ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԵՐԵՎԱՆ ЕРЕВАН

Խմբագրության հասցեն՝ Երևան, Բարեկամության, 24.
Адрес редакции: Ереван, Барекамутян, 24

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. В. КАСЬЯН, Г. Б. БАГДАСАРЯН, Г. А. АРУТЮНЯН

К ВИБРАЦИЯМ ОТ ГИДРОПРИВОДА СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА 7М36

Изучение колебательных процессов в гидропередачах должно основываться на их динамическом анализе, в результате чего могут быть сделаны выводы о тех необходимых условиях и соотношениях между параметрами гидравлической передачи, которые должны обеспечить ее динамическую устойчивость [1].

В поперечно-строгальном станке 7М36 с гидропередачей имеют место колебания рабочего органа станка в направлении его перемещения. Эти колебания возникают при изменениях нагрузки и скорости перемещения рабочего органа в связи с упругостью системы или в связи с колебательными процессами в контрольно-регулирующей и управляющей аппаратуре [2].

Рассмотрим продольные колебания, связанные только с упругостью системы (без резания), т. е. колебания по причине гидравлической передачи.

Движение рабочего органа станка (хобота) z представляется в виде суммы двух движений: основного движения жесткой системы z_1 и дополнительного движения s (связанного с упругостью системы), которое образуется из основного движения. Следовательно,

$$z=z_1+s. \tag{1}$$

Учитывая, что хобот движется равномерно, без остановок и рывков, можно сделать следующие допущения [2]:

1. Колебательный процесс рассматривается за относительно короткий промежуток времени, что дает основание пренебрегать изменениями жесткости масла и коэффициента утечек в связи с нагревом масла;

2. Гидравлические потери учитываются в силе трения;

3. Номинальный расход насоса и настройка клапанов (положение дросселей) принимаются постоянными, не изменяющимися в процессе колебаний;

4. Коэффициент затухания системы значительно меньше частоты колебаний: $\nu \ll \lambda$.

Эти допущения не искажают физическую сущность колебательного процесса и значительно упрощают расчет (погрешности подсчетов при этом незначительны).

Для установления исходных понятий колебаний рассмотрим принципиальную схему гидравлической передачи станка (рис. 1).

Исходя из реальных условий, с учетом упругости системы, на рис. 1 показано расположение сил при движении рабочего органа станка со скоростью $\dot{z}$. Получается система со скоростной связью, где важную роль играет «эквивалентная упругая система и трение» [3]. Сущность этой связи заключается в том, что при перемещении рабочего органа из-за клинового соединения возникает гидродинамическая подъемная сила, которая возрастает со скоростью движения рабочего органа. Эта сила вызывает колебания в продольном направлении с малыми амплитудами. В данной колебательной системе учитывались диссипативные силы (силы трения), в результате действия которых колебания со временем затухают [4].

Поскольку гидродинамическая подъемная сила вызывает колебания с малыми амплитудами, можно, согласно схеме сил (рис. 1), перейти к исследованию линейного дифференциального уравнения

$$-m\frac{d^2z}{dt^2} + R_1 - R_2 - F_{тр} = 0, \qquad (2)$$

где m — приведенная масса (с учетом веса хобота и рабочей жидкости $m = \dfrac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$);

$R_1 = P_1F_1$ — сила напорной полости;

$R_2 = P_2F_2$ — сила сливной полости;

P_1 и P_2 — давления в напорной и сливной полостях системы ($кГ/см^2$);

F_1 и F_2 — рабочие площади поршня со стороны напорной и сливной полостей системы (63,6; 31 $см^2$);

$F_{тр}$ — сила трения ($кГ$).

Если принять, что $F_{тр}$ пропорциональна скорости, то

$$F_{тр} = f\frac{dz}{dt},$$

где f — коэффициент пропорциональности.

Упругая сила $R_1 - R_2 = R$ пропорциональна движению рабочего органа; $R = kz$ (где k — коэффициент пропорциональности).

Таким образом, уравнение (2) преобразуется в

$$m\ddot{z} + f\dot{z} + kz = 0. \qquad (3)$$

Общим решением этого уравнения будет

$$z = De^{-\varepsilon t}\cos(\omega t + \beta), \qquad (4)$$

где D, β — постоянные интегрирования.

Если считать, что движение жесткой системы описывается уравнением типа (4), то

$$m\ddot{z}_1 + f_1\dot{z}_1 + k_1 z_1 = 0, \tag{5}$$

решением которого будет:

$$z_1 = D_1 e^{-\nu t}\cos(\lambda t + \beta_1). \tag{6}$$

Дополнительное перемещение рабочего органа, связанное с упругостью колебательного движения системы, будет:

$$s = Ae^{-\nu t}\cos(\lambda t + \varphi). \tag{7}$$

где $A = C - C_1$ — амплитуда колебания; $\varphi = \beta - \beta_1$ — фаза колебания; t — время колебания, *сек*.

Дифференцируя уравнение (1) по времени, получим:

$$\dot{z} = \dot{z}_1 + \dot{s}, \tag{8}$$

где $\dot{s}$ — скорость дополнительного перемещения, *см/сек*;

$\dot{z}_1 = V_1$ — скорость при условии абсолютно жесткой жидкой рабочей среды в трубопроводе, *см/сек*;

$\dot{z} = V_p$ — основная скорость движения рабочего органа ($V_p = 5 \div 80$ *см/сек*).

Скорость дополнительного перемещения рабочего органа можно получить, дифференцируя (7) по времени

$$\dot{s} = -A\lambda e^{-\nu t}\sin\left(\lambda t + \varphi + \frac{\nu}{\lambda}\right), \tag{9}$$

а ускорение дополнительного перемещения рабочего органа равно:

$$\ddot{s} = -A\lambda^2 e^{-\nu t}\cos\left(\lambda t + \varphi + 2\frac{\nu}{\lambda}\right). \tag{10}$$

Скорость перемещения абсолютно жесткой системы определяется из (11), как предлагается в [2]:

$$V_1 = \frac{Q_1}{F_1}, \tag{11}$$

где Q_1 — расход масла, поступающего в напорную полость цилиндра, *см³/сек*.

Имея значения $\dot{s}$, определяем амплитуду колебания системы. В [2] A определяется, исходя из начальных условий:

$$A = \sqrt{s_0^2 + \frac{\dot{s}_0^2}{\lambda^2}}, \tag{12}$$

т. е. когда $t = 0$, выражения (4) и (5) преобразуются в виде

$$s_0 = A\cos\varphi;$$

$$\dot{s}_0 = -A\lambda\sin\left(\varphi + \frac{\nu}{\lambda}\right). \tag{13}$$

В [2] считается, что если колебание вызвано мгновенным изменением нагрузки с величины R_1 до величины R_2, причем скорость $\dot{x}_0$ в начале процесса равна нулю, то $\varphi=0$, и амплитуда A определяется по формуле

$$A=\frac{R_1-R_2}{m\lambda^2}. \tag{14}$$

Подставляя значение (13) в (12), получим:

$$\operatorname{tg}\varphi=\frac{-\sin\left(\varphi+\frac{\nu}{\lambda}\right)}{\cos\varphi}. \tag{15}$$

Решение уравнения (15) относительно φ дает

$$\varphi=-\frac{\nu}{2\lambda}. \tag{16}$$

Частоту колебаний можно подсчитать по формуле

$$\lambda^2=\frac{C}{m}, \tag{17}$$

где

$$C=C_1^*+C_2^*;\quad \left(C_1^*=\frac{C_1}{t_1};\quad C_2^*=\frac{C_2}{t_2}\right);$$

C_1—жесткость напорной полости гидросистемы по скорости ($кГ/см$):

$$C_1=\frac{E_1F_1^2}{W_1},\qquad t_1=\frac{L}{V_{р.х}};$$

C_2—жесткость сливной полости гидросистемы по скорости ($кГ/см$):

$$C_2=\frac{E_2F_2^2}{W_2},\qquad t_2=\frac{L}{V_{х.х}}.$$

Отсюда

$$\lambda^2=\frac{E_1F_1^2}{mW_1t_1}+\frac{E_2F_2^2}{mW_2t_2}, \tag{18}$$

где E_1, E_2—соответственно модули упругости напорной и сливной полостей гидросистемы (1610 $кГ/см^2$);

W_1, W_2—соответственно объем масла в напорной и сливной полостях гидросистемы.

Если предположить, что поршень гидросистемы (рис. 1) перемещается со скоростью V в некоторый момент времени (принимается за начало отсчета), то сила напорной системы превращается в силу сливной системы. Это дает основу составить уравнение, связывающее перемещение перемещающихся объемов.

Учитывая потенциальную энергию деформации трубопровода и сжатой жидкости [5], а также применив теорему Кастильяно, получим объемную деформацию жидкого звена трубопровода и цилиндра, как функцию $\Delta P = \frac{R_1 - R_2}{F_1}$:

$$\frac{dU}{d(\Delta P)} = 2(C_0 + BF_1 l)\frac{R_1 - R_2}{F_1}. \tag{19}$$

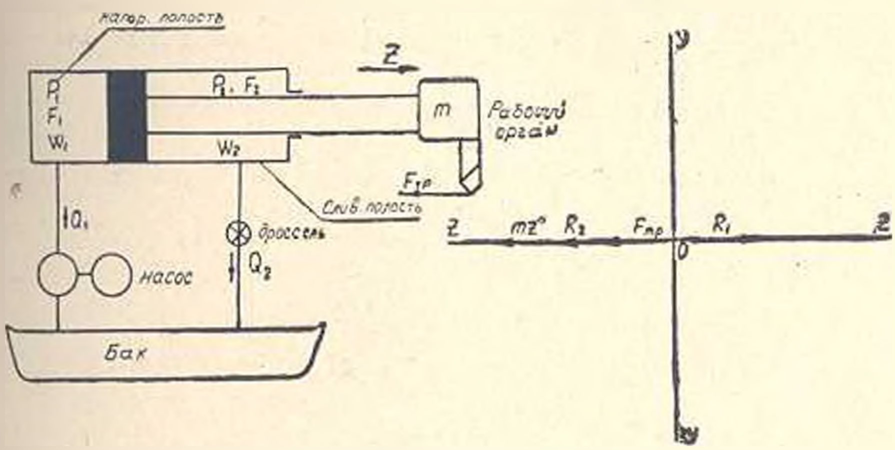

Рис. 1. Схема расположения сил при движении рабочего органа (хобота) станка.

При составлении уравнения объемов двух полостей необходимо учесть и объемную деформацию жидкого звена трубопровода и цилиндра. В рассматриваемом случае можно записать:

$$W = F_0 V_{cp} t_1 + 2(C_0 + BF_1 l)\frac{R_1 - R_2}{F_1}, \tag{20}$$

где коэффициенты C_0 и B определяются как:

$$C_0 = \frac{\pi r_0^3 l_m}{E_m \delta_m} + \frac{\pi r_0^3 l_m}{2E_м}; \tag{21}$$

$$B = \frac{r_ц}{E_ц \delta_ц} + \frac{1}{2E_m}.$$

Здесь

$r_ц$ — внутренний радиус цилиндра (45 *мм*);
r_0 — внутренний радиус трубы (18,5 *мм*);
$\delta_ц$ — толщина стенки цилиндра (20 *мм*);
δ_m — толщина стенки трубопровода (4 *мм*);
l_m — длина трубы (8 *мм*);
l — расстояние поршня от крышки цилиндра (100 *мм*);
$E_ц$ — модуль упругости цилиндра ($2 \cdot 10^6$ *кГ/см²*);
$E_м$ — модуль упругости масла (1600 *кГ/см²*);
E_m — модуль упругости трубы ($2 \cdot 10^6$ *кГ/см²*).

Поскольку цилиндр и трубопроводы изготовлены из стали, модуль упругости которых в 130 ÷ 150 раз превышает модуль упругости рабочей жидкости, то коэффициентами B и C_0 можно пренебречь ввиду их малости. В данном случае уравнение (20) преобразуется как:

$$W_1 = F_1 V_{р.х} l_1; \qquad W_2 = F_2 V_{х.х} l_2. \tag{22}$$

Имея объемы рабочей и сливной полостей, а также зная удельный вес масла γ, можно определить силу в напорной и сливной полостях:

$$R_1 = W_1 \gamma; \quad R_2 = W_2 \gamma. \tag{23}$$

Теперь определим коэффициент затухания ν, который можно представить как сумму двух величин:

$$\nu_{общ} = \nu_{гидр} + \nu_{мех}, \tag{24}$$

где $\nu_{гидр}$ — коэффициент затухания в гидроприводе, 1/*сек*;

$\nu_{мех}$ — коэффициент затухания в механической системе, 1/*сек*.

