$  – давления масла в полостях гидроцилиндра, у крышек;

$\Delta P_{п1}, \Delta P_{п2}$  – давления масла в полостях гидроцилиндра, у поршня;

$\Delta Q_{ц1}, \Delta Q_{ц2}$  – объемные расходы масла на входе и выходе в гидроцилиндр;

$\Delta Q_{п1}, \Delta Q_{п2}$  – объемные расходы масла в полостях гидроцилиндра, у поршня;

$\Delta Q_y$  – объемный расход перетечек между полостями гидроцилиндра;

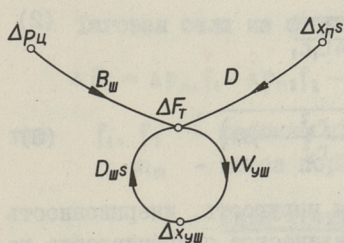
$\Delta F_n$  – тяговая сила на штоке поршня;

$\Delta F_k, \Delta F_r$  – силы, действующие на место крепления гидроцилиндра и на гильзу гидроцилиндра;

$\Delta F_{т1}, \Delta F_{т2}, \Delta F_{тп}$  – силы трения уплотнения штоков и поршня;

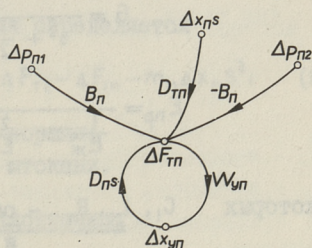
$\Delta x_n, \Delta x_k, \Delta x_r$  – осевые координаты перемещения поршня, смещения гидроцилиндра около места крепления и перемещения свободного конца цилиндра вследствие деформации гильзы;

$\Delta x_{yш1}, \Delta x_{yш2}, \Delta x_{yp}$  – осевые координаты тангенциальной деформации уплотнений штока и поршня.



Фиг. 3.

Сигнальный граф силы трения в уплотнениях штока.



Фиг. 4.

Сигнальный граф силы трения в уплотнениях поршня.

Сигнальный граф гидроцилиндра (см. фиг. 2) является 6-полуквиком. Независимыми переменными для гидроцилиндра (источниками графа) являются давления  $\Delta P_{ц1}, \Delta P_{ц2}$  у крышек гидроцилиндра и скорость перемещения поршня  $\Delta x_{пs}$ . Зависимыми переменными гидроцилиндра (стоками графа) яв-

ляются объемные расходы на входе и выходе в гидроцилиндр  $\Delta Q_{ц1}$ ,  $\Delta Q_{ц2}$  и тяговая сила на штоке поршня гидроцилиндра  $\Delta F_n$ .

Рассмотрим уравнения динамики и вывод передач дуг сигнальных графов отдельных элементов гидроцилиндра, которые в совокупности составляют граф динамики всего гидроцилиндра.

### Движение жидкости в полостях гидроцилиндра

Площи гидроцилиндра можно рассматривать как трубы. В качестве моделей нагнетательной и сливной полости гидроцилиндра подходят четырехполосники труб с формами уравнений "G" и "H" [5]. Используем скорректированные передачи четырехполосников труб с сосредоточенными параметрами, аппроксимирующие передачи труб с распределенными параметрами с учетом первого резонансного пика [7]. Передачи четырехполосника нагнетательной полости (см. фиг. 2) имеют значения:  $G C_1 s$ ;  $G$ ;  $G$ ;  $-G(L_1 s + R_1)$ ,

$$\text{где } C_1 = \frac{f_1 l_1}{E_{np}}, \quad L_1 = \frac{\rho l_1}{f_1}, \quad R_1 = \frac{8\pi \mu l_1}{f_1^2} K_1, \quad (I)$$

$$G = \frac{\frac{\pi^2}{4L_1 C_1}}{s^2 + \frac{R_1}{2L_1} s + \frac{\pi^2}{4L_1 C_1}} \quad (2)$$

$$E_{np} = \frac{1}{\frac{1}{E_{ж}} + \frac{2}{E_{ц}} \left( \frac{r_n^2 + r_b^2}{r_n^2 - r_b^2} + \mu_n \right)}, \quad (3)$$

в которых  $C_1$ ,  $L_1$ ,  $R_1$  - объемная упругость, инерционность и гидравлическое сопротивление нагнетательной полости;

$f_1$ ,  $l_1$  - рабочая площадь и длина нагнетательной полости;

$K_1$  - коэффициент, учитывающий форму эпюры скоростей;

$\rho$  - плотность жидкости;

$\mu$  - абсолютная вязкость жидкости;

$E_{np}$ ,  $E_{ж}$ ,  $E_{ц}$  - приведенный модуль упругости, модули упругости жидкости и материала гильзы цилиндра;

$r_n$ ,  $r_b$  - наружный и внутренний радиус гильзы цилиндра;

$\mu_n$  - коэффициент Пуассона.

Для четырехполосника сливной полости имеем передачи:  $H(L_2s+R_2)$ ;  $H$ ;  $H$ ;  $-HC_2s$ . Значения этих передач рассчитываются по формулам (1) и (2), где вместо "G" надо иметь "H", а параметры в формулах необходимо брать с индексом "2".

Резонансная частота полости определяется [7]

$$\nu = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{1}{LC}} = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\rho}}. \quad (4)$$

При  $l = 1$  м,  $E_{\text{пр}} = 1,6 \cdot 10^8$  МН/м<sup>2</sup>,  $\rho = 0,86 \cdot 10^3$  Гн/м<sup>3</sup> получим  $\nu = 2140$  1/с. Нарастание амплитуды резонансных колебаний полости начинается с частоты  $\nu \approx 1000$  1/с. Максимальная частота вынужденных колебаний от пульсации расхода гидронасосов имеет примерно то же значение. Следовательно, при длинах полостей гидроцилиндра  $l < 1$  м резонансные явления не выявляются. Гидравлические потери в полостях также ничтожны, поэтому значения G и H (по формуле (2)) могут быть приняты равными единице. Динамика полости будет характеризована тогда передачами  $C_1s, -L_1s$  и  $L_2s, -C_2s$ , соответственно.

### Силы при перемещении поршня со штоками

Тяговая сила на штоке поршня определяется

$$\Delta F_n = \Delta p_{n1} f_1 - \Delta p_{n2} f_2 - \Delta F_{T1} - \Delta F_{T2} - \Delta F_{Tn} - m_n \Delta x_n s^2, \quad (5)$$

где  $f_1, f_2$  - рабочие площади поршня;  
 $m_n$  - масса поршня со штоками.

### Силы трения в уплотнениях

Силу трения резинового уплотнения штока поршня для стационарного движения в постоянном направлении можно представить зависимостью [1,2,3,10]

$$F_T = A_{\omega} + B_{\omega} p_{\omega} - C_{\omega} \sqrt[3]{v} \quad \text{кгс}, \quad (6)$$

где  $p_{\omega}$  - давление масла, действующее на уплотнение, кгс/см<sup>2</sup>  
 $v$  - относительная скорость скольжения уплотнения по штоку поршня, см/с;

$A_{\omega}, B_{\omega}, C_{\omega}$  - экспериментальные коэффициенты для данного уплотнения, масла и рабочего давления.

В линеаризованном виде, в малых отклонениях, сила трения уплотнения

$$\Delta F_T = B_{\omega} \Delta p_{\omega} - D_{\omega} \Delta v, \quad (7)$$

где падающая характеристика силы трения

$$D_{\omega} = \left. \frac{\partial F_T}{\partial v} \right|_0 = \frac{C_{\omega}}{3\sqrt{v_0^2}},$$

$v_0$  - установившаяся скорость перемещения поршня, см /с.

Относительная скорость скольжения уплотнения по штоку

$$\Delta v = \Delta x_{nS} - \Delta x_{y\omega S}. \quad (8)$$

Сила трения уплотнения штока, с учетом гистерезисного рассеяния энергии в гармонических колебаниях, может быть представлена

$$\Delta F_T = B_{\omega} \Delta p_{\omega} + \left( -D_{\omega} + \frac{\psi_{T\omega} k_{ГЦ}}{\pi \omega} \right) \Delta x_{nS} + D_{\omega} \Delta x_{y\omega S}, \quad (9)$$

где  $\psi_{T\omega}$  - относительное рассеяние энергии от трения между штоком и резиновым уплотнением;

$k_{ГЦ}$  - суммарная жесткость гидроцилиндра;

$\omega$  - частота вынужденных гармонических колебаний.

Суммарная жесткость гидроцилиндра может быть определена [4]

$$k_{ГЦ} = \frac{1}{\frac{1}{k_{Мех}} + \frac{1}{k_{ГИАР}}}, \quad (10)$$

где жесткости механических и гидравлических частей

$$k_{Мех} = \frac{1}{\frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_k}}, \quad k_{ГИАР} = E_{нр} \left( \frac{f_1}{l_1} + \frac{f_2}{l_2} \right), \quad (11)$$

$k_r$  - жесткость гильзы гидроцилиндра;

$k_k$  - жесткость крепления гидроцилиндра.

Уравнение сил при тангенциальной деформации уплотнения запишется

$$h_{y\omega} \Delta x_{y\omega S} + k_{y\omega} \Delta x_{y\omega} = \Delta F_T, \quad (12)$$

где эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования [9], учитывающий рассеяние энергии при тангенциальной деформации уплотнения штока

$$h_{y\omega} = \frac{\psi_{y\omega} k_{y\omega}}{\pi \omega}; \quad (13)$$

$\psi_{y\omega}$  - относительное рассеяние энергии;

$k_{y\omega}$  - тангенциальная жесткость уплотнения штока.

Тангенциальная деформация уплотнения по уравнению (12)

$$\Delta x_{y\omega} = \frac{1}{h_{y\omega S} + k_{y\omega}} \Delta F_T. \quad (14)$$

Граф силы трения в уплотнении (фиг. 3), построенный по выражениям (9) и (14), имеет передачи

$$D = -D_{\omega} + \frac{\psi_{\tau\omega} k_{\Gamma\omega}}{\pi\omega}, \quad W_{y\omega} = \frac{1}{h_{y\omega}s + k_{y\omega}}. \quad (15)$$

Для расчета тяговой силы штока поршня  $\Delta F_n$  по формуле (5) (см. пути 6-Г7-5, 6-И8-5 на графе фиг. 2) необходимо вместо передач  $D_{1,2}$  (15) принимать

$$D_{1,2}^* = -D_{\omega} - \frac{\psi_{\tau\omega} k_{\Gamma\omega}}{\pi\omega},$$

так как гистерезисное рассеяние энергии определено положительная величина.