Так как

$$\nu_{гидр} = \nu_{1гидр} + \nu_{2гидр}, \tag{25}$$

следовательно,

$$\nu_{общ} = \nu_{1гидр} + \nu_{2гидр} + \nu_{мех}, \tag{26}$$

где $\nu_{1гидр}$ — коэффициент затухания в напорной линии гидропривода;

$\nu_{2гидр}$ — коэффициент затухания в сливной линии гидропривода.

В [2] предлагаются следующие эмпирические формулы для определения $\nu_{1гидр}$, $\nu_{2гидр}$ и $\nu_{мех}$:

$$\nu_{1гидр} = \frac{0{,}5\lambda^2 \varepsilon_1 \dfrac{C_1^* q_1}{F_1^2}}{\left(\dfrac{C_1^* q_1}{F_1^2}\right)^2 + \lambda^2}; \qquad \nu_{2гидр} = \frac{0{,}5\lambda^2 \varepsilon_2 \dfrac{C_1^* q_2}{F_2^2}}{\left(\dfrac{C_2^* q_2}{F_2^2}\right)^2 + \lambda^2}; \qquad \nu_{мех} = \frac{F_{тр}}{2m V_{р}}.$$

Подставляя (24) в уравнение (26), получим:

$$\nu_{общ} = \frac{0{,}5\lambda^2 \varepsilon_1 \dfrac{C_1^* q_1}{F_1^2}}{\left(\dfrac{C_1^* q_1}{F_1^2}\right)^2 + \lambda^2} + \frac{0{,}5\lambda^2 \varepsilon_2 \dfrac{C_2^* q_2}{F_2^2}}{\left(\dfrac{C_2^* q_2}{F_2^2}\right)^2 + \lambda^2} + \frac{F_{тр}}{2m V_{р.х}}, \tag{27}$$

где q_1, q_2 — удельные утечки, которые принимаются $\left(\varepsilon_1 = \dfrac{C_1^*}{C_1^* + C_2^*};\right.$ $\left.\varepsilon_2 = \dfrac{C_2^*}{C_1^* + C_2^*}\right)$ равными в данном случае $\left(q_1 = q_2 = 2{,}3 \dfrac{см^2}{кГ.сек}\right)$.

Время затухания при колебании гидросистемы определяется как

$$\tau_e = \frac{1}{\nu}. \tag{28}$$

В табл. 1. сведены все данные по определению колебательного движения хобота станка при работе гидропривода. Окончательное уравнение среднего значения $s_{ср}$ после подсчета можно представить в следующем виде:

$$s_{ср} = 50 \cdot 10^{-4} e^{-\nu t} \cos(85\pi t + \varphi). \tag{29}$$

Определить исходные понятия A, λ, ν, φ можно и экспериментальным путем, с помощью малоинерционной аппаратуры, обладающей большой прочностью при регистрации сигнала перемещения.

Таблица 1

$V_{рх}$, *см/сек*	5	13,3	20,8	27,5	33,3	40	60	78,3
$V_{хх}$, *см/сек*	13,3	26,6	53,3	53,3	80	80	80	80
W_1, *см*^{3}	318	346	1323	1750	2118	2544	3816	4980
W_2, *см*^{3}	1652	1652	1652	1652	2480	2480	2480	2480
t_1 *сек*	16,5	8	4	3	2,3	2	1,3	1,0
t_2 *сек*	5	3	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0
C_1', *кГ/см. сек*	74314	122004	122878	126802	130088	130426	131494	132353
C_2', *кГ/см. сек*	82838	61931	61931	61918	61918	61918	61918	61918
C, *кГ/см*	157153	183935	184797	188720	192006	192344	193412	194271
m, $\frac{кГ\cdot сек}{см}$	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
$\lambda_{расч}$, 1/*сек*	845	914	916	926	934	936	937	940
$\lambda_{эксп}$, 1/*сек*	880	945	955	971	980	991	1005	1080
ξ_1	0,47	0,66	0,66	0,67	0,68	0,68	0,68	0,68
ξ_2	0,53	0,34	0,34	0,33	0,32	0,32	0,32	0,32
$\nu_{гидр}$, 1/*сек*	7,3	22,9	23,1	24,1	25,2	25,3	25,4	25,6
$\nu_{гидр}$, 1/*сек*	40,1	24,4	24,4	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7
$\nu_{мех}$, 1/*сек*	6,1	7,3	8,4	8,9	9,2	9,7	10,6	12,2
$\nu_{общ}$, 1/*сек*	53,5	54,6	55,9	56,4	58,1	58,7	59,7	61,5
τ_{e_1}, *сек*	1/7,3	1/23	1/23,1	1/24,1	1/25,2	1/25,3	1/25,4	1/25,6
τ_{e_2}, *сек*	1/40	1/24,4	1/24,4	1/23,7	1/23,7	1/23,7	1/23,7	1/23,7
τ_{e}, *сек*	1/6,1	1/7,3	1/8,4	1/9	1/9,2	1/9,7	1/10,6	1/12,2
$\tau_{e\,общ}$, *сек*	1/63,5	1/51,6	1/55,9	1/56,4	1/58,1	1/58,7	1/59,7	1/61,5
$A_{расч}$, *мкм*	65,5	64,4	63,8	63,3	62,9	62,3	61,7	60,4
$A_{эксп}$, *мкм*	65,9	64,1	63,7	63	62,7	62	61	59,8

Измерительные элементы, в основном, были построены в проволочных датчиках, поэтому в исследовании использовался восьмиканальный усилитель к осциллографу типа Н—102.

Колебания вызывались, изменяя нагрузку напорной полости цилиндра, т. е. изменяя скорость перемещения хобота.

Регистрация, а также анализ колебаний показали, что с увеличением скорости перемещения хобота увеличивается частота и амплитуда колебаний, но диапазон этих изменений не переходит среднечастотную зону вибрации. Вибрация быстрозатухающая в основном при больших скоростях $\left(\tau_e = \frac{1}{18} \div \frac{1}{20}\ сек\right)$.

На рис. 2 представлено изменение расчетных и экспериментальных величин частоты и амплитуды колебания при изменении скорости перемещения хобота. Как показывают кривые, несовпадение эксперимента с аналитическим подсчетом составляет около 10 ÷ 15%, что вполне удовлетворяет практическим требованиям. Однако приведенные

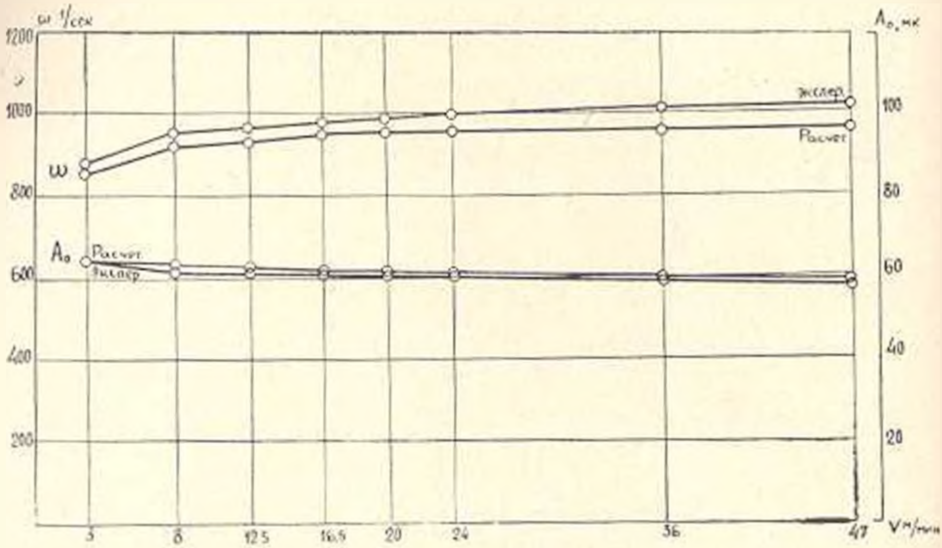

Рис. 2. Изменение частоты и амплитуды колебания при изменении скорости перемещения хобота

на рис. 2 данные не полностью характеризуют динамическое состояние хобота при его перемещении (без резания) ввиду увеличения давления в напорной полости цилиндра. Динамическая характеристика станка от гидравлического привода можно представить в форме амплитудно-частотной характеристики. Учитывая, что колебания происходят только при перемещении ползуна, можно написать амплитудно-фазово-частотную характеристику, описываемую одной нормальной координатой, в виде:

$$W_{\text{гидр}} = U + iV.$$

Согласно [3], U и V равны:

$$U = \frac{k_1(1 - T_1^2\omega^2)}{(1 - T_1^2\omega^2)^2 + T_2^2\omega^2};$$

$$V = \frac{-k_1 T_2 \omega}{(1 - T_1^2\omega^2)^2 + T_2^2\omega^2}. \quad (30)$$

Задаваясь значением частоты ω в рабочем диапазоне, получим амплитудно-фазово-частотную характеристику системы, где

$$\varphi_1 = \operatorname{arc\,tg} \frac{T_2\omega}{1 - T_1^2\omega^2}. \quad (31)$$

$$A_0 = \frac{k_1}{\sqrt{T_2^2\omega^2 + (1 - T_1^2\omega^2)^2}}.$$

Результаты расчетов по (30) и (31) приведены на рис. 3. Остальные скорости перемещения будут аналогичны. Таким образом, как показывает АФЧХ (рис. 3), ЗУС (замкнутая упругая система) с одной степенью свободы не пересекает отрицательную ветвь вещественной оси, и, следовательно, система достаточно устойчива. Это означает, что при зависимости силы трения только от нормальной контактной

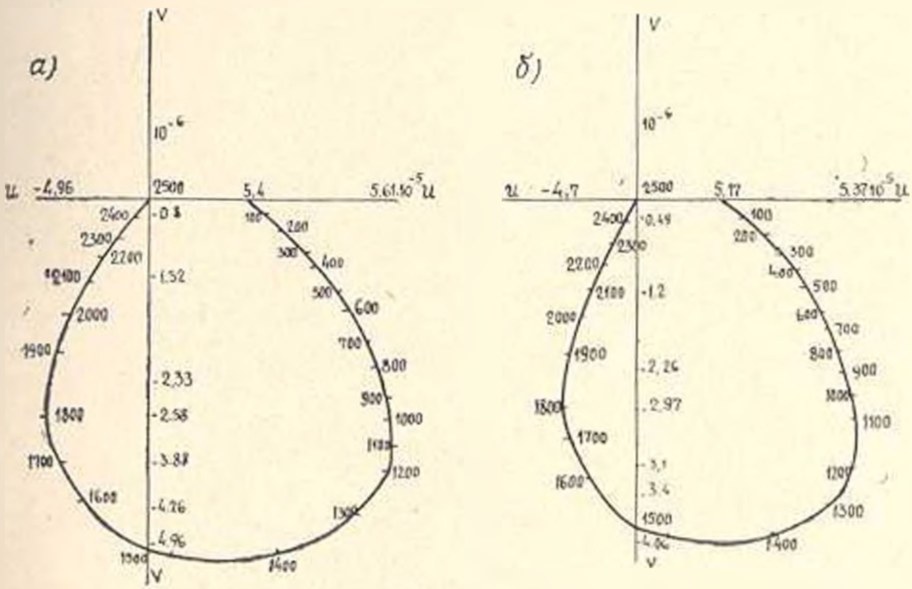

Рис. 3. Амплитудно-фазово-частотная характеристика системы при скоростей перемещения хобота: *а*—13 *см/сек*; *б*—60 *см/сек*

деформации или только от нормального движения возможность неустойчивого движения хобота, имеющего строго тангенциальное смещение трущихся тел, полностью исключается. Но, если гидродинамические силы увеличиваются из-за неполадок станка, то возникают колебания, и устойчивость ЗУС нарушается. Таким образом, причинами возникновения колебаний являются:

1. Увеличение коэффициента трения μ от предельного его значения.

2. Увеличение скорости перемещения хобота от предельного значения $V_{пред}$.