При вершинах  $\Delta F_{\tau,2}$  (см. фиг. 2) образуются петли с передачами

$$W_{\tau,2} = \frac{D_{\omega}s}{h_{y\omega}s + k_{y\omega}}. \quad (16)$$

Сила трения в уплотнениях поршня  $\Delta F_{\tau n}$  (графы фиг. 4, фиг. 2) в общем случае представлена аналогично силам трения в уплотнениях штоков.

#### Перемещение гидроцилиндра относительно места крепления

Уравнение сил при перемещении цилиндра относительно места крепления (крепление с левого конца) имеет вид

$$m_{\omega} \Delta x_{\kappa} s^2 + h_{\kappa} \Delta x_{\kappa} s + k_{\kappa} \Delta x_{\kappa} = f_2 \Delta p_{\omega 2} - f_1 \Delta p_{\omega 1} + \Delta F_{\tau 1} + \Delta F_{\tau 2} + \Delta F_{\tau n}, \quad (17)$$

откуда

$$\Delta x_{\kappa} = (f_2 \Delta p_{\omega 2} - f_1 \Delta p_{\omega 1} + \Delta F_{\tau 1} + \Delta F_{\tau 2} + \Delta F_{\tau n}) W_{\kappa}, \quad (18)$$

где

$$W_{\kappa} = \frac{1}{m_{\omega} s^2 + h_{\kappa} s + k_{\kappa}}; \quad (19)$$

$m_{\omega}$  - масса цилиндра без поршня, штоков и масла;

$h_{\kappa}$  - эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий гистерезисное рассеяние энергии в месте крепления гидроцилиндра,

$$h_{\kappa} = \frac{\psi_{\kappa} k_{\kappa}}{\pi\omega}; \quad (20)$$

$\psi_{\kappa}$  - относительное рассеяние энергии;

$k_{\kappa}$  - жесткость крепления гидроцилиндра.

## Осевая деформация гильзы гидроцилиндра

Гильза гидроцилиндра деформируется в осевом направлении под действием силы давления масла в правой полости и сил трения уплотнений поршня и правого уплотнения штока поршня.

Основная частота собственных колебаний гильзы гидроцилиндра [11]

$$\omega_r = \frac{\pi}{l_r} \sqrt{\frac{E_r}{\rho_r}}, \quad (21)$$

где  $l_r$  - длина гильзы;

$E_r, \rho_r$  - модуль упругости и плотность материала гильзы.

При  $l_r = 1$  м,  $E_r = 2,1 \cdot 10^5$  МН/м<sup>2</sup>,  $\rho_r = 7,8 \cdot 10^{-3}$  Гт/м<sup>3</sup> по формуле (21) получим  $\omega_r = 16400$  1/с. Ввиду высокой частоты собственных колебаний гильзы по сравнению с частотами процессов в гидроприводах инерционными силами при осевой деформации гильзы можно пренебречь.

Уравнение сил при осевой деформации гильзы тогда запишется

$$h_r \Delta x_r s + k_r \Delta x_r = f_2 \Delta p_{ч2} + \frac{l_1}{l_r} \Delta F_{тн} + \Delta F_{т2}, \quad (22)$$

откуда

$$\Delta x_r = (f_2 \Delta p_{ч2} + \frac{l_1}{l_r} \Delta F_{тн} + \Delta F_{т2}) W_r, \quad (23)$$

где

$$W_r = \frac{1}{h_r s + k_r}. \quad (24)$$

Эквивалентный коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий гистерезисное рассеяние энергии в самой гильзе и в плавающей опоре правого конца цилиндра

$$h_r = \frac{\psi_r k_r}{\pi \omega}, \quad (25)$$

где  $\psi_r$  - относительное рассеяние энергии;

$k_r$  - жесткость гильзы гидроцилиндра.

### Объемные расходы жидкости

Для расходов жидкости в гидроцилиндре имеются следующие соотношения (см. фиг. 2):

$$\Delta Q_{n1} = f_1 \Delta x_{n1} s + \Delta Q_y, \quad (26)$$

$$\Delta Q_{n2} = f_2 \Delta x_{n2} s + \Delta Q_y, \quad (27)$$

$$\Delta Q_{\psi 1} = \Delta Q_{n1} + C_1 \Delta p_{\psi 1} s - f_1 \Delta x_{\kappa} s, \quad (28)$$

$$\Delta Q_{\psi 2} = \Delta Q_{n2} - C_2 \Delta p_{\psi 2} s - f_2 (\Delta x_{\kappa} + \Delta x_{\Gamma}) s. \quad (29)$$

Перетечки между полостями определяются

$$\Delta Q_y = (\Delta p_{n1} - \Delta p_{n2}) W_y, \quad (30)$$

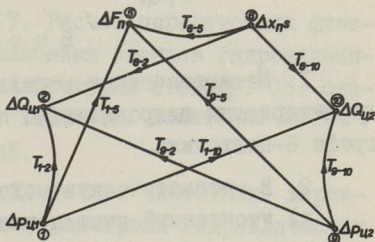
где

$$W_y = \frac{1}{L_y s + R_y}; \quad (31)$$

$L_y, R_y$  - инерционность и сопротивление перетечек.

### Передачи сигнального графа гидроцилиндра

Развернутый сигнальный граф гидроцилиндра (см. фиг. 2) преобразуется в простейший 6-полюсник (фиг. 5), передачи для которого определяются по формуле Мейсона (S. J. Mason) [8]. Влияние сил трения на перемещение гидроцилиндра относительно места крепления и на деформацию гильзы гидроцилиндра (на графе фиг. 2 соответствующие дуги изображены пунктиром) в настоящих выводах, ввиду малости, не учитывается.



Фиг. 5.  
Сигнальный граф гидроцилиндра в виде 6-полюсника.

Определитель графа (см. фиг. 2) тогда равняется

$$\Delta = (1 - W_{T1})(1 - W_{T2})(1 - W_{Tn}), \quad (32)$$

а передачи получают следующими:

$$T_{1-2} = \frac{\Delta Q_{\psi 1}}{\Delta p_{\psi 1}} = (C_1 + f_1^2 W_{\kappa}) s + W_y, \quad (33)$$

$$T_{1-5} = \frac{\Delta F_n}{\Delta p_{\psi 1}} = f_1 - \frac{B_{w1}}{1 - W_{T1}} - \frac{B_n}{1 - W_{Tn}} - W_y f_2 L_2 s, \quad (34)$$

$$T_{1-10} = \frac{\Delta Q_{\psi 2}}{\Delta p_{\psi 1}} = f_1 f_2 W_{\kappa} s + W_y, \quad (35)$$

$$T_{6-2} = \frac{\Delta Q_{\psi 1}}{\Delta x_{\kappa} s} = f_1, \quad (36)$$

$$T_{6-5} = \frac{\Delta F_n}{\Delta X_n S} = -[(m_n + f_1^2 L_1 + f_2^2 L_2) s - \frac{D_1^*}{1 - W_{T1}} - \frac{D_2^*}{1 - W_{T2}} - \frac{D_{Tn}^*}{1 - W_{Tn}}], \quad (37)$$

$$T_{6-10} = \frac{\Delta Q_{ц2}}{\Delta X_n S} = f_2, \quad (38)$$

$$T_{9-2} = \frac{\Delta Q_{ц1}}{\Delta p_{ц2}} = -f_1 f_2 W_k s - W_y, \quad (39)$$

$$T_{9-5} = \frac{\Delta F_n}{\Delta p_{ц2}} = -(f_2 \frac{B_{w2}}{1 - W_{T2}} - \frac{B_n}{1 - W_{Tn}} - W_y f_1 L_1 s), \quad (40)$$

$$T_{9-10} = \frac{\Delta Q_{ц2}}{\Delta p_{ц2}} = -[C_2 + f_2^2 (W_k + W_r)] s - W_y. \quad (41)$$

### Выводы

1. Математическая модель для расчета на ЭЦВМ частотных характеристик гидроцилиндра предложена в виде сигнального графа 6-полюсника.

2. В математическую модель введены:

а) уточненный учет движения жидкости в полостях гидроцилиндра;

б) перемещение гидроцилиндра относительно места крепления;

в) осевая деформация гильзы гидроцилиндра;

г) перетечки между полостями;

д) тангенциальная деформация уплотнений и влияние этой деформации на силы трения;

е) гистерезисное демпфирование при перемещении гидроцилиндра относительно места крепления, при осевой деформации гильзы, при трении и тангенциальных деформациях уплотнений.

3. С использованием формулы Мейсона из теории сигнальных графов выведены формулы для девяти передач графа гидроцилиндра.

### Литература

1. Абрамов Е.И. О влиянии эпюры распределения контактных давлений на трение и утечки в уплотнениях для



возвратно-поступательного движения. Сб. "Гидропривод и гидропневмоавтоматика", вып. 7, "Техніка", 1971, с. 36-91.

2. А б р а м о в Е.И., К о л е с н и ч е н к о К.А., С е м а к И.Т. Пути снижения трения в уплотнениях резиновыми кольцами круглого сечения. Сб. "Гидропривод и гидропневмоавтоматика", вып. 5, "Техніка", 1969, с.145-151.

3. А б р а м о в Е.И., К о л е с н и ч е н к о К.А., М а с л о в В.Т. Элементы гидропривода (Справочник), Киев, "Техніка", 1969, 319 с.

4. В а н а в е с к и Ю.И. Параметры системы движения стола круглошлифовального станка ЗБИ53. Сб. статей по машиностроению IX. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", № 340, 1972, с. 27-35.

5. Г р о с с ш м и д т Г.Т. Расчет передаточных функций сигнальных графов четырехполюсника звеньев гидромеханических цепей гидроприводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению VIII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 317, 1971, с. 131-145.

6. Г р о с с ш м и д т Г.Т. Расчет частотных характеристик труб с распределенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению VIII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 317, 1971, с. 147-156.

7. Г р о с с ш м и д т Г.Т., В а н а в е с к и Ю.И. Расчет частотных характеристик труб с сосредоточенными параметрами гидравлических приводов металлорежущих станков. Сб. статей по машиностроению VIII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 317, 1971, с. 157-166.

8. Г р о с с ш м и д т Г.Т. Применение теорий многополюсников и сигнальных графов к расчету частотных характеристик объемных гидроприводов на ЭЦВМ. Сб. статей по машиностроению XII. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", № 391, 1975, с.3-16.

9. Р и в и н Е.И. Динамика привода станков. М., "Машиностроение", 1966, 204 с.

10. С а л а м а н д р а Т.С., С а л а з к и н К.А. Исследование уплотнений гидропривода возвратно-поступательного движения. "Станки и инструмент", №9, 1971, с.6-8.

II. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М., "Наука", Гл. ред. физ.-мат.лит., 1967, 444 с.

G. Grosschmidt, A. Sakarias

Mathematisches Modell zur Berechnung der Frequenzkennlinien der Hydraulikzylinder als 6 - Pole

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag ist das mathematische Modell als Signalflußgraph der 6 - Pole zur Berechnung der Frequenzkennlinien der Hydraulikzylinder dargelegt. Das mathematische Modell enthält die genaue Berücksichtigung der Bewegung der Flüssigkeit in Kammern des Hydraulikzylinders, die Deformationen der elastischen Elemente, die hysteretische Zerstreung der Energie bei Reibung in Dichtungen. Es werden für alle 9 Übertragungen des Signalflußgraphen die entsprechenden Formeln ermittelt.

УДК (62I.22+534.I4) 00I.II

Г.Т.Гроссшмидт, А.А.Сакариас

АНАЛИЗ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОЦИЛИНДРА  
 ПРИВОДА СТОЛА КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА ЗБИ53

Гидроцилиндр привода стола круглошлифовального станка ЗБИ53 имеет двухсторонние штоки, причем с рабочим столом соединен только левый шток. Гидроцилиндр закреплен к станине с левого конца, а правый конец плавающий.

Для расчета частотных характеристик используем математическую модель, представляющую гидроцилиндр в виде 6-полюсника [4]. Сигнальный граф гидроцилиндра в таком представлении ([4], фиг. 5) имеет 9 передач ([4], формулы (33)...(41)).

Расчеты частотных характеристик передач 6-полюсника данного гидроцилиндра выполнялись на ЭЦВМ "Минск-32", для чего была составлена программа на алгоритмическом языке ФОРТРАН.

В качестве исходных данных были приняты следующие численные значения параметров (обозначения см. [4]).

Для полостей гидроцилиндра:  $f_1 = f_2 = f = 33,7 \text{ см}^2$ ,  $l_1 = l_2 = l = 32,5 \text{ см}$ ; для масла "Индустриальное 20",  $\rho = 0,86 \times 10^{-3} \text{ кг/см}^3$ ,  $E_{ж} = 1,7 \cdot 10^4 \text{ кгс/см}^2$ ; для гильзы  $E_{ц} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$ ,  $r_n = 4,25 \text{ см}$ ,  $r_8 = 3,37 \text{ см}$ ;  $\mu_n = 0,3$ .

Для поршня со штоками:  $m_n = 3,6 \text{ кг}$ .

Для трения в уплотнениях штоков (резиновые манжеты по ГОСТу 6969-54): диаметр штока  $d_{ш} = 16 \text{ мм}$ ;  $V_{ш} = 0,25 \text{ см}^2$ ,  $C_{ш} = 2,5 [1,2,8]$ ;  $k_{уш} = 2250 \text{ кгс/см}$  (определена экспериментально);  $\psi_{уш} = 0,3 + 0,1 \lg(\omega/2\pi)$  [5];  $\psi_{тш} = 0,4 - 0,1 \lg \omega$ .

Для трения в уплотнениях поршня (чугунные поршневые кольца - 2 шт.):  $V_n = 0$  (в диапазоне рабочих давлений

10...20 кгс/см<sup>2</sup> зависимость сил трения от давления жидкости не выявлялась);  $C_n = 1,0$  (по экспериментам сила трения поршневых колец в  $\sim 2,5$  раза меньше, чем у уплотнения штока);  $k_{yn} = 8500$  кгс/см (определена экспериментально);  $\psi_{yn} = 0,8$  [6] (при контактных деформациях плоских стыков);  $\psi_{tn} = 0,2-0,05 \lg \omega$ .

Для крепления цилиндра:  $m_{\text{ц}} = 18,9$  кг,  $\psi_k = 1,2$  [6],  $k_k = 7,9 \cdot 10^4$  кгс/см [3].

Для осевой деформации гильзы гидроцилиндра:  $k_r = 2,24 \cdot 10^5$  кгс/см [3];  $\psi_r = 0,3$  [7].

Для перетечек между полостями гидроцилиндра:  $R_y = 27,5$  кгс<sup>2</sup>/см<sup>5</sup> [3],  $L_y = 0$  (ввиду малости).

Скорости стационарного движения поршня:  $v_0 = 0,1; 1,0$  см/с.

Результаты расчетов получены в виде реальной и мнимой, а также логарифмической амплитудно-частотной (в децибелах) и фазочастотной характеристик для диапазона частот  $\lg \omega = 0...3,5$ .

Передача  $T_{1-10} = \Delta Q_{\text{ц}2} / \Delta p_{\text{ц}2}$  ([4], формула (35)) до частот  $\lg \omega = 3,1$  (фиг. I) имеет характер передаточной функции типового форсирующего звена

$$T_{1-10} = k_{1-10}(s + \mu_{1-10}), \quad (I)$$

где  $k_{1-10} = f^2 / k_k$  и частота среза  $\mu_{1-10} = 1 / k_{1-10} R_y$ .

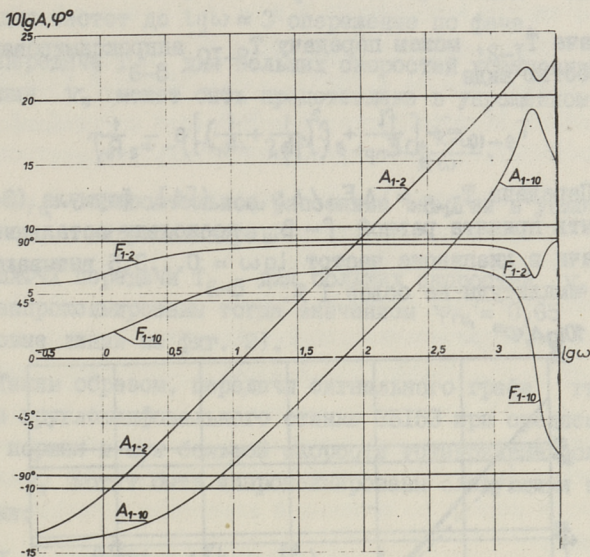
Для рассматриваемого гидроцилиндра  $k_{1-10} = 1,44 \cdot 10^{-2}$  см<sup>5</sup>/кгс,  $\mu_{1-10} = 2,25$  I/с. Резонансное повышение амплитуды передачи  $T_{I-10}$  в диапазоне частот  $\lg \omega = 3,1...3,5$  (см. фиг. I) имеет место вследствие колебания гидроцилиндра относительно места крепления.

Передача  $T_{I-2} = \Delta Q_{\text{ц}1} / \Delta p_{\text{ц}1}$  ([4], формула (33)) до частоты  $\lg \omega = 3,1$  (см. фиг. I) также представляется типовым форсирующим звеном

$$T_{I-2} = k_{1-2}(s + \mu_{1-2}), \quad (2)$$

где  $k_{1-2} = \frac{fl}{E_{np}} + \frac{f^2}{k_k}$  и частота среза  $\mu_{1-2} = \frac{1}{k_{1-2} R_y}$ .

Для данного гидроцилиндра  $k_{1-2} = 7,89 \cdot 10^{-2}$  см<sup>5</sup>/кгс,  $\mu_{1-2} = 0,46$  I/с. В диапазоне частот  $\lg \omega = 3,1...3,5$  (см.



Фиг. 1. ЛАФЧХ передач  $T_{1-10}$  и  $T_{1-2}$  гидроцилиндра  
стола круглошлифовального станка 3Б153.

Фиг. 1) имеется небольшое влияние резонансных колебаний гидроцилиндра относительно места крепления.

Пренебрегая небольшим влиянием этих резонансных колебаний, передачи  $T_{I-2}$  и  $T_{I-10}$  могут быть представлены:

$$T_{1-2} = \left( \frac{f_l}{E_{np}} + \frac{f^2}{R_k} \right) s + \frac{1}{R_y}, \quad T_{1-10} = \frac{f^2}{R_k} s + \frac{1}{R_y}. \quad (3)$$

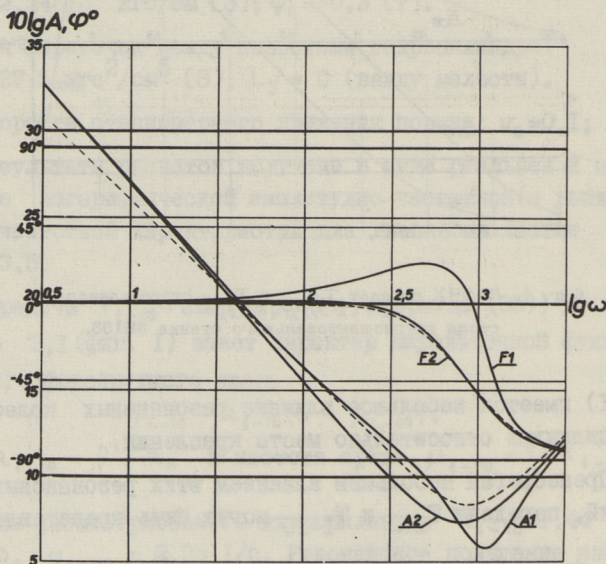
Передачи  $T_{I-2}$  и  $T_{I-10}$  имеют статическую характеристику, равную  $1/R_y$ . Переточки влияют на эти передачи (3) при очень низких частотах, о чем свидетельствуют частоты среза  $M_{1-2}$  и  $M_{1-10}$ .