Поступило 21.I.1974

Մ. Վ. ԿԱՍՅԱՆ, Հ. Բ. ԲԱՂԴԱՍԱՐՅԱՆ, Հ. Հ. ՀԱՐՈՒԹՅՈՒՆՅԱՆ

7Մ36 ՌԱՆԴՄԱՆ ՀԱՍՏՈՑԻ ՀԻԴՐՈՇԱՐԺԱԲԵՐԻՑ ԱՌԱՋԱՑԱԾ ԹՐԹՌՈՒՄՆԵՐԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Ուսումնասիրված են 7Մ36 հաստոցի հիդրոշարժաբերից առաջացած թրթռումների հիմնական պատճառները։ Արտածված են տեղաշարժման հավասարումներ հաստոցի բանվորական հանգույցի համար, առանց կտրման ընթացքի ժամանակ, և կազմված է այդ նույն հանգույցի համար ԱՓՀԲ-ն։

Ստացված հաշվարկային հավասարումները ստուգվել են փորձով։ Հաշվարկային և փորձնական արդյունքները տալիս են բավարար զուգադիպություն։

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Лоиченко И. З.* Автоколебания в гидропередачах металлорежущих станков. 1958.
2. *Коминецкий Т. И.* Продольные колебания при гидравлическом приводе станка, «Станки и инструмент», № 9. 1956.
3. *Кудинов В. А.* Динамика станков. Машгиз. 1967.
4. *Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А.* Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. Физматгиз. 1963.
5. *Жуковский Н. Е.* О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. 1949.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, №2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Ю. Л. САРКИСЯН

КВАДРАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РАЗОМКНУТОЙ ТРЕХЗВЕННОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ С ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ ПАРАМИ

В последнее время значительное внимание уделяется развитию простых механических систем, осуществляющих пространственное перемещение объекта через заданные позиции или же по определенному закону движения. Подобные системы находят растущее применение в практике конструирования систем ориентации и сканирования, биомеханических устройств, автооператоров и различных механизмов автоматического действия со сложным движением исполнительного органа. В свете сказанного большое значение приобретают вопросы синтеза двухэлементных звеньев и других кинематических цепей, связывающих объект с системой отсчета.

Методы синтеза разомкнутых кинематических цепей для точного воспроизведения ограниченного числа заданных положений разработаны в [1], [2], [4]. Однако, при задании неограниченного числа конечно-удаленных положений или некоторого непрерывного закона движения эти методы неприменимы, что делает необходимым разработку методов синтеза, обеспечивающих практически допускаемое приближение к требуемым движениям.

В настоящей статье рассматривается задача синтеза трехзвенной кинематической цепи, состоящей из системы отсчета, ведомого объекта и промежуточного двухэлементного звена с вращательными парами, с использованием метода квадратичного приближения. Применительно к аналогичной цепи с цилиндрическими парами данная задача решена в [3].

Постановка задачи. Объект e совершает пространственное движение относительно системы отсчета E, координатные системы $oxyz$ и $OXYZ$ неразрывно связаны с e и E соответственно (рис. 1). Движение e может быть задано неограниченным числом N конечно-удаленных положений или же уравнениями, связывающими выбранные обобщенные координаты.

Рассматриваемая задача формулируется следующим образом: определить положения осей z_e и z_E подвижной и неподвижной цапф относительно систем $oxyz$ и $OXYZ$ соответственно, а также величину h расстояния между z_e и z_E так, чтобы после введения промежуточного двухэлементного звена движение (положения) объекта e оставалось насколько возможно близким к заданному.

Пусть A_1 и A_2—точки пересечения неподвижной оси вращения σ_F с плоскостями XOZ и YOZ, а B_1 и B_2—точки пересечения подвижной оси вращения σ_e с плоскостями xoz и yoz. Указанные четыре точки и расстояние h между осями σ_e и σ_F (усредненное значение) полностью определяют проектируемое двухэлементное звено, и, поэтому, синтез сводится к определению координат точек A_1 и A_2 в системе

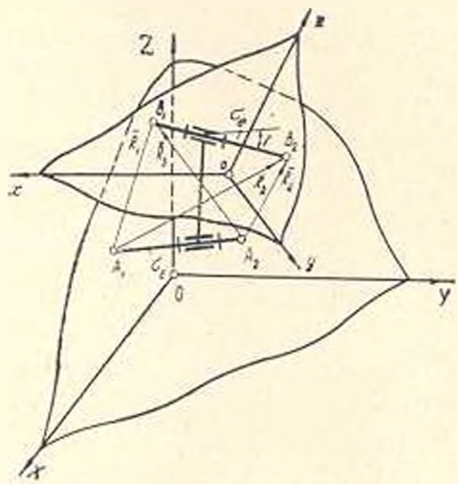

Рис. 1

$OXYZ$, координат точек B_1 и B_2 в системе $oxyz$ и величины h. Таким образом, подлежат определению 9 скалярных величин.

Расстояния $A_1B_{1i}=R_{1i}$, $A_1B_{2i}=R_{2i}$, $A_2B_{1i}=R_{3i}$, $A_2B_{2i}=R_{4i}$ между точками искомых осей в соответствии с вышеприведенной постановкой задачи должны по возможности мало отличаться от постоянной в заданных N положениях системы e. Обозначим через R_1, R_2, R_3, R_4 размеры A_1B_1, A_2B_1, A_1B_2, A_2B_2 проектируемого звена. Легко убедиться, что искомые параметры должны минимизировать в заданных положениях взвешенные разности следующего вида:

$$\Delta_{q_{1i}}=R_{1i}^2-R_1^2=-2\left(X_{B_{1i}}X_{A_1}+Z_{B_{1i}}Z_{A_1}+H_1-\frac{1}{2}R_{1i}^2\right);$$

$$\Delta_{q_{2i}}=R_{2i}^2-R_2^2=-2\left(X_{B_{2i}}X_{A_1}+Z_{B_{2i}}Z_{A_1}+H_2-\frac{1}{2}R_{2i}^2\right);$$

$$\Delta_{q_{3i}}=R_{3i}^2-R_3^2=-2\left(Y_{B_{1i}}Y_{A_2}+Z_{B_{1i}}Z_{A_2}+H_3-\frac{1}{2}R_{3i}^2\right);$$

$$\Delta_{q_{4i}}=R_{4i}^2-R_4^2=-2\left(Y_{B_{2i}}Y_{A_2}+Z_{B_{2i}}Z_{A_2}+H_4-\frac{1}{2}R_{4i}^2\right).$$

где

$$H_1=\frac{1}{2}(R_1^2-R_{A_1}^2);\quad H_2=\frac{1}{2}(R_2^2-R_{A_1}^2);\quad H_3=\frac{1}{2}(R_3^2-R_{A_2}^2);$$

$$H_4=\frac{1}{2}(R_4^2-R_{A_2}^2).$$

Вывод расчетных уравнений синтеза. Сначала составим суммы квадратов всех четырех взвешенных разностей для N заданных положений, обозначая их через S_1, S_2, S_3 и S_4 соответственно, т. е.

$$S_j=\sum_{i=1}^{N}\Delta^2_{q_{ji}}.\qquad \begin{array}{l} i=1,\ 2,\ 3,\ \ldots\ N \\ j=1,\ 2,\ 3,\ 4 \end{array}$$

Далее рассмотрим условия стационарности сумм S_1 и S_2:

$$\frac{\partial S_1}{\partial X_{A_1}}=0;\quad \frac{\partial S_1}{\partial Z_{A_1}}=0;\quad \frac{\partial S_1}{\partial H_1}=0;\quad \frac{\partial S_2}{\partial X_{A_1}}=0;\quad \frac{\partial S_2}{\partial Z_{A_1}}=0;$$

$$\frac{\partial S_2}{\partial H_2}=0.$$

После ряда преобразований эти условия могут быть сведены к четырем линейным уравнениям относительно X_{A_1} и Z_{A_1}

$$\begin{bmatrix} \sum\limits_{i=1}^{N}X^2_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}} & \sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}Z_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}} \\ \sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}Z_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}} & \sum\limits_{i=1}^{N}Z^2_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}} \end{bmatrix}\times$$

$$\times\begin{bmatrix} X_{A_1} \\ Z_{A_1} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}R_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}X_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}R_{B_{ji}} \\ \sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}}R_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}R_{B_{ji}} \end{bmatrix}. \qquad (1)$$

$j=1,\ 2.$

Используя условия стационарности сумм S_3 и S_4

$$\frac{\partial S_3}{\partial Y_{A_2}}=0;\quad \frac{\partial S_3}{\partial Z_{A_2}}=0;\quad \frac{\partial S_3}{\partial H_3}=0;\quad \frac{\partial S_4}{\partial Y_{A_2}}=0;\quad \frac{\partial S_4}{\partial Z_{A_2}}=0;\quad \frac{\partial S_4}{\partial H_4}=0,$$

можно получить еще четыре уравнения, линейные относительно Y_{A_2} и Z_{A_2}.

$$\begin{bmatrix} \sum\limits_{i=1}^{N}Y^2_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}} & \sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}}Z_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}} \\ \sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}}Z_{B_{ji}}-\frac{1}{N}Y_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}} & \sum\limits_{i=1}^{N}Z^2_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}} \end{bmatrix}\times$$

$$\times\begin{bmatrix} Y_{A_2} \\ Z_{A_2} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}}Z_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Y_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}R_{B_{ji}} \\ \sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}}R_{B_{ji}}-\frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N}Z_{B_{ji}}\sum\limits_{i=1}^{N}R_{B_{ji}} \end{bmatrix}. \qquad (2)$$

Условия, необходимые для совместности линейных уравнений (1), записываются в виде (3) и (4).

$$\begin{vmatrix}
\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}}^2 - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} Z_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} R_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} R_{B_{1i}} \\
\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} Z_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}}^2 - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} R_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} R_{B_{1i}} \\
\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}}^2 - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} Z_{B_{2i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} R_{B_{2i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} \sum\limits_{i=1}^{N} R_{B_{2i}}
\end{vmatrix} = 0; \quad (3)$$

$$\begin{vmatrix}
\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}}^2 - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} Z_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} R_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} R_{B_{1i}} \\
\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} Z_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}}^2 - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} R_{B_{1i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{1i}} \sum\limits_{i=1}^{N} R_{B_{1i}} \\
\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} Z_{B_{2i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} X_{B_{2i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}}^2 - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}} \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}} & \sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}} R_{B_{2i}} - \frac{1}{N}\sum\limits_{i=1}^{N} Z_{B_{2i}} \sum\limits_{i=1}^{N} R_{B_{2i}}
\end{vmatrix} = 0. \quad (4)$$

Аналогично, для совместности системы (2) должны быть удовлетворены условия (5) и (6).

$$\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^{N} Y^2_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} Z_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} R_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} R_{\text{в}1i} \\ \sum_{i=1}^{N} Y^2_{\text{в}1i} Z_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Z^2_{\text{в}1i} Z_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} R_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} R_{\text{в}1i} \\ \sum_{i=1}^{N} Y^2_{\text{в}2i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} & \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} Z_{\text{в}2i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}2i} & \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} R_{\text{в}2i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} \sum_{i=1}^{N} R_{\text{в}2i} \end{vmatrix} = 0; \quad (5)$$

$$\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^{N} Y^2_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} Z_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} R_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} R_{\text{в}1i} \\ \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} Z_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Z^2_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} & \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} R_{\text{в}1i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}1i} \sum_{i=1}^{N} R_{\text{в}1i} \\ \sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} Z_{\text{в}2i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_{\text{в}2i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}2i} & \sum_{i=1}^{N} Z^2_{\text{в}2i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}2i} \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}2i} & \sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}2i} R_{\text{в}2i} - \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Z_{\text{в}2i} \sum_{i=1}^{N} R_{\text{в}2i} \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

Таким образом, получена система четырех уравнений шестой степени (3)÷(6) относительно x_{B_1}, z_{B_1}, y_{B_2}, z_{B_2}, которую можно решить лишь численными методами. Среди решений данной системы следует отыскать те сочетания координат B_1 и B_2, которые минимизируют суммы S_1, S_2, S_3, S_4. Имея точки B_1 и B_2, из линейных систем (1) и (2) можно определить координаты точек A_1 и A_2.

Максимальное число положений, при котором найденное решение может обращать в нуль S_1, S_2, S_3, S_4, следовательно, и $\Delta_{q_{1i}}$, $\Delta_{q_{2i}}$, $\Delta_{q_{3i}}$, $\Delta_{q_{4i}}$, равно трем. Вопрос о максимальном числе звеньев рассматриваемого типа, совместных с тремя положениями движущейся системы, в последние годы обсуждался в различных источниках, но исчерпывающий ответ на этот вопрос дан лишь в диссертационной работе Л. Цая [4], а именно: всегда существует два и только двухэлементных звена с вращательными парами, которые точно воспроизводят заданные три положения системы e, и, следовательно, в качестве генератора трех произвольно заданных положений объекта может послужить механизм Беннета. Таким образом, двухэлементные звенья, спроектированные вышеописанным методом, при $N>3$ могут обеспечить лишь приближение к заданным движениям объекта.