Передача  $T_{9-10} = \Delta Q_{ц2} / \Delta P_{ц2}$  ([4], формула (4I)) отличается от передачи  $T_{I-2}$  знаком и добавочным членом " $-f^2 W_r s$ ", учитывающим деформацию гильзы гидроцилиндра. Из результатов расчетов явствует, что в диапазоне частот  $lg \omega = 0 \dots 3,5$  амплитуда передачи  $T_{9-10}$  на 0,3 децилога ниже амплитуды передачи  $T_{I-2}$ . Эта разница соответствует учету только жесткости гильзы. Следовательно, аналогично

передаче  $T_{I-2}$ , можем передачу  $T_{9-10}$  аппроксимировать за-  
висимостью вида

$$T_{9-10} = - \left[ \frac{fl}{E_{np}} + f^2 \left( \frac{1}{k_k} + \frac{1}{k_r} \right) \right] s = \frac{1}{R_y}. \quad (4)$$

Передача  $T_{I-5} = \Delta F_n / \Delta p_{ц1}$  ([4], формула (34)) мо-  
жет быть принята равной  $f - B_{ш}$ , поскольку остальные члены  
передачи в диапазоне частот  $\lg \omega = 0 \dots 3,5$  вызывают изме-  
нение амплитуды не более 1 %.



Фиг. 2. ЛАФЧХ передачи  $T_{6-5}$  гидроцилиндра стола кругло-  
шлифовального станка ЗБ153: А1, F1 - при  $v_0 =$   
 $= 0,1$  см/с, А2, F2 - при  $v_0 = 1,0$  см/с; штриховые  
линии - аппроксимация по формуле (5) с  $\psi_{rc} = 0,65$ .

ЛАЧХ передачи  $T_{6-5} = \Delta F_n / \Delta x_{нс}$  ([4], формула (37))  
(фиг. 2) при малых частотах имеет падающий характер, опре-  
деляемый гистерезисным рассеянием энергии в уплотнениях.  
Для частот  $\omega$ , больших частоты среза  $\nu$  (соответствующей  
минимуму амплитудной частотной характеристики), опре-  
деляющими становятся инерционные силы. Скорость установив-  
шегося движения  $v_0$  в рассматриваемом диапазоне мало  
влияет на ЛАЧХ передачи  $T_{6-5}$ . Но ЛФЧХ передачи  $T_{6-5}$  за-

метно зависит от скорости  $v_0$ , имея при малых скоростях  $v_0$  для частот до  $\lg \omega \approx 3$  опережение по фазе.

Передача  $T_{6-5}$  для больших скоростей установившегося движения  $v_0$  может быть представлена в упрощенном виде

$$T_{6-5} = -(m_n + 2\rho fl)s + \frac{\Psi_{гц} k_{гц}}{\pi \omega}, \quad (5)$$

где  $\Psi_{гц}$  — относительное рассеяние энергии в уплотнениях гидроцилиндра.

ЛАФЧХ передачи  $T_{6-5}$  для больших скоростей  $v_0$  могут быть аппроксимированы тогда значением  $\Psi_{гц} = 0,65$  (см. штриховые линии на фиг. 2).

Таким образом, передачи сигнального графа гидроцилиндра круглошлифовального станка ЗБ153 при среднем положении поршня и при большой скорости установившегося движения  $v_0$  могут быть аппроксимированы следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} T_{1-2} &= \frac{\Delta Q_{ц1}}{\Delta p_{ц1}} = \left( \frac{fl}{E_{нр}} + \frac{f^2}{k_k} \right) s + \frac{1}{R_y}, \\ T_{1-5} &= \frac{\Delta F_n}{\Delta p_{ц1}} = f - B_{ш}, \\ T_{1-10} &= \frac{\Delta Q_{ц2}}{\Delta p_{ц1}} = \frac{f^2}{k_k} s + \frac{1}{R_y}, \\ T_{6-2} &= \frac{\Delta Q_{ц1}}{\Delta x_n s} = f, \\ T_{6-5} &= \frac{\Delta F_n}{\Delta x_n s} = -(m_n + 2\rho fl)s + \frac{\Psi_{гц} k_{гц}}{\pi \omega}, \\ T_{6-10} &= \frac{\Delta Q_{ц2}}{\Delta x_n s} = f, \\ T_{9-2} &= \frac{\Delta Q_{ц1}}{\Delta p_{ц2}} = -\frac{f^2}{k_k} s - \frac{1}{R_y}, \\ T_{9-5} &= \frac{\Delta F_n}{\Delta p_{ц2}} = -(f - B_{ш}), \\ T_{9-10} &= \frac{\Delta Q_{ц2}}{\Delta p_{ц2}} = -\left[ \frac{fl}{E_{нр}} + f^2 \left( \frac{1}{k_k} + \frac{1}{k_r} \right) \right] s - \frac{1}{R_y}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

## В ы в о д ы

1. Выполнены на ЭЦВМ "Минск-32" расчеты частотных характеристик передач сигнального графа гидроцилиндра при параметрах гидроцилиндра привода стола круглошлифовального станка ЗБИ53, из которых можно сделать выводы:

а) перемещение гидроцилиндра относительно места крепления и деформацию гильзы следует рассматривать как деформации чисто упругих элементов;

б) перетечки между полостями гидроцилиндра имеют влияние только при очень низких частотах колебаний;

в) на амплитуду тяговой силы поршня (передача  $T_{6-5} = \Delta F_n / \Delta x_n s$ ) при низких частотах колебаний основное влияние имеет трение в уплотнениях, а при высоких частотах колебаний ( $\lg \omega > 3$ ) превалируют инерционные силы при перемещении поршня со штоками и жидкостью в полостях гидроцилиндра.

2. Предложены упрощенные передачи сигнального графа для гидроцилиндра круглошлифовального станка ЗБИ53.

## Л и т е р а т у р а

1. А б р а м о в Е.И. О влиянии эпюры распределения контактных давлений на трение и утечки в уплотнениях для возвратно-поступательного движения. Сб. "Гидропривод и гидро-пневмоавтоматика", вып. 7, "Техника", 1971, с.86-91.

2. А б р а м о в Е.И., К о л е с н и ч е н к о К.А., С е м а к И.Т. Пути снижения трения в уплотнениях резиновыми кольцами круглого сечения. Сб. "Гидропривод и гидро-пневмоавтоматика", вып. 5. "Техника", 1969, с.145-151.

3. В а н а в е с к и Ю.И. Исследование устойчивости гидропривода поступательного движения. Дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. Л., 1973 (Ленинградский орден Ленина политехн. ин-т им. М.И.Калинина).

4. Г р о с с ш м и д т Г.Т., С а к а р и а с А.А. Математическая модель для расчета частотных характеристик гидроцилиндра как 6-полусника. См. наст. сб., с.21.



5. Д а в е н д е л Э.Э. Прикладные методы расчета резиновых технических изделий (РТИ). "Тр. Междунар. конф. по каучуку и резине". М., "Химия", 1971, с. 437-445.

6. Л е в и н а З.М., Р е ш е т о в Д.Н. Контактная жесткость машин. М., "Машиностроение", 1971, 264 с.

7. П и с а р е н к о Г.С., Я к о в л е в А.П., М а т в е е в В.В. Вибропоглощение свойства конструкционных материалов. Справочник. Киев, "Наукова Думка", 1971, 375 с.

8. С а л а м а н д р а Т.С., С а л а з к и н К.А. Исследование уплотнений гидропривода возвратно-поступательного движения. "Станки и инструмент", №9, 1971, с.6-8.

G. Grosschmidt, A. Sakarias

Analyse der Frequenzkennlinien des Tischantrieb-  
Hydraulikzylinders der Außenrundscheifmaschine

ЗБИ53

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag sind auf Grund der konstruktiven Parameter des Tischzylinders der Außenrundscheifmaschine ЗБИ53 die Frequenzkennlinien der Übertragungen des Signalfußgraphen mit EDVA berechnet. Es werden die Ergebnisse analysiert und die Approximationsformeln der Übertragungen dargelegt.



УДК 62-525:621.646.25

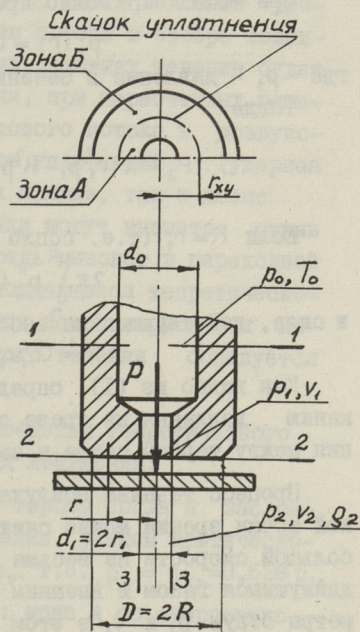
М.Я.Пикнер

СИЛОВОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ ВОЗДУХА В ДРОССЕЛЕ  
 ТИПА СОПЛО-ЗАСЛОНКА

В пневматических системах регулирования дроссель типа сопло-заслонка широко применяется в регуляторах промышленной автоматики, в системах регулирования транспортных установок, а также в системах, использующих принцип пропорционального редуцирования абсолютных давлений газа.

Обычно заслонка управляется маломощным чувствительным элементом. При этом сила, действующая на заслонку со стороны сопла, может оказать-ся соизмеримой с силой, развиваемой чувствительным элементом. Для тех случаев важно знать силовую характеристику дросселя, т.е. зависимость силы  $P$  воздействия струи на заслонку от перепада давления на дросселе и от расстояния  $h$  между заслонкой и соплом.

На фиг. 1 показана модель дросселя типа сопло-заслонка с указанием всех параметров. Воздух, истекая из сопла, растекается веерообразно в щели между торцом сопла и заслонкой. При этом величина усилия, действующего на



Фиг. 1. Схема к расчету дросселя типа сопло-заслонка.

заслонку, выразится суммой:

$$P = P_1 + P_2,$$

где  $P_1$  — реактивная сила струи;

$P_2$  — сила, которая возникает в результате статического давления в потоке между торцом сопла и заслонкой.

Силу  $P_1$  можно определить по теории об изменении количества движения воздуха, согласно которой

$$P_1 = Q_m \cdot v_1,$$

где  $Q_m$  — массовый расход воздуха.

Силу  $P_2$  получим, интегрируя силу давления по радиусу:

$$P_2 = 2\pi \int_0^{r_1} p_r'(r) dr + 2\pi \int_{r_1}^R p_r''(r) r dr - \pi R^2 p_a,$$

где  $p_r$  — давление на расстоянии  $r$  от центра сопла;  
 $p_a$  — давление внешней среды.

При малых  $d_1$  можно предположить, что

$$p_r'(r) = \text{const} = p_1,$$

где  $p_1$  — давление в сечении 2-2.

Тогда

$$P_2 = \pi (r_1^2 p_1 - R^2 p_a) + 2\pi \int_{r_1}^R p_r''(r) r dr. \quad (I)$$

Если  $R = r_1$  (т.е. сопло имеет острую кромку), то

$$2\pi \int_{r_1}^R p_r''(r) r dr = 0,$$

и сила, действующая на заслонку

$$P = Q_m v_1 + \pi r_1^2 (p_1 - p_a).$$

Как видно из (I), определение силы  $P_2$  сводится к отысканию давления на срезе сопла  $p_1$  и распределения давления между торцом сопла и заслонкой  $p_r''(r)$ .

Процесс течения воздуха через сопло с термодинамической точки зрения можно считать адиабатическим, так как при большой скорости на весьма коротком пути теплообмен между движущимся газом и внешним пространством ничтожен. Параметры струи  $p_1$  и  $v_1$  в этом случае определяются по уравнению Бернулли [I] с учетом потерь на местное сопротивление в сопле.

При определенных условиях сила, действующая на заслонку, принимает отрицательное значение. Это предполагает образование зон разрежения между торцом сопла и заслонкой.

Исследованием упорных подшипников с газовой смазкой [2], принципиальная схема которых аналогична схеме дросселя типа сопло-заслонка, установлено, что впадина в профиле давления между плоскостями возникает при зазорах свыше 5 мкм. Это понижение давления в области выхода воздуха из сопла имеет место при перерасширении воздуха, результатом чего проявляется сверхзвуковое течение. В этой зоне инерционные силы преобладают над вязкостными.

Рассматривая профиль проточной части сопла совместно с цилиндрическим пространством между соплом и заслонкой, замечаем его сходство с профилем проточной части сопла Лавала [3]. Аналогично течению в расширяющейся части сопла Лавала такое явление может иметь место при наличии звуковой скорости в кольцевом сечении 3-3, где вследствие увеличения площади поперечного сечения потока в зазоре возникает сверхзвуковое течение. В таких условиях течение будет очень сложным. Как и в сопле Лавала, при нерасчетных режимах эксплуатации переход сверхзвукового потока в дозвуковой сопровождается системой скачков уплотнения (ударная волна), которая может включать как прямые, так и косые скачки. Кроме того, отдельные скачки могут вызвать отрыв пограничного слоя, что в свою очередь вызовет в переходной области хаотическое движение, не поддающееся теоретическому анализу. После скачков уплотнения поток тормозится настолько, что в результате вязкостного течения образуется кольцеобразная воздушная подушка.

Ввиду сложности задачи для проведения теоретического исследования необходимо сделать ряд допущений:

- 1) воздух входит в зазор между торцом сопла и заслонкой со звуковой скоростью при давлении, равном критическому для давления на входе в сопло  $p_0$ , т.е.  $p_2 = p_{кр} = 0,528 p_0$ ;
- 2) в зазоре различаем две зоны: зона А со сверхзвуковой и зона Б с дозвуковой скоростью течения. Эти зоны разделены единственным прямым скачком;
- 3) сопротивление трению в зоне А характеризуется постоянным коэффициентом трения;

4) течение в зоне А адиабатическое, причем градиенты скорости и давления по толщине зазора равны нулю;

5) потери на повороте потока в зазор малые по сравнению с потерями на трение в сверхзвуковом потоке, что позволяет пренебречь ими;

6) в зоне А происходит чисто вязкое течение газа.

Зона А. Скорость потока в сечении 3-3, равная местной скорости звука, определяется по формуле [1]

$$v_2 = a_{кр} = 18,3 \sqrt{T_0}, \quad (2)$$

где  $T_0$  - абсолютная температура воздуха в сечении I-I.

Для определения распределения давления исходим из уравнения Бернулли:

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + \zeta \frac{v^2}{2}, \quad (3)$$

где  $p, \rho, v$  - параметры воздуха на текущем радиусе  $r$ ;

$\zeta$  - коэффициент сопротивления между торцом сопла и заслонкой.

На основании уравнения неразрывности потока запишем:

$$\frac{F}{F_{кр}} = \frac{\rho_{кр} a_{кр}}{\rho v}, \quad (4)$$

где  $F_{кр}$  - площадь критического сечения.

Скорость потока  $v$  удобнее выразить через число  $\lambda$

$$\lambda = \frac{v}{a_{кр}}. \quad (5)$$

Поскольку

$$\frac{F}{F_{кр}} = \frac{2\pi r h}{2\pi r_1 h} = \frac{r}{r_1},$$

то

$$\frac{r}{r_1} = \frac{\rho_{кр}}{\rho \lambda}. \quad (6)$$

Разделив уравнение (3) на величину  $\frac{k}{2} \cdot \frac{p_{кр}}{\rho_{кр}}$  и учитывая, что  $p_2 = p_{кр}$ , получим

$$\frac{2}{k-1} + \frac{v_2^2 \rho_{кр}}{k p_{кр}} = \frac{2\rho \rho_{кр}}{(k-1)\rho p_{кр}} + \frac{v^2 \rho_{кр}}{k p_{кр}} (1 + \zeta). \quad (7)$$

Пользуясь выражением для критической скорости звука

$$a_{кр} = \sqrt{k \frac{p_{кр}}{\rho_{кр}}}$$

и соотношением

$$\frac{p}{p_{кр}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{кр}}\right)^k$$

найдем из уравнений (2), (5), (6), (7)

$$\frac{r}{r_1} = \frac{1}{\lambda} \left\{ \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} [1 - \lambda^2 (1 + \zeta)]} \right\}^{\frac{1}{k-1}} \quad (8)$$

Коэффициент  $\zeta$  выразится формулой

$$\zeta = f \frac{l}{D}, \quad (9)$$

где  $f$  - коэффициент трения;

$l$  - длина рассчитываемого элемента ( $l = r$ );

$D$  - гидравлический диаметр.

$$D = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4 \cdot 2\pi r h}{4\pi r} = 2h, \quad (10)$$

где  $\Pi$  - мокрый диаметр сечения.

На основании газодинамической функции  $\pi(\lambda)$  давление  $p$  в потоке зависит от  $\lambda$  следующим образом [I]

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (II)$$

Если принять для воздуха  $k = 1,4$ , тогда из уравнений (8), (9), (10) и (II) получим распределение давления  $p = p_r''(r)$  в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{r}{r_1} = \frac{1}{\lambda} \left[ \frac{10h}{12h - \lambda^2(2h + fr)} \right]^{2,5} \\ \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{\lambda^2}{6}\right)^{3,5} \end{cases} \quad (12)$$

Зона Б. Для определения распределения давления воспользуемся уравнением движения вязкой жидкости в узком зазоре

$$\frac{dp}{dr} = \mu \frac{d^2v}{dz^2},$$

где  $\mu$  - коэффициент абсолютной вязкости воздуха;

$z$  - текущее значение высоты зазора.

Аналогично методике расчета, изложенной в работе [4], получим

$$\frac{p}{p_a} = - \frac{6\mu Q_m}{\pi h^3 \rho_a} \cdot \frac{dr}{r}.$$

Интегрируя последнее равенство от  $p$  до  $p_a$  и от  $r$  до  $R$ , получим распределение давления

$$p^2 - p_a^2 = \frac{12\mu Q_m p_a}{\pi h^3 \rho_a} \ln \frac{R}{r}.$$

Обозначим

$$A = \frac{12\mu Q_m p_a}{\pi h^3 p}$$

Тогда распределение в зоне Б  $p = p''_r(r)$

$$p = \sqrt{A \ln \frac{R}{r} + p_a^2}. \quad (I3)$$

Массовый расход через кольцевую поверхность

$$Q_m = 2\pi r h \rho v_{cp}. \quad (I4)$$

Из уравнений (I3) и (I4) с учетом того, что при  $n = I$ ;

$\rho = \frac{p p_a}{p_a}$ , получаем среднюю скорость ламинарного потока

$$v = \frac{A h^2}{24 \mu r \sqrt{A \ln \frac{R}{r} + p_a^2}}. \quad (I5)$$

Поток газа, проходя через скачок уплотнения, резко меняет свои параметры, т.е. происходит переход потока от одного состояния к другому. Обозначим параметры воздуха до скачка индексом  $x$  и после скачка индексом  $y$ . Тогда закон изменения скорости через прямой скачок определяется формулой [I].

$$\frac{v_x}{v_y} = \lambda_x^2. \quad (I6)$$

Тогда из (2), (5), (I2), (I5) и (I6) получим уравнения для определения положения скачка

$$\begin{cases} \frac{r_{xy}}{r_1} = \frac{1}{\lambda_x} \left[ \frac{10h}{12h - \lambda_x^2(2h + f r_{xy})} \right]^{2,5} \\ \frac{18,3\sqrt{T_0}}{\lambda_x} = \frac{A h^2}{24 \mu r_{xy} \sqrt{A \ln \frac{R}{r} + p_a^2}} \end{cases} \quad (I7)$$

Формулу для определения  $P_2$  можно представить в виде

$$P_2 = \pi(r_1^2 p_1 - r_{xy}^2 p_a) + P'_2 + P''_2, \quad (I8)$$

где

$$P'_2 = 2\pi \int_{r_1}^{r_{xy}} p''_r(r) r dr,$$

$$P''_2 = 2\pi \int_{r_{xy}}^R p''_r(r) r dr - \pi p_a (R^2 - r_{xy}^2). \quad (I9)$$

Ввиду сложности уравнения  $P'_2$  может быть найдена путем интегрирования графика  $y = p''_r(r) r$ .