Проектирование рассматриваемой кинематической цепи заканчивается определением длины h двухэлементного промежуточного звена. С этой целью необходимо предварительно вычислить расстояние между z_e и z_E в N заданных положениях

$$d_i = \frac{\begin{vmatrix} X_{B_{1i}} - X_{A_1} & Y_{B_{1i}} & Z_{B_{1i}} - Z_{A_1} \\ m_{Ei} & n_{Ei} & l_{Ei} \\ M_E & N_E & L_E \end{vmatrix}}{\sin\gamma_i}, \qquad i=1,\ 2,\ 3,\ \ldots\ N$$

где m_E, n_E, l_E и M_E, N_E, L_E суть тройки направляющих косинусов z_e и z_E относительно неподвижных осей координат; γ_i—угол между z_e и z_E в i-ом положении, определяемый по формуле

$$\gamma_i = \arccos(M_E m_{Ei} + n_{Ei} N_E + l_{Ei} L_E).$$

В вышеприведенных выражениях значения m_{Ei}, n_{Ei}, l_{Ei} вычисляются по известным формулам линейного преобразования:

$$\begin{bmatrix} m_{Ei} \\ n_{Ei} \\ l_{Ei} \end{bmatrix} = [T_i] \begin{bmatrix} m_e \\ n_e \\ l_e \end{bmatrix}, \qquad i=1,\ 2,\ \ldots\ N$$

где $[T_i]$—известная ортогональная матрица вращения, составленная из направляющих косинусов осей ox, oy, oz, а m_e, n_e, l_e—найденные значения направляющих косинусов оси z_e относительно объекта e (системы $oxyz$).

Искомую величину h находим после усреднения по модулю предельных значений $h_i^{\max}$ и $h_i^{\min}$, т. е.

$$h=\frac{|h_i^{\max}|+|h_i^{\min}|}{2}.$$

ЕрПИ им. К. Маркса Поступило 25.II.1974

Յու. Լ. ՍԱՐԳՍՅԱՆ

ՊՏՏՎՈՂ ԶՈՒՅԳԵՐՈՎ ԶՓԱԿՎԱԾ ԵՌՕՂԱԿ ԿԻՆԵՄԱՏԻԿԱԿԱՆ ՇՂԹԱՅԻ ՔԱՌԱԿՈՒՍԱՅԻՆ ՍԻՆԹԵԶԸ

Ամփոփում

Հոդվածում դիտարկվում է անշարժ օղակից, շարժվող օբյեկտից և միջանկյալ երկտարր պտտական զույգերով օղակից բաղկացած կինեմատիկական շղթայի քառակուսային սինթեզը օբյեկտի դիրքերի ցանկացած թվի դեպքում։ Խնդիրը բերվում է չորս քաշային տարբերությունների համատեղ մինիմիզացման պայմանին, որը նկարագրվում է չորս անհայտներով չորս 6-րդ աստիճանի հավասարումների սիստեմով։ Ստացված արդյունքները գործնական հետաքրքրություն են ներկայացնում ավտոօպերատորների նախագծման համար։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Росс Б.* Теория конечных положений в применении к синтезу механизмов. Прикладная механика, № 4. «Мир», 1967.
2. *Чен П., Росс Б.* Расчетные уравнения для синтеза кинематических цепей по раздельным и бесконечно близким положениям. «Конструирование и технология машиностроения», № 1. 1969.
3. *Саркисян Ю. Л.* Квадратический синтез двухэлементного звена с цилиндрическими парами. «Машиностроение», № 4, 1974.
4. *Lung-Wen Tsai*, Design of Open Loop Chains For Rigid Body Guidance.—PhD Dissertation, Stanford University, 1972.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

К. Х. ШАХБАЗЯН, Д. А. ДЖАГАЦПАНЯН

К ВОПРОСУ ИНВЕРТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ КРИВЫХ

1. **Инвертирование шатунных кривых шарнирных четырехзвенников.** С помощью инверсоров можно получить механизмы для образования алгебраических кривых различных порядков [1, 2]. Наиболее известно использование инверсоров: для преобразования окружности в прямую и в другую окружность, для преобразования кривых 3-го и 4-го порядков в конические сечения. Эти преобразования широко используются в современной технике, например, для автоматической фокусировки объектов.

Шатунные кривые шарнирного четырехзвенника могут быть инвертированы посредством шарнирного восьмизвенного механизма, в состав которого входит заданный шарнирный четырехзвенник.

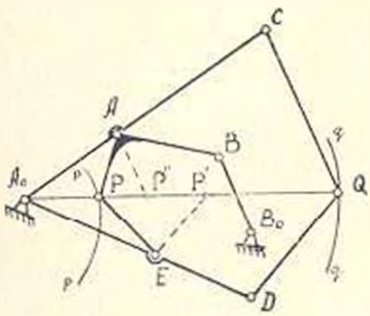

Рис. 1

Если за полюс полярной системы координат принять точку A_0 (рис. 1), то A_0P будет радиусом-вектором кривой, воспроизводимой шатунной точкой P шарнирного четырехзвенника A_0ABB_0. Механизм, инвертирующий шатунную кривую $p-p$ в кривую $q-q$, может быть построен следующим образом. Присоединяя шарнирами вращения произвольную диаду A_0EP к точкам A_0 и P, получим шарнирный шестизвенник A_0EPABB_0. Затем к звеньям A_0A и A_0E соответственно в точках C и D шарнирами вращения присоединяем диаду CQD так, чтобы точка Q в процессе работы механизма находилась на прямой A_0P. На прямой A_0P отметим точки P' и P'' так, чтобы $EP' = EP$ и $AP'' = AP$. Для нахождения точки Q на прямой A_0P необходимо и достаточно, чтобы соблюдалось условие:

$$DQ \parallel EP'; \quad CQ \parallel AP''.$$

Следовательно, $\triangle A_0CQ \sim \triangle A_0AP''$ и $\triangle A_0DQ \sim \triangle A_0EP'$. Из подобия треугольников следует:

$$\frac{A_0C}{A_0A} = \frac{CQ}{AP''} = \frac{CQ}{AP}, \tag{1.1}$$

$$\frac{A_0D}{A_0E}=\frac{DQ}{EP'}=\frac{DQ}{EP}. \tag{1.2}$$

При заданном коэффициенте инверсии k положение точки Q на прямой A_0P в любом положении механизма будет вполне определенным. Следовательно, отрезок A_0C определится однозначно, исходя из условия инверсии:

$$A_0P\cdot A_0Q=k^2=\text{const}. \tag{1.3}$$

После отсоединения звена BB_0 (рис. 1) будем иметь схему шарнирно-рычажного механизма инверсора [1]. Следовательно, кинематическая схема восьмизвенного механизма инвертирует шатунную кривую $p-p$ в кривую $q-q$ согласно выражению (1.3).

При проектировании инвертирующего механизма могут быть наложены дополнительные требования. В частности, может быть задан вид инверсора, входящего в состав инвертирующего механизма. В этом случае задачу решаем в той же последовательности, но присоединяемая к четырехзвеннику диада A_0EP не всегда может быть произвольной. Например, при проектировании механизма для инвертирования шатунной кривой точки P четырехзвенника A_0ABB_0, имеющего в своем составе механизм инверсора с параллелограммом и антипараллелограммом (рис. 2), длины звеньев диады A_0DP заранее известны: $A_0D=AP$; $DP=A_0A=A_0C=DQ$. Дальнейшее построение механизма очевидно из рис. 2.

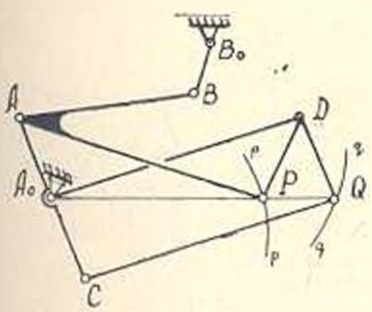

Рис. 2

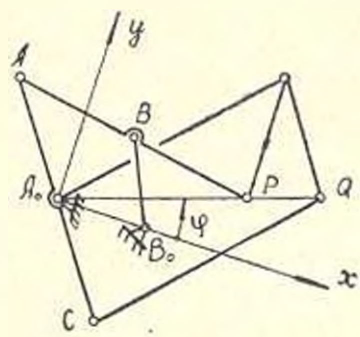

Рис. 3

Построение механизмов, инвертирующих шатунную кривую $p-p$ шарнирного четырехзвенника в кривую $q-q$ и имеющих в своем составе произвольную схему механизма инверсора, производится аналогично.

В работе [3] даны соотношения длин звеньев шарных механизмов для воспроизведения кривых четвертого порядка, инвертирующихся в конические сечения:

$$\rho=\sqrt{a^2-c^2\sin^2\varphi}; \quad (1.4) \qquad \rho=(d+c)\cos\varphi+\sqrt{a^2-c^2\sin^2\varphi}; \quad (1.5)$$

$$\rho=d\sin\varphi+c\cos\varphi+\sqrt{a^2-c^2\sin^2\varphi}, \tag{1.6}$$

где a, c и d — постоянные параметры; φ—полярный угол.

Для воспроизведения кривой (1.4) предложена [3] схема шарнирного четырехзвенника, а для кривых (1.5) и (1.6) предложены схемы шарнирных шестизвенников, которые преобразуются в шарнирные четырехзвенники. Так как кривые (1.4), (1.5) и (1.6) являются шатунными кривыми шарнирных четырехзвенников, то они могут инвертироваться в кривые конического сечения посредством шарнирных восьмизвенников. Для иллюстрации возьмем кривую (1.4).

$$\rho_Q\cdot\rho_P=k^2, \tag{1.7}$$

где

$$\rho_P=\sqrt{a^2-c^2\sin^2\varphi}.$$

Переходя к прямоугольной системе координат, получим:

$$\frac{x^2}{\left(\frac{k^2}{a}\right)^2}+\frac{y^2}{\left(\frac{k^2}{\sqrt{a^2-c^2}}\right)^2}=1. \tag{1.8}$$

При $a>c$ выражение (1.8) будет уравнением эллипса, при $a<c$ — гиперболы.

Механизм для воспроизведения кривой (1.8) изображен на рис. 3, где приняты следующие обозначения:

$$AP=A_0D=CQ=a; \qquad A_0B_0=BB_0=c/2;$$
$$A_0A=A_0C=AB=BP=DP=DQ=a/2.$$

Отметим, что при $c=a$ исходный четырехзвенник превращается в ромб, точка Q механизма, изображенная на рис. 3, чертит прямую.

Так как все точки шатуна AB совершают круговое движение по окружности радиуса $A_0A=a/2$, то вместо ромба можно взять параллелограмм с тем же кривошипом $A_0A=B_0B=a/2$ и произвольным шатуном. Следовательно, при воспроизведении точкой Q одного и того же участка прямой геометрическим местом возможных положений центра шарнира B_0 является прямая A_0x.

Направляющие механизмы Посселье-Липкина можно рассматривать как частные случаи данного преобразования. При совпадении шарниров P и B (рис. 1) имеем направляющий механизм по окружности, если при этом $A_0B_0=BB_0$, то имеем направляющий механизм по прямой.

Изложенный способ может быть применен для четырехзвенных механизмов, имеющих в своем составе поступательные пары для пятизвенных и шестизвенных механизмов и, частично, для механизмов, количество звеньев которых больше шести. Отметим, что количество звеньев образованного (инвертирующего) механизма всегда на четыре больше количества звеньев исходного механизма.

2. Синтез прямил типа механизма Эванса. В механизмах рассматриваемого типа траектория чертящей точки A (рис. 4) должна мало уклоняться от прямой, заданной уравнением

$$y_0 = kx_0.$$

В этом случае [4] задача сводится к определению функции

$$\varphi(\theta) = y - kx,$$

где x и y — координаты точки A. Однако практическое решение задачи по определению функции $\varphi(\theta)$, удовлетворяющей поставленным условиям, связано со значительными трудностями. В связи с этим целесообразно рассмотреть задачу в несколько иной постановке, приводящей к определению размеров звеньев искомого механизма по простым формулам.

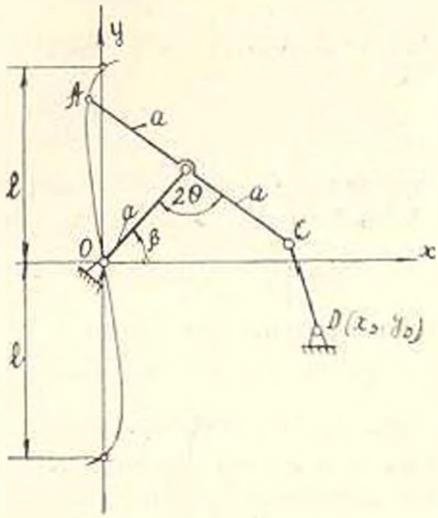

Рис. 4.