Для удобства вычисления предположим, что распределение давления в зоне Б такое, какое оно бы было при несжимаемом потоке [4].



Тогда распределение давления определяется

$$p = p_y - (p_y - p_a) \frac{\ln \frac{r}{r_{xy}}}{\ln \frac{R}{r_{xy}}} \quad (20)$$

Подставляя (20) в (19) и интегрируя в пределах от  $r_{xy}$  до  $R$ , получим

$$P_2'' = \pi(p_y - p_a) \left( \frac{R^2 - r_{xy}^2}{2 \ln \frac{R}{r_{xy}}} - r_{xy}^2 \right) \quad (21)$$

Из (18) и (21) найдем окончательную формулу для определения силы  $P_2$

$$P_2 = \pi(r_1^2 p_1 - r_{xy}^2 p_a) + \pi(p_y - p_a) \left( \frac{R^2 - r_{xy}^2}{2 \ln \frac{R}{r_{xy}}} - r_{xy}^2 \right) + P_2'$$

По известным параметрам  $p_0, T_0, h, Q_m$  и размерам сопла можем теперь найти величины силы  $P$ , действующей на заслонку.

Правильность приведенных теоретических предположений данной методики доказана экспериментально. (См. статью "Экспериментальное определение силовых и расходных характеристик дросселя типа сопло-заслонка" в данном сборнике).

#### В ы в о д ы

1. Сложность аналитического расчета силового действия струи затрудняет его практическое применение. Вышеизложенную методику можно использовать только для анализа различных параметров на силовую характеристику дросселя типа сопло-заслонки.

2. Инженерный расчет усилий названных элементов пневматики должен базироваться на экспериментальных данных.

#### Л и т е р а т у р а

1. А б р а м о в и ч Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., "Наука", 1969.

2. Г р э с с е м Н.С., П а у э л л Дж.У. Подшипники с газовой смазкой. М., "Мир", 1969.

3. Б а л а к ш и н О.Б. Автоматизация пневматического контроля размеров в машиностроении. М., "Машиностроение", 1964.

4. П и к н е р М.Я. Расчет неупругих вакуумных захватов питателей для плоских изделий. М., "Известия вузов. Машиностроение", 1968, № 8.

Air Jet Force Effect on Damper-plate in the  
Nozzle-damper Type Throttle Valve

Summary

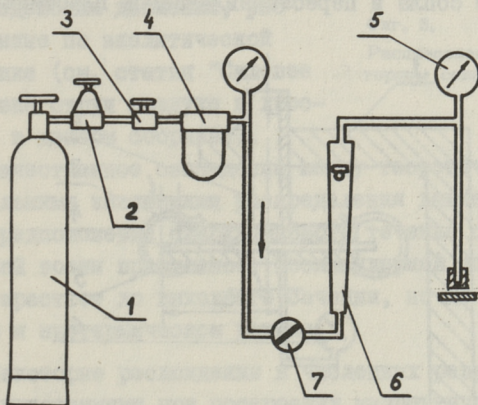
The results of a theoretical investigation of force effect on damper-plate induced by air jet are given. The essence of the aerodynamic phenomena having an effect in the case of relatively large distance between nozzle and damper-plate are explained. Formulae for determining the force effect on damper-plate are given.

М. Я. Пикнер

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ И  
РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЯ ТИПА  
СОПЛО-ЗАСЛОНКА

Аналитические формулы, представленные в литературе для практических расчетов расхода воздуха и действия сил в дросселе типа сопло-заслонка, достаточно сложные и неточные. Поэтому инженерный расчет названных дросселей базируется на данных, полученных экспериментальным путем.

Как известно, при определенных условиях заслонка подвергается присасывающему действию струи (возникает т.н. аэродинамический эффект). Это значит, что при переходе в такую зону работы сила реакции струи  $P$  изменяет свое направление. До настоящего времени вопрос работы дросселя в этих условиях исследован недостаточно и поэтому основное



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки: 1 - баллон; 2 - редуктор; 3 - кран запорный; 4 - фильтр; 5 - манометр; 6 - ротаметр; 7 - кран регулирующий.

внимание при экспериментальном исследовании было уделено силовому действию струи в зоне возникновения аэродинамического эффекта.

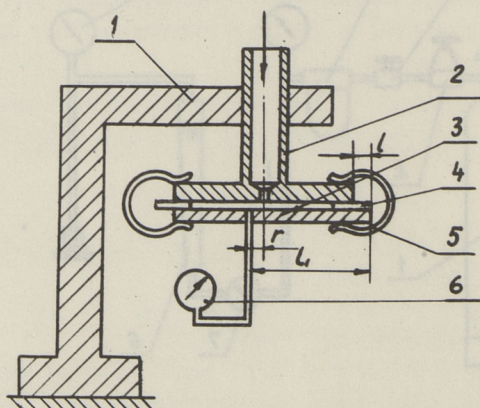
Для экспериментального исследования была спроектирована и изготовлена специальная установка (фиг. 1).

Установка представляет собой пневматическую систему, снабженную измерительными приборами, кранами, способную регулироваться в требуемом диапазоне давлений. Источником сжатого воздуха является баллон 1 с редуктором 2. Для очистки воздуха от грязи и масла включен фильтр (тип В44-23), с помощью редуктора 2 и крана 7 можно поддерживать в системе требуемые давления.

Давление в системе измерялось манометрами 5 (класс точности 0,35), а расход воздуха ротаметром РС-3. Все эти узлы системы были соединены между собой резиновым шлангом.

Экспериментальное определение распределения давления между торцом сопла и заслонкой производилось с помощью устройства, показанного на фиг. 2.

На кронштейне 1 установлено сопло 2, к которому посредством гибкого шланга подводится сжатый воздух. Между плоским торцом сопла и переставляемой пластинкой 3 с



Фиг. 2. Схема определения распределения давления между торцом сопла и заслонкой.

трех сторон накладываются калиброванные планки 4 для установки заданного зазора  $h$ , причем пластинка прикрепляется к соплу с помощью упругих скоб 5. Для отбора давления в изделии было просверлено отверстие диаметром 0,3 мм и присоединено к мановакуумометру 6. Диаметр торца испытываемого сопла  $D$  был увеличен до 16 мм для более четкого выявления необходимых зависимостей.

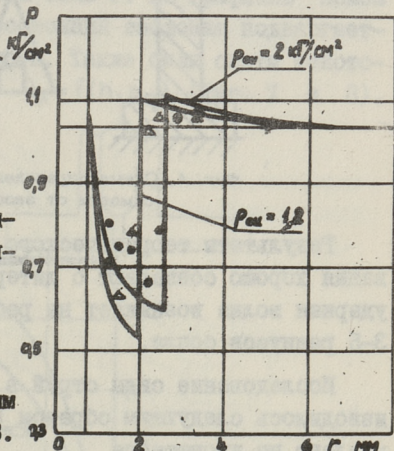
Эксперимент заключался в определении статического давления на различных радиусах при фиксированных значениях давления на входе в сопло  $p_0$  и расстояния между соплом и заслонкой  $h$ . Радиус  $r$  изменялся путем перестановки пластинок относительно сопла ( $r = l_1 - \frac{D}{2} - l$ ).

Результаты экспериментов для сопла диаметром  $d = 1,25$  мм ( $D = 16$  мм) показаны на фиг. 3. Сплошными линиями приведены распределения давления, рассчитанные по аналитической методике (см. статья "Силовое действие струи воздуха в дросселе" в данном сборнике).

Качественное совпадение между теоретическими и экспериментальными значениями распределения давления показывает, что предположение сверхзвукового течения с образованием ударной волны правильное. После ударной волны скорость снова возрастает до выходного сечения, но на этот раз в дозвуковом и изотермическом режиме.

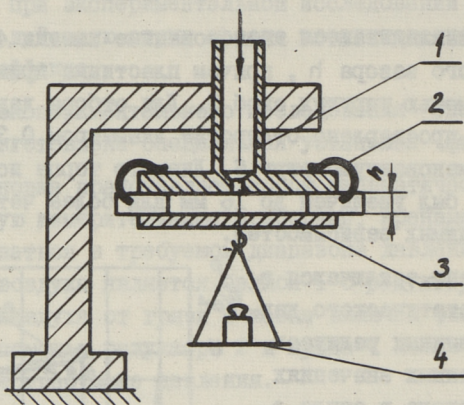
Некоторые расхождения в численных результатах объясняются упрощениями при построении математической модели.

Эксперименты показали, что давление в скачке уплотнения изменяется более плавно, чем это следует из теории прямого скачка. Это значит, что ударная волна представляет собой комплекс интерферирующих наклонных и нормальных скачков уплотнения.



Фиг. 3.

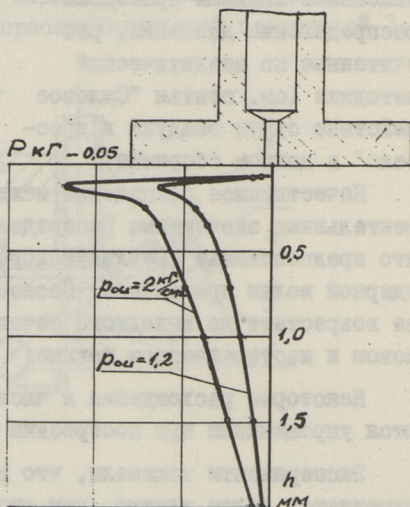
Распределение давления между торцом сопла и заслонкой.



Фиг. 4. Схема определения силы струи  $P$  в зависимости от зазора  $h$ .

Результаты теоретического и экспериментального исследования хорошо совпадают с литературными данными [1], т.е. ударная волна возникает на расстояниях от центра порядка 3–5 радиусов сопла.