Из рис. 5 видно, что между отклонениями траекторий шатунных точек A и C от принятых координатных осей Ox и Oy существует зависимость:

$$\frac{m}{n} = -\operatorname{tg}\left(\beta - \frac{\delta}{2}\right), \tag{2.1}$$

где m — отклонение траектории шатунной точки A от оси Oy; n — отклонение траектории шатунной точки C от оси Ox; β — угол между осью Ox и звеном OB, δ — угол между положениями шатуна при точно прямолинейном и приближенно прямолинейном движении (при одном и том же положении звена OB).

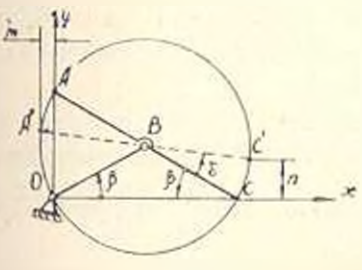

Рис. 5.

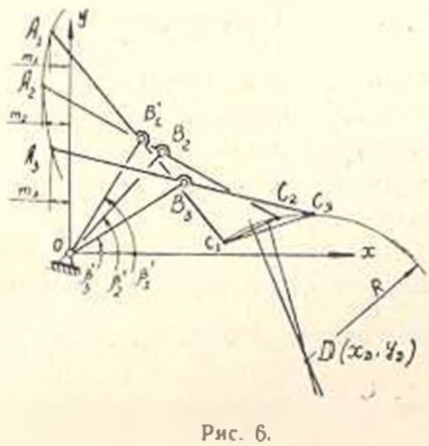

Рис. 6.

В любом положении механизма, при заданном значении отклонения m_i, величина угла δ_i определяется из выражений:

$$a[\cos\beta_i - \cos(\beta_i - \delta_i)] = m_i, \tag{2.2}$$

при заданном угловом интервале приближения, или

$$\sin\frac{\delta_i}{2} = \frac{m_i}{l_i} \tag{2.3}$$

при заданном линейном интервале приближения (где l_i — расстояние AO в i-ом положении механизма).

При $\left|\beta_i - \frac{\delta_i}{2}\right| < \frac{\pi}{4}$ из выражения (2.1) вытекает следующее важное неравенство:

$$|m_i| < |n_i|. \tag{2.4}$$

Отметим, что для обеспечения линейного интервала приближения $2l = 1.5a$, с отклонениями в крайних положениях механизма равными нулю, достаточно взять $\beta = 22°$. Тогда

$$|m_i| < 0{,}4|n_i|,$$

так как

$$\left|\beta_i - \frac{\delta_i}{2}\right| < 22°.$$

При симметричном относительно началу координат O линейном интервале приближения $2l$ имеем асимметрично расположенный относительно оси Ox угловой интервал приближения

$$\left|\beta_1 = \arcsin\frac{l}{2a} - \frac{\delta}{2}; \qquad \beta_2 = -\left(\arcsin\frac{l}{2a} + \frac{\delta}{2}\right)\right|,$$

а при симметричном относительно оси Ox угловом интервале приближения $\pm\beta$ получается асимметричный линейный интервал приближения

$$\left|l_1 = 2a\sin\left(\beta + \frac{\delta}{2}\right); \qquad l_2 = 2a\sin\left(\beta - \frac{\delta}{2}\right)\right|.$$

В обоих случаях несимметричность интервалов приближения незначительна и практически их можно считать симметричными. При нулевых отклонениях ($m=0$, $n=0$) в крайних положениях механизма как линейный, так и угловой интервалы приближения являются симметричными.

В указанных прямилах относительными параметрами (при $a=1$) являются R, x_D и y_D, которые определяются следующим образом.

В интервале приближения для трех положений звена OB ($\beta_1 = \beta$; $\beta_2 = \frac{3}{4}\beta$; $\beta_3 = \frac{\beta}{2}$ — зона максимального отклонения m) задаем величины отклонения траектории шатунной точки A (рис. 6) от оси Oy, т. е. m_1, m_2 и m_3, и определяем соответствующие положения шатунной точки $C[C_1(x_1, y_1);\ C_2(x_2, y_2);\ C_3(x_3, y_3)]$. Координаты точки C_i определяются из следующих выражений:

$$x_i = 2\cos\beta_i - m_i;\quad y_i = \sin\beta_i - \sin(\beta_i - \delta_i). \tag{2.5}$$

где величина угла $(\beta_i - \delta_i)$ определяется посредством формулы (2.2). После вычисления x_i и y_i определяем координаты неподвижного шарнира D, т. е. x_D и y_D. Центр неподвижного шарнира D находится на перпендикуляре, восстановленном в середине отрезка между точками C_i. Поэтому уравнение прямой, на которой находится неподвижный шарнир D, примет вид:

$$(x_1 - x_i)(2x - x_1 - x_i) + (y_1 - y_i)(2y - y_1 - y_i) = 0. \tag{2.6}$$

Число уравнений (2.6) будет на единицу меньше числа заданных положений точки A. При определении трех параметров механизма имеем два уравнения вида (2.6).

Уравнения прямых, на которых находится центр шарнира D, после соответствующих преобразований принимают вид:

$$2x(x_1 - x_2) + 2y(y_1 - y_2) + x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 = 0;$$
$$2x(x_1 - x_3) + 2y(y_1 - y_3) + x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 = 0. \tag{2.7}$$

Точка пересечения прямых (2.7) явится центром шарнира D.

$$x_D = \frac{(y_1 - y_3)(x_1^2 - x_2^2 - y_1^2 + y_2^2) - (y_1 - y_2)(x_1^2 - x_3^2 - y_1^2 + y_3^2)}{2[(x_1 - x_2)(y_1 - y_3) - (x_1 - x_3)(y_1 - y_2)]};$$
$$y_D = \frac{(x_1 - x_2)(x_1^2 - x_3^2 - y_1^2 + y_3^2) - (x_1 - x_3)(x_1^2 - x_2^2 - y_1^2 + y_2^2)}{2[(x_1 - x_2)(y_1 - y_3) - (x_1 - x_3)(y_1 - y_2)]}. \tag{2.8}$$

Имея x_D и y_D, определяем длину коромысла

$$R = \sqrt{(x_i - x_D)^2 + (y_i - y_D)^2}. \tag{2.9}$$

Пример. Требуется спроектировать симметричный прямолинейно-направляющий механизм по заданным значениям $\beta = \beta_1' = 22^\circ$, $\beta_2' = 16^\circ$, $\beta_3' = 11^\circ$ и соответственно $m_1 = 0$, $m_2 = -0{,}002$, $m_3 = -0{,}001$. По формулам (2.5) и (2.2) определяем координаты точки $C_i\,(x_i, y_i)$:

$$x_1 = 1{,}8542678;\quad x_2 = 1{,}9245234;\quad x_3 = 1{,}9632544;$$
$$y_1 = 0;\quad y_2 = 0{,}0070445;\quad y_3 = 0{,}00542.$$

Далее по формулам (2.8) и (2.9) определяем относительные параметры механизма:

$$x_D = 1{,}927720;\quad y_D = -0{,}437974;\quad R = 0{,}451229.$$

Вторая половина прямолинейного участка симметрична первой относительно начала координат O. Следовательно, длина прямолинейного участка, т. е. расстояние между крайними нулевыми точками, будет:

$$2l = 4\sin 22^{\circ} = 1{,}5.$$

ЕрГУ Поступило 19.IV.1973.

Կ. Խ. ՇԱՀԲԱԶՅԱՆ, Գ. Ա. ՋԱՂԱՑՊԱՆՅԱՆ

ՇԱՐԺԱԹԵՎԱՅԻՆ ԿՈՐԵՐԻ ՓՈԽԱԿԵՐՊՄԱՆ ՀԱՐՑԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հոդվածում տրված է քառօղակ հոդակապային մեխանիզմների շարժաթևային կորեր փոխակերպող ութօղակ մեխանիզմների սխեմայի կառուցման եղանակ, որը կիրառելի է նաև համընթաց զույգեր պարունակող քառօղակ մեխանիզմների շարժաթևային կորերի փոխակերպման համար, մասամբ էլ վեցից ավել օղակներ պարունակող մեխանիզմների շարժաթևային կորերի փոխակերպման դեպքում։ Նոր՝ փոխակերպող, մեխանիզմի օղակների թիվը միշտ չորսով ավել է հիմնական մեխանիզմի օղակների թվից։

Տրված է նաև էվանսի մեխանիզմի տիպի ուղղագիծ-ուղղորդող մեխանիզմների սինթեզման անալիտիկ եղանակ, որի օգնությամբ հնարավոր է որոշել. նախ՝ մոտարկման ինտերվալի օպտիմալ մեծությունը, իսկ այնուհետև՝ մեխանիզմի պարամետրները։ Լուծված է մասնավոր օրինակ։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов для воспроизведения плоских кривых. М., 1959.
2. *Рузинов Л. Л.* Проектирование механизмов точными методами. Л., 1972.
3. *Шахбазян К. Х., Джагацпанян Д. А.* Об одном методе замены поступательных пар вращательными в некоторых шарнирно-рычажных механизмах. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. Н.)», т. XXVI, № 3, 1973.
4. *Блох З. Ш.* Приближенный синтез механизмов. Машгиз, 1948.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

И. Я. ТОКАРЬ, В. В. ОГАНЕСЯН

К РАСЧЕТУ СМАЗКИ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР

Сложность решения задачи о смазке плунжерных пар обусловлена необходимостью учета нестационарных сил и моментов, действующих на плунжер, а также его возвратно-поступательных и угловых перемещений, зависящих от времени. Достаточно точное описание и решение нестационарной задачи смазки плунжеров позволяет определить наиболее опасные режимы работы, обеспечить стабильность и высокое значение к.п.д. гидромашины, надежность ее работы. Подобная задача для плунжера, совершающего плоскопараллельное движение, рассматривалось в работе [6].

В данной работе приводится краткое описание решения задачи смазки плунжеров и результаты экспериментального исследования, дается сравнение этих результатов с расчетными и предлагается инженерная методика расчета смазки плунжерных пар.

Решение задачи смазки. Уравнение Рейнольдса для данной задачи имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=-6u_0\left[\chi\sin(\varphi-\varphi_0)-\frac{Jz}{l}\cdot\sin(\varphi-\alpha)\right]-$$
$$-6w_0\left|\frac{J}{l}\cdot\cos(\varphi-\alpha)-\frac{k}{l}\right|+12\left|\dot{\chi}\cos(\varphi-\varphi_0)+\dot{\varphi}_0\chi\sin(\varphi-\varphi_0)-\right. \quad (1)$$
$$\left.-\dot{\alpha}\cdot\frac{Jz}{l}\cdot\sin(\varphi-\alpha)-\dot{J}\frac{z}{l}\cdot\cos(\varphi-\alpha)\right|,$$

где $h=\frac{H}{\delta}=1+\chi\cos(\varphi-\varphi_0)-\frac{J}{l}\cdot z\cdot\cos(\varphi-\alpha)+\frac{k}{l}\cdot z$

—безразмерная толщина масляной пленки; $\delta=R_1-R$ —радиальный зазор; u_0 и w_0 —безразмерные окружная и осевая скорости перемещения поршня; φ, $z=\frac{Z}{R}$ —безразмерные координаты; $p=\frac{P\psi^2R}{\mu W_0}$ —безразмерное давление; $\psi=\frac{\delta}{R}$ —относительный зазор; μ—динамический коэффициент вязкости; W_0 —характерная скорость поршня в осевом направлении; $\chi=\frac{e_0}{\delta}$ —относительный эксцентрицитет в сечении $z=0$; $J=\frac{e_1}{\delta}$ —безразмерная проекция оси цилиндра на торец поршня;

$l = \frac{L}{R}$ —безразмерная длина поршня; $k = \frac{K}{\delta}$ —безразмерная величина конусности; $K = \delta' - \delta$ —конусность; δ' —радиальный зазор в сечении $z = l$. Точки означают производные по времени.

Остальные обозначения указаны на рис. 1.

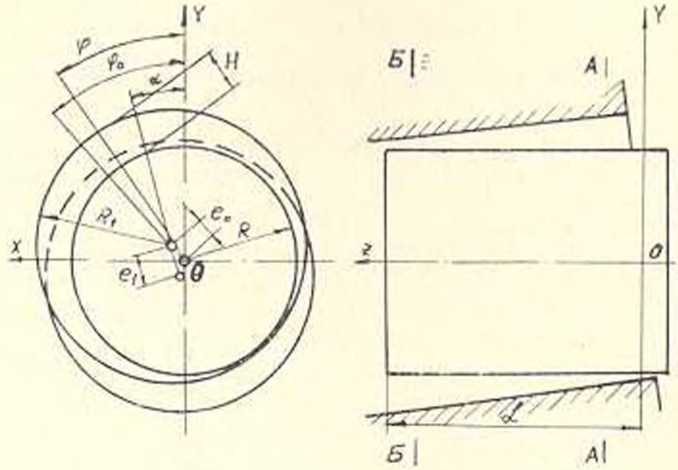

Рис. 1. Схема плунжерной пары

Граничными условиями для уравнения (1) будут:

$$p(\varphi, 0) = 0; \quad p(\varphi, l) = p_0(t); \quad p(\varphi, z) = p(\varphi + 2\pi, z). \tag{2}$$

где $p_0 = \frac{P_0 \delta^2 R}{\mu W_0}$; P_0—давление в поршневой камере.