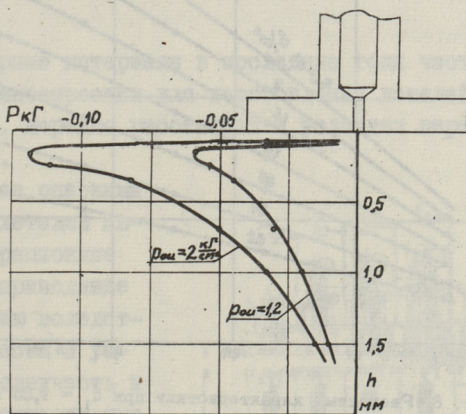
Исследование силы струй в зависимости от зазора  $h$  производилось следующим образом (фиг. 4). Сопло I было установлено на кронштейне установки. К плоскому торцу модели сопла с трех сторон расположили калиброванные планки 2, припаянные пружинами. С помощью этих пружин планки прижимаются к соплу. Толщина планок  $0,07 \pm 1,5$  мм. При испытании пластинка 3 с подвешенной к ней чашей для грузиков 4 подводится к пластинке, а сопло присоединялось с системой сжатого воздуха. Кранами 3 и 7 (фиг. I) в системе поддерживается постоянное давление  $p_0$ . Нагрузка созда-



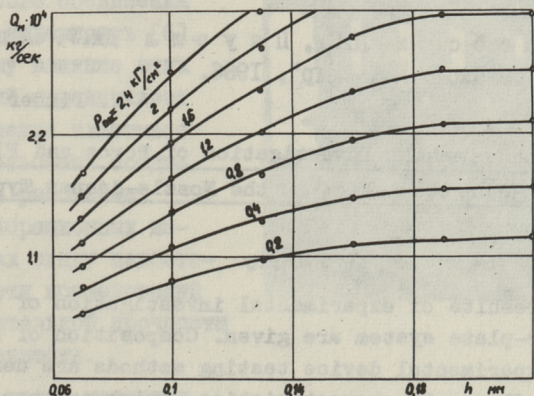
Фиг. 5. Сила струи  $P$  в зависимости от  $h$  при  $d_1 = 1,0$  мм.

валась гирями аналитических весов, которые клались на чашу до отрыва пластинки от сопла. Вес гирь с пластинкой определяет силы, действующие на заслонку.

Экспериментальное исследование силы  $P$  в зависимости от  $h$  производилось при  $p_{0u} = 1,2$  и  $2 \text{ кгс/см}^2$ . На графиках (фиг. 5 и 6) нетрудно убедиться, что увеличение диаметра  $d_1$  и давления  $p_0$  ведет к увеличению силы  $P$ . По графикам можем легко определить, с какого расстояния заслонка подвергается присасывающему действию струи. Также были сняты некоторые расходные характеристики  $Q_m = f(h, p_{0u})$  (фиг. 7 и 8).



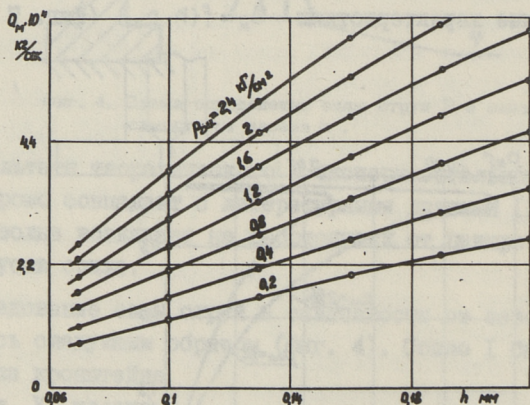
Фиг. 6. Сила струи  $P$  в зависимости от  $h$  при  $d_1 = 1,25 \text{ мм}$ .



Фиг. 7. Расходные характеристики при  $d_1 = 1,0 \text{ мм}$ ,  $D = 8 \text{ мм}$ .

Для этой цели применялось аналогичное устройство, что и при определении распределения давления, т.е. между торцом сопла и пластинкой закладывали калиброванные планки с толщиной  $h = 0,07-0,22$  мм и они прижимались друг к другу с помощью упругих скоб.

Силовые и расходные характеристики, полученные по приведенной методике экспериментального исследования, применимы для инженерного расчета дросселей типа сопло-заслонка.



Фиг. 8. Расходные характеристики при  $d_1 = 1,55$  мм,  $D = 8$  мм.

## Л и т е р а т у р а

Грессем Н.С., Пауэлл Дж.У. Подшипники с газовой смазкой. М., "Мир", 1966.

M. Pikner

### An Experimental Investigation of Force and Flow Rate Characteristics in the Nozzle-damper Type Throttle-valves

#### Summary

The results of experimental investigation of the nozzle-damper-plate system are given. Composition of corresponding experimental device testing methods are described. Force and flow rate characteristics, which are considered to be enough exact for engineer use, are determined.



УДК 621.882.00124

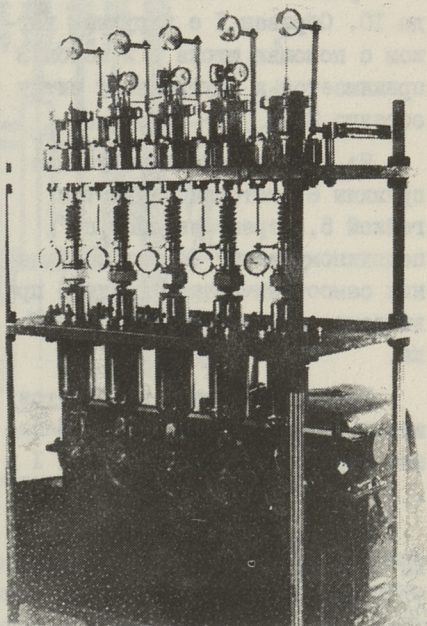
В.В.Менг, В.И.Стрижак, Ю.П.Шевченко

### ВИБРОСТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПЛАСТМАССОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Полимерные материалы в последние годы часто используются в машиностроении для изготовления деталей резьбовых соединений, нередко работающих в условиях переменных нагрузок [2].

Наиболее опасными для таких деталей являются вибрационные нагрузки, приводящие к разрушению вследствие ползучести и усталости. Ползучесть и усталость существенно влияют на прочностные характеристики пластмассового соединения и его надежность [6]. Поэтому влияние этих явлений ограничивает применение пластмасс для резьбовых соединений, работающих при вибрационных нагрузках ввиду недостаточности исследований их длительной прочности и надежности.

С целью изучения механических свойств



Фиг. 1.  
Общий вид опытной установки.

пластмасс для резьбовых деталей при вибрационных нагрузках была спроектирована и изготовлена опытная установка, общий вид которой показан на фиг. 1 [1,4,5].

На стенде одновременно можно испытывать 5 пар образцов резьбовых соединений. В процессе испытания на образцы действуют постоянные нагрузки до 500 кгс, с наложением переменной составляющей от "0" до "0,4" Р (Р— постоянная составляющая нагрузки).

Принципиальная схема одной секции опытной установки показана на фиг. 2.

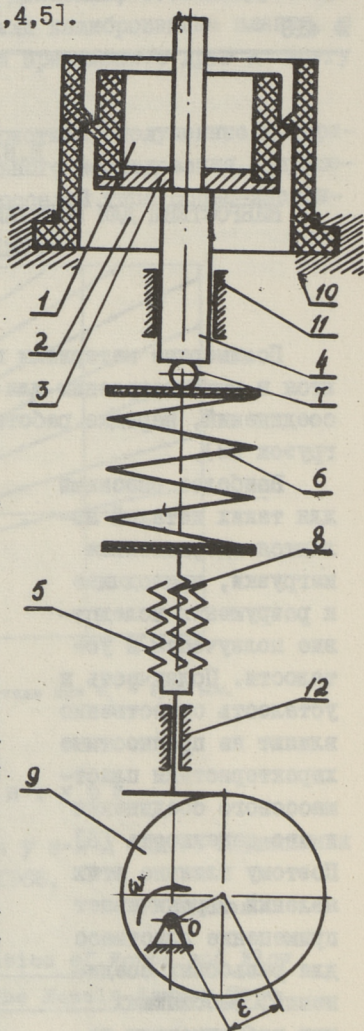
Образец 2 с внутренним витком крепится неподвижно в гнезде 10. Образец 1 с наружным витком с помощью штока 4 и шайбы 3 прижимается к внутреннему витку образца 2.

На шток 4 действует усилие пружины 6, которая сжимается гайкой 5, перемещающейся по подвижному винту 8. Для исключения самоотвинчивания гайки 5 при вибрации используется контргайка.

Усилие пружины 6 передается штоку 4 через шарик 7 во избежание перекоса между образцами 1 и 2.

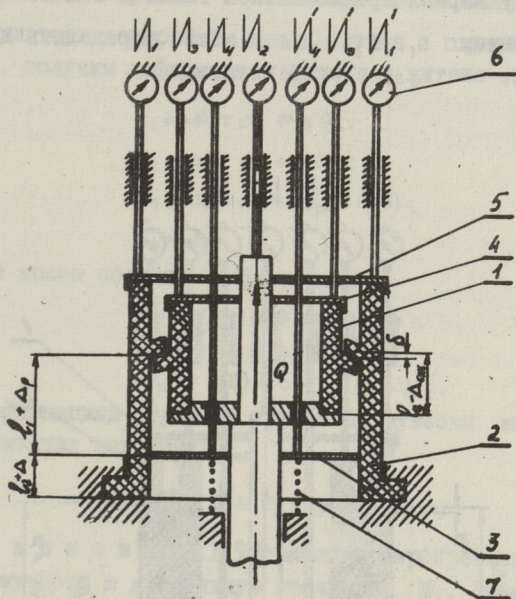
Гнездо образца установлено на плите 11. Отверстия в плитах 11 и 12 соосны.

Для создания переменной нагрузки винт 8 получает дополнительное перемещение от эксцентрикового механизма 9, который находится на выходном валу редуктора. Редуктор приводится в движение электродвигателем через клиноременную передачу.



Фиг. 2. Принципиальная схема одной секции.