Решение уравнения (1) отыскиваем в виде

$$p = p_1 + \dot{\chi} p_2 + \dot{\varphi}_0 p_3 + \dot{\alpha} p_4 + \dot{J} p_5.$$

Функции p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 удовлетворяют следующим уравнениям:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h^3 \frac{\partial p_1}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p_1}{\partial z}\right) = -6u_0 \chi \sin(\varphi - \varphi_0) - \frac{Jz}{l} \sin(\varphi - \alpha) - \tag{3}$$

$$-6w_0 \left| \frac{J}{l} \cos(\varphi - \varphi_0) - \frac{k}{l} \right|;$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h^3 \frac{\partial p_2}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p_2}{\partial z}\right) = 12\cos(\varphi - \varphi_0); \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h^3 \frac{\partial p_3}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p_3}{\partial z}\right) = 12\chi \sin(\varphi - \varphi_0); \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h_3 \frac{\partial p_4}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p_4}{\partial z}\right) = -12 \frac{Jz}{l} \sin(\varphi - \alpha); \tag{6}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(h_3 \frac{\partial p_5}{\partial \varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial p_5}{\partial z}\right) = -12 \frac{z}{l} \cos(\varphi - \alpha). \tag{7}$$

Граничными условиями для уравнения (3) являются условия (2), для уравнений (4)÷(7) — нулевые значения функций на торцах плунжера.

Н. Н. Яненко [7] доказал, что вместо стационарных задач вида (3)÷(7) можно рассматривать нестационарные задачи, описываемые уравнением

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p_i}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p_i}{\partial z}\right)-f_i=\frac{\partial p_i}{\partial\tau} \tag{8}$$

[f_i — правые части уравнений (3)÷(7); p_i — функции давления в этих уравнениях], так как при фиктивном времени $\tau\to\infty$ решение уравнения (8) будет стремиться к решению уравнений (3)÷(7). Задачи (3)÷(7) решаем с помощью одного из экономичных конечно-разностных методов—неявного метода переменных направлений [5].
После аппроксимации уравнений (3)÷(7) конечно-разностными уравнениями каждая задача сводится к системе алгебраических уравнений, которая решается методом прогонки [4]. При этом в направлении z (вдоль столбцов) используется обычная прогонка, а в направлении φ (вдоль строк) — циклическая прогонка [1], применяемая для нахождения периодических решений дифференциальных или разностных уравнений.

Безразмерная несущая способность $n=\dfrac{N\delta^2}{\mu W_0 R}$ масляной пленки и безразмерный момент гидродинамических сил $m=\dfrac{M\delta^2}{\mu W_0 R^2}$ в проекциях на оси координат определяются интегрированием полученных полей давлений и будут:

$$n^{(x)}=C_1^{(x)}+\dot\chi C_2^{(x)}+\dot\varphi_0 C_3^{(x)}+\dot\alpha C_4^{(x)}+\dot J C_5^{(x)};$$

$$n^{(y)}=C_1^{(y)}+\dot\chi C_2^{(y)}+\dot\varphi_0 C_3^{(y)}+\dot\alpha C_4^{(y)}+\dot J C_5^{(y)};$$

$$m^{(x)}=D_1^{(x)}+\dot\chi D_2^{(x)}+\dot\varphi D_3^{(x)}+\dot\alpha D_4^{(x)}+\dot J D_5^{(x)};$$

$$m^{(y)}=D_1^{(y)}+\dot\chi D_2^{(y)}+\dot\varphi_0 D_3^{(y)}+\dot\alpha D_4^{(y)}+\dot J D_5^{(y)},$$

где $$C_i^{(x)}=\iint\limits_{\sigma} p_i\sin\varphi\, d\varphi\, dz;\quad C_i^{(y)}=\iint\limits_{\sigma} p_i\cos\varphi\, d\varphi\, dz;$$

$$D_i^{(x)}=\iint\limits_{\sigma} p_i\, z\cos\varphi\, d\varphi\, dz;\quad D_i^{(y)}=\iint\limits_{\sigma} p_i\, z\sin\varphi\, d\varphi\, dz;$$

$$i=1,\ 2,\ 3,\ 4,\ 5;$$

σ — область положительных значений функции давления.
Учитывая малость инерционных сил и моментов в сравнении с внешними и гидродинамическими силами и моментами, запишем систему уравнений движения плунжера

$$n^{(x)}+\sum F^{(x)}=0;\quad n^{(y)}+\sum F^{(y)}=0;$$
$$m^{(x)}+\sum M^{(x)}=0;\quad m^{(y)}+\sum M^{(y)}=0, \tag{9}$$

где $\sum F^{(x)}$ и $\sum F^{(y)}$ — суммарные воздействия внешней нагрузки в проекциях на оси x и y; $\sum M^{(x)}$ и $\sum M^{(y)}$ — моменты от внешней нагрузки относительно тех же осей.
Решение системы (9) имеет вид:

$$\dot{\chi}=\frac{\Delta_1}{\Delta};\quad \dot{\varphi}_0=\frac{\Delta_2}{\Delta};\quad \dot{\alpha}=\frac{\Delta_3}{\Delta};\quad \dot{J}=\frac{\Delta_4}{\Delta}, \tag{10}$$

где Δ, Δ_1, Δ_2, Δ_3, Δ_4 — определители системы (9). Интегрируя (10) методом Эйлера [2], получим параметры χ, φ_0, α, J, определяющие траекторию.

При известных значениях координат положения плунжера и скоростей их изменения, расходы смазки определяются по формуле:

$$q=\frac{Q}{W_0 l\delta}=-\frac{1}{2}\int_0^{2\pi}\left(\frac{h^3}{6}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}+w_0 h\right)d\varphi,$$

где q — безразмерный мгновенный расход; $\frac{\partial p}{\partial z}$ находим численным дифференцированием поля давлений [5]. Объемные потери в плунжерной паре определяются расходом масла в сторону низкого давления при рабочем ходе плунжера

$$\bar{q}=\frac{1}{\bar{\tau}_1}\int_{\bar{\tau}_1} q\,d\bar{\tau},$$

здесь $\bar{\tau}=\frac{t}{T}$ — безразмерное время; T — период изменения действующей нагрузки; $\bar{\tau}_1$ — безразмерное время, определяющее расход в сторону низкого давления за период; $\bar{q}$ — осредненные безразмерные объемные потери.

Безразмерная мгновенная величина мощности, затрачиваемой на трение в плунжерной паре, определяется по формуле:

$$n=\frac{N\delta}{\mu W^2 l}=-w_0\int_0^{2\pi}\int_0^{1}\left[\frac{h}{2}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}+w_0\frac{1}{h}\right]dz\,d\varphi.$$

Численное дифференцирование производится так же, как и в предыдущем случае. Потери на трение $\bar{n}$ определяются осредненным за период значением безразмерной мгновенной мощности.

$$\bar{n}=\int_0^1 n\,d\bar{\tau}.$$

Результаты опытов. Для проверки полученного решения уравнения Рейнольдса было проведено исследование поля давлений в масляном слое плунжерной пары насоса Н4ОЗ-Е.

Давления измерялись манганиновыми датчиками в одном из перпендикулярных оси плунжера сечении и в меридиональном сечении плунжера, перпендикулярном оси вала насоса. На рис. 2 даны расчетные эпюры давлений для одного из моментов времени. Кривая 2 представляет собой эпюру давлении в меридиональном сечении вдоль одной из образующих, а кривая *1* —в сечении, перпендикулярном оси плунжера, расположенном в середине заделки последнего. Результаты эксперимента, представляющие осредненные за 15—20 периодов мгновенные значения давлений, указаны точками. Анализ этих результатов позволяет сделать заключение о вполне удовлетворительном совпадении расчетных и опытных данных при определении поля давлений.

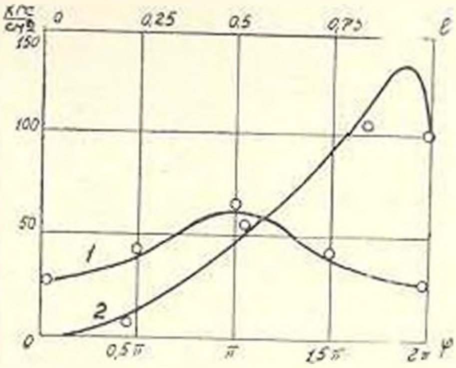

Рис. 2. Эпюры давления в масляном слое

Исследование траектории плунжера проводилось с помощью индуктивных датчиков, встраиваемых непосредственно в цилиндр плунжерной пары и измеряющих толщину масляного слоя. Датчики располагались в двух перпендикулярных оси плунжера сечениях (рис. 1), одно из которых (А—А) находилось вблизи торца цилиндра, а другое (Б—Б) —выбрано вблизи нижней мертвой точки. Датчики включались по схеме, приведенной на рис. 3. Поскольку в данных исследованиях наименьшее значение толщины пленки имело место на торце цилиндра, где относительный эксцентрицитет определяется величиной χ, на рис. 4 показана зависимость χ от времени.

Кривые *1* и *2* на рис. *4* изображают соответственно теоретическую и экспериментальную зависимости параметра χ от времени при давлении в поршневой камере 200 *кгс/см*². Как видно, расхождения между расчетной и экспериментальной зависимостями невелики. Некоторый сдвиг по времени опытной и расчетной зависимостей, по-видимому, объясняется запаздыванием при закрытии всасывающего клапана, не учтенным в расчете. Тем не менее максимальные значения χ в эксперименте отличаются от расчетных не более, чем на 3%. На рис. 5 изображены расчетная (кривая *1*) и опытная (кривая *2*) зависимости χ_{max} при разных режимах работы насоса.

Методика расчета плунжерной пары. Результаты вышеизложенных исследований позволили создать инженерный метод расчета смазки плунжерной пары. Ниже приводится описание этой методики для радиально-поршневых гидромашин типа НР.

При расчете и проектировании насосов задаются: номинальным давлением, рабочим объемом $\bar{q}$ (подаваемое за один оборот вала количество рабочей жидкости) и числом оборотов вала. Последние два параметра определяют производительность насоса. На основании эксплуатационных данных и экспериментальных исследований известен интервал допускаемых измерений вязкости масла и других его показателей для проектируемого типа машины. Сорт масла почти всегда заранее известен и выбирается исходя из условий эксплуатации и назначения насоса. Полученные таким образом исход-

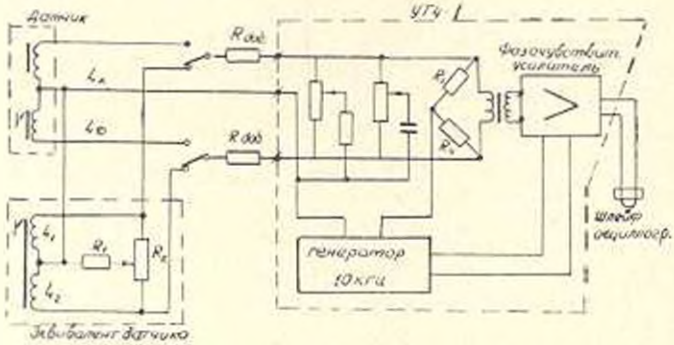

Рис. 3. Схема включения индуктивных датчиков

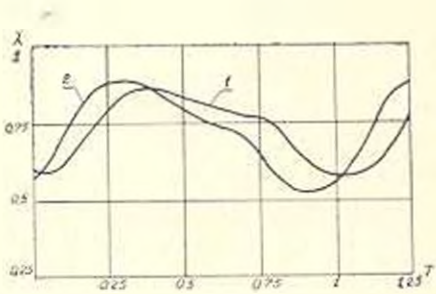

Рис. 4. Расчетная и экспериментальная зависимости относительного эксцентриситета на торце плунжера от времени

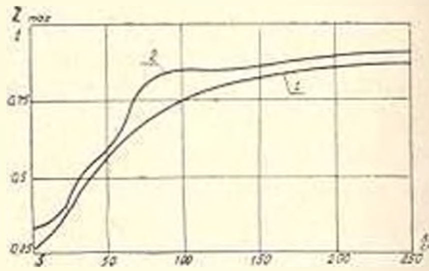

Рис. 5. Расчетная и экспериментальная зависимости максимального значения относительных эксцентрицитетов от времени

ные данные: диаметр плунжера $2R$ и ход плунжера 2ε, зависящие от рабочего объема, а также активная длина плунжера L, — не относятся к числу параметров, которыми можно варьировать в широких пределах. Из этого следует, что основной величиной, подлежащей расчету, является величина зазора δ и соответствующая ему при данных L/R и ε минимальная толщина масляной пленки H_{min}, а также $\bar{q}$, $\bar{n}$.

Расчет ведется следующим образом. По соответствующей вязкости рабочей жидкости μ и ε, приняв L/R, находим безразмерное давление p_0, определяющее нагрузку на плунжер. По параметру p_0 из табл. 1 определяем относительный эксцентрицитет χ_{max}, а затем минимальную толщину масляной плёнки по формуле $H_{min}=\delta(1-\chi_{max})$. Минимальная толщина масляного слоя имеет место в сечении $z=0$, поэтому χ_{max} является основным параметром при расчете. Если полученная H_{min} существенно превосходит минимально допустимую толщину пленки, то, очевидно, можно увеличить относительный зазор ψ и снова произвести расчет. Это необходимо потому, что обеспечение малых ψ представляет значительные технологические трудности при изготовлении. Кроме того, при малых зазорах длительная работа гидромашины и перегревы могут привести к заклиниванию деталей плунжерной пары. С другой стороны чрезмерное увеличение ψ отрицательно скажется на объемном к. п. д. гидромашины, поэтому при расчете увеличивать ψ следует только в том случае, если это позволяет значение параметра $\bar{q}$. Если же H_{min} получается меньше минимально допустимой толщины пленки, то следует перейти к большему l и произвести расчет снова в том же порядке. Процесс счета следует продолжать до тех пор, пока для данного χ_{max} не определится оптимальное ψ.

После нахождения оптимальных параметров, по табл. 1 можно определить характеристики плунжерной пары—безразмерный расход, мощность затрачиваемую на трение, и соответствующие им объемные и механические потери:

$$Q_0=\bar{q}\,W_0 L\delta, \qquad N_\tau=\bar{n}\,\frac{\mu W_0^2 L}{\psi}.$$

Таблица 1

$l=\frac{L}{R}=4,0$				$l=\frac{L}{R}=5,5$			
p_0	параметры χ_{max}	$\bar{q}$	$\bar{n}$	p_0	параметры χ_{max}	$\bar{q}$	$\bar{n}$
10	0,510	0,018	21,20	10	0,432	0,003	21,29
20	0,583	0,249	42,24	20	0,476	0,134	42,38
30	0,643	0,628	59,75	30	0,517	0,278	60,05
40	0,690	1,075	76,05	40	0,550	0,447	77,02
60	0,768	1,925	105,03	60	0,610	0,883	106,58
80	0,821	2,876	131,49	80	0,655	1,491	134,00
100	0,860	3,790	157,21	100	0,694	2,302	159,60
120	0,882	4,725	182,02	120	0,720	3,225	184,83

В качестве примера приведем расчет поршневой пары насоса *НР* 40/50. Исходные данные: рабочий объем $\xi=40$ *см³/об*; номинальное давление 500 *кгс/см²*; число оборотов вала $n_0=1500$ *об/мин*; динамический коэффициент вязкости при $t=50°C$ $\mu=0{,}23\cdot10^{-6}$ *кг. сек/см²*; диаметр поршня $2R=2{,}2$ *см*; активная длина поршня $L=5{,}9$ *см*; число поршней $m_n=7$; радиальный зазор $\delta=0{,}0015$ *см*.

1. По М. В. Коровчинскому [3] определяем минимально допустимую толщину пленки, считая что чистота обработки поверхности плунжера ∆10, а цилиндра —∆9.

$$H_{min}^{(доп)} = H_з + H_{пл} + H_н = 2{,}5 + 0{,}8 + 1{,}6 = 4{,}9 \text{ мкм} = 0{,}00049 \text{ см}.$$

2. Ход поршня $2\varepsilon = \dfrac{q}{\pi R^2 m_H} = 1{,}5$ *см*; $\varepsilon = 0.75$ *см*.

3. Относительный зазор $\psi = \dfrac{\delta}{R} = \dfrac{0{,}0015}{1{,}1} = 0{,}00136.$

4. Активная длина поршня $l = \dfrac{L}{R} = \dfrac{5{,}9}{1{,}1} = 5{,}3.$

5. Максимальная осевая скорость поршня $W_0 = \varepsilon \cdot \dfrac{\pi n_0}{30} = 117{,}7$ *см/сек*.

6. Находим $p_0 = \dfrac{P_0 \psi^2 R}{\mu W_0} = \dfrac{500 \cdot 1{,}96 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}1}{0{,}23 \cdot 10^{-6} \cdot 117{,}7} = 39{,}9 \approx 40.$

7. По табл. 1 находим $\chi_{max} = 0{,}550.$

8. $H_{min} = \delta(1 - \chi_{max}) = 0{,}0015(1 - 0{,}55) = 0{,}000675$ *см*.

9. Объемные потери $Q_0 = \bar{q}\, W_0 L \delta = 0{,}447 \cdot 117{,}7 \cdot 5{,}7 \cdot 0{,}0015 = 0{,}45$ *см*^{3}*/сек*.

10. Потери на трение $N_z = \dfrac{\bar{n} \mu W_0^2 L}{\psi} = 77{,}02 \cdot \dfrac{0{,}23 \cdot 10^{-6} \cdot 117{,}7^2 \cdot 5{,}7}{0{,}0015} =$

$= 0{,}0916$ *квт*.

Украинский заочный политехнический институт

Поступило 7.I.1971

Ի. ՅԱ. ՏՈԿԱՐ, Վ. Վ. ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ

ՊԼՈՒՆԺԵՐԱՅԻՆ ԶՈՒՅԳԵՐԻ ՅՈՒՂՄԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ամփոփում

Հոդվածում շարադրված է հիդրոմեքենաների պլունժերային զույգերի յուղման չկայունացած ռեժիմների հաշվարկման մեթոդը։ Բերված է փորձարարական հետազոտությունների համառոտ նկարագրումը և փորձնական ու հաշվարկային տվյալների համադրումը, ինչպես նաև պոմպերի պլունժերային զույգերի հաշվարկման ինժեներական մեթոդիկան՝ մշակված այդ արդյունքների հիման վրա։

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов А. А., Андреев В. Б. О применении метода прогонки к нахождению периодических решений дифференциальных и разностных уравнений.—ЖВМ и МФ, 3, № 2, 1963.
2. *Березин И. С., Жидков Н. П.* Методы вычислений, т. 1, 2. 1959.
3. *Коровчинский М. В.* Основы работы подшипников скольжения. 1959.
4. *Михлин С. Г., Смолицкий Х. Л.* Приближенные методы решения дифференциальных и интегральных уравнений. 1965.
5. *Самарский А. А.* Введение в теорию разностных схем.—«Наука», 1971.
6. *Токарь И. Я.* Проектирование и расчет опор трения.—«Машиностроение», 1971.
7. *Яненко Н. Н.* Метод дробных шагов решения многомерных задач математической физики.—«Наука», 1967.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, №2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Л. Н. ГУСТИН, В. Г. АДЖЕМЯН, В. В. ВАРДАНЯН

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРАХ

Виброустойчивость является одним из важнейших показателей качества металлорежущих станков. Создание современных высокоточных станков невозможно без знания их динамических характеристик, которые могут быть получены расчетным путем на стадии проектирования или экспериментально [1].

В настоящее время в шпиндельных опорах прецизионных металлорежущих станков широко используются гидростатические подшипники, которые обладают рядом преимуществ.

Экспериментальные исследования динамических характеристик шпиндельного узла на таких опорах позволили выявить свойство «защемления» гидростических подшипников [2]. Полученные при этом формы колебания шпинделя позволяют расчетную схему шпиндельного узла с тремя степенями свободы принять в виде невесомой балки с сосредоточенными массами на консолях и в пролете (рис. 1).

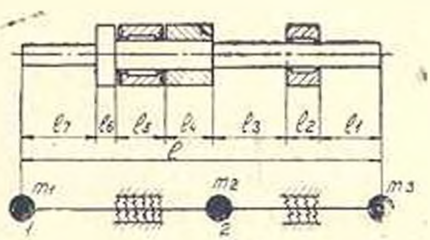

Рис. 1

Уравнения движения принятой системы с учетом сил вязкого сопротивления имеют вид:

$$
\begin{aligned}
&y_1+(m_1\ddot{y}_1+h_1\dot{y}_1)\delta_{11}+(m_2\ddot{y}_2+h_2\dot{y}_2)\delta_{12}+(m_3\ddot{y}_3+h_3\dot{y}_3)\delta_{13}=P_0e^{i\omega t}\delta_{11};\\
&y_2+(m_1\ddot{y}_1+h_1\dot{y}_1)\delta_{21}+(m_2\ddot{y}_2+h_2\dot{y}_2)\delta_{22}+(m_2\ddot{y}_3+h_3\dot{y}_3)\delta_{23}=P_0e^{i\omega t}\delta_{22};\qquad (1)\\
&y_3+(m_1\ddot{y}_1+h_1\dot{y}_1)\delta_{31}+(m_2\ddot{y}_2+h_2\dot{y}_2)\delta_{32}+(m_3\ddot{y}_3+h_3\dot{y}_3)\delta_{33}=P_0e^{i\omega t}\delta_{33},
\end{aligned}
$$

где y_k—поперечные перемещения масс относительно положения равновесия ($k=1, 2, 3$); m_k—массы; δ_{kj}—коэффициенты влияния ($j=1, 2, 3$); h_k—коэффициенты сил вязкого сопротивления (демпфирования)

ω—частота возбуждения; P_0—постоянная сила (при расчетах принята равной единице).

Решение этой системы, соответствующее гармоническим колебаниям, можно представить в виде:

$$y_k = u_k \cos(pt + \varphi), \tag{2}$$

где u_k—амплитуды колебаний; p—круговая частота; φ—фаза колебаний.

Подставив значения y_k в уравнения (1) (без правой части и сил вязкого трения), получим систему линейных однородных уравнений относительно u_k

$$u_k = p^2 \sum_{j=1}^{3} m_k \delta_{kj} u_j. \tag{3}$$

Условие получения отличных от нуля решений выражается в виде частотного уравнения:

$$\Delta(p^2) = \begin{vmatrix} (p^2 m_1 \delta_{11} - 1) & p^2 m_2 \delta_{12} & p^2 m_3 \delta_{13} \\ p^2 m_1 \delta_{21} & (p^2 m_2 \delta_{22} - 1) & p^2 m_3 \delta_{23} \\ p^2 m_1 \delta_{31} & p^2 m_2 \delta_{32} & (p^2 m_3 \delta_{33} - 1) \end{vmatrix} = 0. \tag{4}$$

Определение коэффициентов влияния δ_{kj} сопряжено с известными трудностями, так как необходимо трижды решить статически неопределимую задачу. Нами предлагается определение коэффициентов влияния производить с использованием метода продолжения в матричной формулировке [3].

Шпиндель рассматривается как балка, покоящаяся на участках *2* и *5* на винклеровском упругом основании. Дифференциальное уравнение изгиба балки, лежащей на упругом основании, как известно, имеет вид:

$$y^{IV}(x) + 4\lambda_j^4 y(x) = \frac{q(x)}{EI}; \tag{5}$$

$$\lambda_j = l_j \sqrt[4]{\frac{K}{4EI}},$$

где x—абсцисса рассматриваемого участка;

EI—изгибная жесткость шпинделя;

q—заданная нагрузка;

l_j—длина j-го участка;

K—коэффициент постели ($K=0$ для участков *1, 3, 4, 6, 7*).

Используя общее решение уравнения (5), можно получить систему уравнений, представляющую линейную зависимость между параметрами напряженного и деформированного состояния на правом конце и в любом сечении x пролета. Эта зависимость в матричной форме записываатся так:

$$Y_j = A_j \cdot Y_0, \tag{6}$$

где A_j—переходная матрица участка, преобразующая параметры в сечении с абсциссой $x=0$ в параметры сечения $x=l_j$;

Y_0—матрица-столбец начального напряженного и деформированного состояния:

Y_j—то же в j-ом сечении.