Нагружение образцов осуществляется пружиной при неподвижном эксцентрикe и контролируется при помощи индикатора. Эксцентриситет может изменяться от "0" до "5" мм при помощи сменных эксцентриков. Частота нагружения меняется от 950 до 2450 циклов в минуту. Измерение перемещений в образцах производится индикаторами часового типа с ценой деления основной шкалы 0,01 мм и интервалом измерений 0-10 мм. Индикаторы 6 (см. фиг. 3) жестко смонтированы в специальные оправки. Применяя сменные наконечники на подвижном штоке индикатора, можно производить измерения с различной базой "L". С помощью шайб 4 и 5 (фиг. 3) устанавливаются начальные отсчеты индикаторов.



Фиг. 3. Схема испытания одновинтового резьбового соединения.

Шайба 3 (фиг. 3) прижимается к буртику выточки образца пружиной 7. На установке производятся измерения перемещений в пластмассовом одновинтовом (виток в виде кольца) и многовинтовом соединении со стандартной резьбой при действии вибронрузки (3).

Схема работы одновинтовых образцов и схема измерений показаны на фиг. 3.

Каждая величина перемещения по диаметру образца измеряется двумя индикаторами и берется среднее значение. Это делается для исключения перекосов при измерениях.

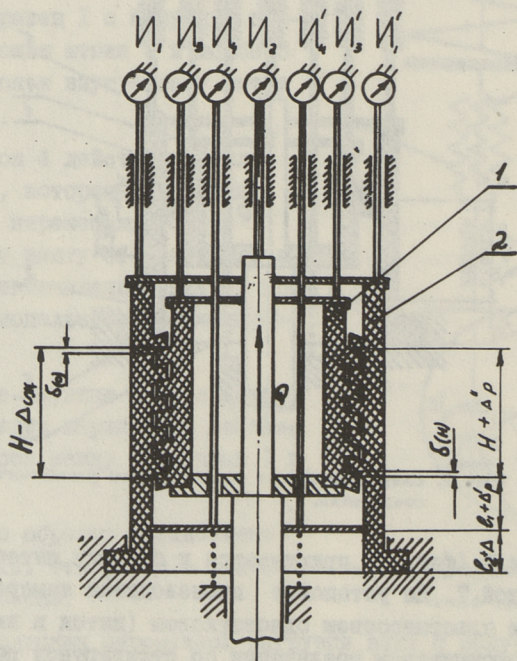
Затем по разности средних отсчетов индикаторов до нагружения и после нагружения получаем деформации:  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$ .

Обозначим для дальнейших рассуждений (3):

- $\Delta$  - суммарные деформации на участке  $l_2$ ;
- $\Delta_p$  - деформация растяжения гайки на участке  $l_4$ ;
- $\Delta_{сж}$  - деформация сжатия болта на участке  $l_3$ ;
- $\delta$  - суммарный прогиб витков гайки и болта.

По деформациям  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$  можно определить деформации растяжения, сжатия и прогиб витков:

$$\Delta_p = \Delta_1 - \Delta_4;$$



Фиг. 4. Схема испытания многвинтового резьбового соединения.

$$\Delta_{\text{сж}} = \Delta_2 - \Delta_3;$$

$$\delta = \Delta_3 - \Delta_4.$$

Схема работы многовитковых образцов и система измерений показаны на фиг. 4.

Обозначим:

$H$  — длина свинчивания;

$\Delta'_p$  — деформация растяжения гайки на участке  $l_1$ ;

$\Delta''_p$  — деформация растяжения гайки на участке  $H$ ;

$\Delta_{\text{сж}}$  — деформация сжатия болта на участке  $H$ ;

$\delta(0)$  — суммарный прогиб I-го витка болта и гайки;

$\delta(n)$  — суммарный прогиб  $n$ -го витка болта и гайки.

В результате измерений, как в случае с одновитковыми образцами, получим деформации  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$

где

$$\Delta_1 = \Delta + \Delta'_p + \Delta''_p;$$

$$\Delta_2 = \Delta + \Delta'_p + \delta(n);$$

$$\Delta_3 = \Delta + \Delta'_p + \Delta''_p + \delta(0);$$

$$\Delta_4 = \Delta.$$

Отсюда можем получить деформации:

$$\delta(0) = \Delta_3 - \Delta_1;$$

$$\delta(n) - \Delta''_p = \Delta_2 - \Delta_1;$$

$$\Delta''_p + \delta(0) - \delta(n) = \Delta_3 - \Delta_2.$$

По этим деформациям строятся кривые ползучести материала при вибрационных нагрузках.

### Л и т е р а т у р а

1. С а з о н о в а Н.Д. Испытание жаропрочных материалов на ползучесть и длительную прочность. М., "Машиностроение", 1965.

2. Ш а н и к о в В.М., М о ж и н В.Н. Расчет длительной вибропрочности жестких пластмасс.—Труды ЛИАП № 62, 1969.

3. М е н т В.В., С т р и ж а к В.И. Опытная установка для исследования перемещений в пластмассовых резьбовых соединениях при длительном нагружении.—"Тр. Таллинск. политехн. ин-та", № 276, 1969.

4. Немец Я., Серенсен С.В. Прочность пластмасс. М., "Машиностроение", 1970.

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

6. Фауер, G. Thermoplaste und Duroplaste als Schraubenwerkstoff? "Verbindungstechnik", 5, Nr.8, 1973.

V. Meng, V. Strizhak, J. Shevchenko

Testing Device - Vibrator of the Shifts in the  
Plastic-threaded Joints under Long-term Load

Summary

A description of the multiposition testing device - vibrator and a method of measuring shifts in the plastic-threaded joint under long-term vibrant load both at normal and higher temperatures is given.

СБОРНИК СТАТЕЙ ПО  
МАШИНОСТРОЕНИЮ  
XIV

УДК 621.99.7

Стохастическая модель процессов поверхностного  
пластического деформирования (ППД). Палстел Ю.В.  
"Труды Таллинского политехнического института",  
№ 413, 1976, с. 3 - 9.

В данной статье предлагается модель процессов поверхностного пластического деформирования, отражающая случайный характер процесса и связанных с ним элементов. Модель представляется в операторной форме и для случая обкатывания как пример в функциональной форме.

Фигур - 3, библиографических названий - 4.

УДК 621.9.014.2

Моделирование работы технологической системы для  
обработки валов резанием. Янсон А.Р. "Труды Таллинского политехнического института", № 413, 1976,  
с. II - 20.

Излагается методика моделирования работы технологической системы, которая позволяет выяснить действие режима резания, геометрии резца, характеристик системы и прочих факторов на производительность и точность обработки. Приводятся результаты, полученные при помощи ЭВМ, от исследования некоторых технологических систем. Сделан

вывод о целесообразности предложенной методики для выявления новых резервов производительности и точности обработки.

Фигур - 2, библиографических названий - 8.

УДК (621.22 + 534.14) 001.11

Математическая модель для расчета частотных характеристик гидроцилиндра как 6-полюсника. Гроссшмидт Г.Т., Сакариас А.А. "Труды Таллинского политехнического института", № 413, 1976, с. 21 - 32.

В настоящей статье приводится математическая модель в виде сигнального графа 6-полюсника для расчета частотных характеристик гидроцилиндра. В математическую модель введены уточненный учет движения жидкости в полостях, деформации упругих элементов и гистерезисное рассеяние энергии при трении в уплотнениях. Введены выражения для всех 9 передач сигнального графа.

Фигур - 5, библиографических названий - 11.

УДК (621.22 + 534.14) 001.11

Анализ частотных характеристик гидроцилиндра привода стола круглошлифовального станка ЗБ153. Гроссшмидт Г.Т., Сакариас А.А. "Труды Таллинского политехнического института", № 413, 1976, с. 33 - 39.

В настоящей статье приведены выполненные на ЭЦВМ расчеты частотных характеристик передач сигнального графа гидроцилиндра при конструктивных параметрах гидроцилиндра привода стола круглошлифовального станка ЗБ153. Произведен анализ полученных результатов и предложены упрощенные передачи сигнального графа.

Фигур - 2, библиографических названий - 8.



Силовое действие струи воздуха в дросселе типа сопло-заслонка. Пикнер М.Я. "Труды Таллинского политехнического института", № 413, 1976, с. 41 - 48.

В статье изложены результаты теоретического исследования силового действия струи воздуха в дросселе типа сопло-заслонка. Выявлена сущность аэродинамического эффекта, возникающего при больших расстояниях между соплом и заслонкой. Выведены уравнения для определения силы, действующей на заслонку.

Фигур - I, библиографических названий - 4.

Экспериментальное определение силовых и расходных характеристик дросселя типа сопло-заслонка.

Пикнер М.Я. "Труды Таллинского политехнического института", № 413, 1976, с. 49 - 54.

В статье приведены результаты экспериментального исследования дросселя типа сопло-заслонка. Спроектирована и изготовлена экспериментальная установка и разработана методика экспериментирования. Полученные силовые и расходные характеристики применимы для инженерного расчета названных дросселей.

Фигур - 8, библиографических названий - I.

Вибростенд для испытания пластмассовых резьбовых соединений . Менг В.В., Стрижак В.И., Шевченко Ю.П. "Труды Таллинского политехнического института", № 413, 1976, с. 55 - 60.

В настоящее время имеется ряд установок, на которых изучают ползучесть образцов и деталей. Каждая из них или пригодна для проведения экспериментов при статическом нагружении или при вибрационных нагрузках. В том и другом случае нагружение жесткое и измерение деформаций сложное и дорогое.

Вновь спроектированная установка дает возможность производить загрузку через пружинное устройство, обеспечивающее плавное нагружение образца и дающее плавные импульсы на испытываемый образец при положении динамических нагрузок.

Способ измерения деформаций прост, удобен и требует небольших затрат, кроме того дает надежные результаты, хорошо согласующиеся с теорией.

Вибростенд пригоден для проведения испытаний как при статическом, так и при вибрационном нагружении пластмассовых резьбовых соединений.

Фигур - 4, библиографических названий - 6.

Ep.6.7

620

Tallinna Polüteh.  
Instituut

Toimetised

N 413

1976

Цена 30 коп.

11