Здесь

$$Y_0=\begin{vmatrix} y_0 \\ \varphi_0 l \\ \dfrac{M_0 l^2}{EI} \\ \dfrac{Q_0 l^3}{EI} \end{vmatrix}; \qquad Y_j=\begin{vmatrix} y_j \\ \varphi_j l \\ \dfrac{M_j l^2}{EI} \\ \dfrac{Q_j l^3}{EI} \end{vmatrix};$$

$y_0, y_j, \varphi_0, \varphi_j, M_0, M_j, Q_0, Q_j$—соответственно прогибы, углы поворота, изгибающие моменты и перерезывающие силы в сечениях $x=0$ и $x=l_j$ j-го участка; l—длина шпинделя.

Линейная зависимость (6) при нагружении балки в точке 1 (рис. 1) представляется при помощи цепочки матриц уравнением:

$$Y_7=A_7\cdot A_6\cdot A_5\cdot A_4\cdot A_3\cdot A_2\cdot A_1\cdot Y_0+\Psi \tag{7}$$

или

$$Y_7=A\cdot Y_0+\Psi.$$

Здесь матрица-столбец Ψ имеет вид:

$$\Psi=\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dfrac{Pl^3}{EI} \end{vmatrix},$$

где P—единичная сила;

A—матрица изгиба балки, представляющая произведение простых матриц пролетов; устанавливает искомую связь между силовыми воздействиями и деформациями на концах балки в точках $x=0$ и $x=l$.

Выражения для матриц пролетов A_j приведены в работе [3].

Зависимость (7) при нагружении балки в точке 2 имеет вид:

$$Y_7=A\cdot Y_0+A_7\cdot A_6\cdot A_5\cdot A_4\Psi \tag{8}$$

а при нагружении в точке 3—

$$Y_7=A\cdot (Y_0+\Psi) \tag{9}$$

Так как оба конца балки свободные, т. е. M и Q соответственно известны, из матричных уравнений (7), (8) или (9) можно выделить два линейных уравнения для определения двух неизвестных начальных параметров y_0 и φ_0.

Соответствующие вычисления проводились по разработанной программе на ЭЦВМ «Минск-32». Результаты, полученные расчетным путем и проверенные на экспериментальном стенде, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Метод определения	Значения коэффициентов влияния, *см*						Собственная частота, *гц*		
	δ_{11}	δ_{22}	δ_{33}	$\delta_{12}=\delta_{21}$	$\delta_{13}=\delta_{31}$	$\delta_{23}=\delta_{32}$	p_1	p_2	p_3
Расчетным путем	0,000103	0,000012	0,00013	0,000007	0,000004	0,00001	320	447	598
Экспериментально	0,00011	0,000011	0,00012	0,000005	0,000003	0,00001	325	430	580

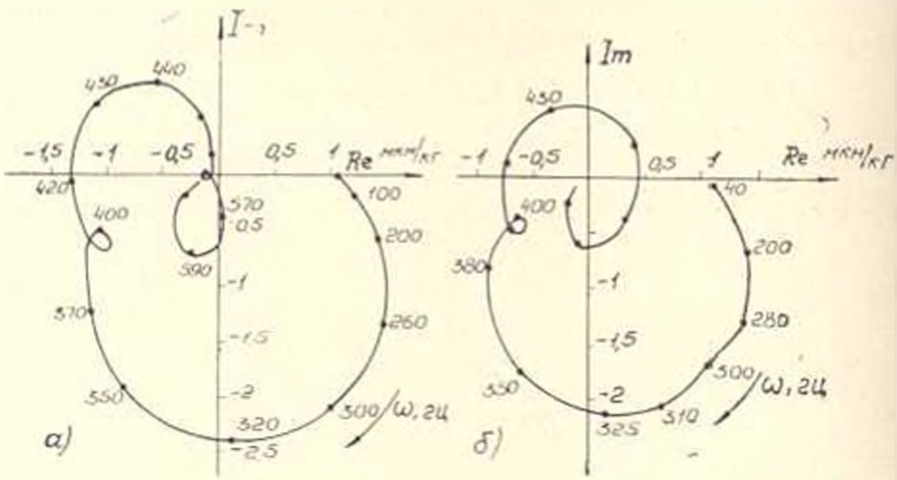

Рис. 2

На рис. 2 приводятся амплитудно-фазовые частотные характеристики (АФЧХ) упругой системы, полученные экспериментально (*б*) и расчетным путем (*а*) —решением дифференциальных уравнений (*1*) в операторной форме. При этом коэффициенты приведения масс приняты: 0,3—для консолей; 0,5—для пролета [4]. Коэффициент демпфирования принят по выражению

$$h = \frac{mp}{\pi}\mu,$$

где μ—логарифмический декремент колебаний.

Как видно из графиков, АФЧХ упругой системы, полученные расчетным путем и экспериментально, качественно совпадают.

Выводы

1. Проведенный динамический расчет показал, что модель с тремя степенями свободы хорошо описывает поведение рассматриваемой системы.
2. Коэффициенты влияния, необходимые для динамических расчетов, весьма удобно определять методом продолжения в матричной формулировке, что позволяет ход вычислений предельно шаблонизировать и упростить. При этом обеспечивается точность результатов, вполне достаточная для практических целей.
3. Применение метода продолжения дает возможность быстрого анализа влияния вариаций исходных параметров на результат расчета путем применения средств современной вычислительной техники.

Закавказский филиал ЭНИМС Поступило 7.I.1974.

Լ. Ի. ԳՈՒՍՏԻՆ, Վ. Դ. ԱՋԵՄՅԱՆ, Վ. Վ. ՎԱՐԴԱՆՅԱՆ

ՀԻԴՐՈՍՏԱՏԻԿ ՀԵՆԱՐԱՆՆԵՐՈՎ ԻԼԱՅԻՆ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ ԴԻՆԱՄԻԿ ԲՆՈՒԹԱԳՐԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՄԻ ՔԱՆԻ ԱՌԱՆՁՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հոդվածում տրված են հանձնարարականներ հիդրոստատիկ հենարաններով իլային հանգույցների դինամիկ բնութագրերի հաշվարկի վերաբերյալ: Որպես հաշվարկային սխեմա առաջարկված է երեք ազատության աստիճան ունեցող հեծանի սխեման: Ընդ որում, սիստեմի շարժման հավասարումները լուծելու համար անհրաժեշտ ազդման գործակիցները որոշելու համար օգտագործված է մատրիցային ձևակերպմամբ շարունակման մեթոդը, որը հնարավորություն է տալիս հաշվարկման տեխնիկայի օգտագործմամբ պարզեցնել հաշվարկների կատարման ընթացքը:

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кудинов В. А.* Динамика станков. М., «Машиностроение», 1967.
2. *Аджемян В. Г., Гуетан Л. И.* О защемляющем эффекте гидростатических подшипников. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. Н.)», т. XXVI, № 1, 1973.
3. *Пономарев К. К.* Расчет элементов конструкции с применением ЭЦВМ. М., «Машиностроение», 1972.
4. *Вейц В. Л., Дондошанский В. К., Чиряев В. И.* Вынужденные колебания в металлорежущих станках. М.—Л., Машгиз, 1959.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР
Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Д. Б. ДАВИДЯН, А. Г. ОВАКИМЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ КОНЦОВ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ НАХЛЕСТОЧНЫХ КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ИХ ПРОЧНОСТЬ

Клеевым нахлесточным соединениям присущи концентрации напряжений. Изменением конструкции нахлестки удается снижать концентрации напряжений и, тем самым, повышать прочность соединений. К известным изменениям конструкций соединений относятся:

1. Выполнение скосов на субстрате со стороны противоположной адгезиву.

2. Выполнение на краях нахлестки клеевой прослойки из более деформативного клея, чем в средней части нахлестки.

3. Профилирование толщины клея по длине нахлестки снятием части субстрата.

4. Утолщение адгезива на концах нахлестки загибом субстрата.

5. Выполнение на концах нахлестки наплывов адгезива и др.

В длинных нахлестках скосы повышают прочность соединения вдвое. Другие меры, как показывает экспериментальная проверка, позволяют повысить прочность на 15—20%, хотя следовало ожидать больший рост прочности. Для выяснения причин ограниченного роста прочности нами были проведены исследования соединений внахлестку на прочность при растяжении для различных конструктивных исполнений. Субстратом являлся сплав Д16АТ при ширине образцов 20 *мм*. Адгезивом служил клей состава: ЭД-5—100 в. ч., ДБФ—10 в. ч., ПЭПА—10 в. ч.,—с отверждением в течение 8 часов при 75°С [1]. При испытаниях скорость нагружающего зажима в измерительной машине была 10 *мм/мин* при шкале на 1000 *кгс* [2]. Показатели прочности для отдельных измерений нанесены точками на масштабной силовой оси таблиц 1, 2, 3. Проводилась статистическая обработка результатов эксперимента для позиций, в которых было испытано более 5 образцов. Определяли: среднее арифметическое значение прочности $\bar{P}$; среднее квадратическое отклонение σ; вариационный коэффициент V; среднюю ошибку среднего арифметического m; показатель точности p [3]. Показатель точности, за редким исключением, не превышал 5% и в таблицах не представлен. Для некоторых позиций эксперименты повторялись. Для них результаты в таблицах представлены отдельными горизонтальными рядами точек. Характер разрушения для каждой конструкции представлен в таблице только для образца, показавшего среднее арифметическое или близкое к нему значение прочности.

Таблица 1

№	Тип соединения	P кгс 0 100 200 300 400 500 600 700 800 900	Характер разрушения	$\bar{P}$ кгс	$\bar{\sigma}$	V	m
1	0,2 1 15			224	56,5	2,5	13,3
2	R1			300	5,1	1,7	1,8
3	45°			339	50,0	14,8	12,9
4	R1			285	25,6	9,0	8,0
5	R0,5			349	87,0	24,5	35,5
6	R1			381	90,0	23,6	16,2
7	22°			289 331	16,3 23,7	5,6 6,7	6,6 7,5
8	45°			325	37,7	11,6	9,2
9	67°			484	86,9	17,9	21,1
10	90°			249	36,0	14,4	8,7
11	67°			191	–	–	–
12	R1			443	110	24,5	30,3
13	10			205	–	–	–
14				268	42,3	15,8	13,3

Таблица 2

№	Тип соединения	P кгс 0 100 200 300 400 500 600 700 800	$\bar{P}$ кгс	σ	V	m
1	0,17 1 15		154 137–170	–	–	–
2	R1 7,5		398	25	6,25	13,4
3	0,47		116 110–127	–	–	–
4	0,17 R1		516	27	5,2	13,5

Таблица 3

№	Тип соединения	P кгс 0 100 200 300 400 500 600 700 800 900	Характер разрушения	$\bar{P}$ кгс
1	0,2 1 15			209 155–280
2	0,2			555 440–666

Анализ результатов

1. Наплывы адгезива (поз. 2, 3, 4, табл. 1) повышают прочность соединений и уменьшают вариационный коэффициент по сравнению с обычным соединением (поз. 1).

2. Скругление концов субстрата со стороны адгезива в сочетании с вогнутым радиусным наплывом (поз. 5, 6) не существенно увеличивает прочность по сравнению с соединением поз. 2, но резко повышает вариационный коэффициент. Эти же соединения без радиусного наплыва адгезива (поз. 10) имеют прочность обычной нахлестки (поз. 1), несмотря на некоторое увеличение деформативности конца соединения.

3. Боковое скругление субстрата в сочетании с конструкцией соединения поз. 6 увеличивает прочность, но вариационный коэффициент остается высоким (поз. 12).

4. Вариационный коэффициент зависит от трех факторов: неоднородности материалов, отклонений в технологии, ошибок в методике испытаний [4]. Обычно исследователями обращается большое внимание на уменьшение разбросов показаний прочности, для чего максимально строго выдерживаются условия для получения и испытания одинаковых бездефектных образцов. К сожалению, полностью избавиться от дефектов трудно, и, поэтому, при подготовке образцов фиксировались видимые дефекты, такие как сколы, пузыри в адгезиве, перекосы субстрата, разнотолщинность адгезива по шву и др. После испытаний, как правило, обнаруживалась независимость прочности от выявленных дефектов и не удавалось снизить разбросы [5].

Угловая разделка на лобовой части субстрата (поз. 7, 8, 9) увеличивает прочность, но при этом, с увеличением угла, линейно растет вариационный коэффициент (рис. 1). Обращает на себя внимание необычно маленькое значение вариационного коэффициента при отсутствии угловой разделки на конце субстрата (поз. 2). Это указывает на существование еще и других причин, влияющих на разбросы. Одной из этих причин является конструкция соединения, от которой зависит распределение напряжений в клеевой прослойке. При наличии особенности напряжений на крае соединения в соответствующей задаче теории упругости, эти напряжения в действительности очень быстро достигают уровня разрушающих напряжений, и поверхностные дефек-

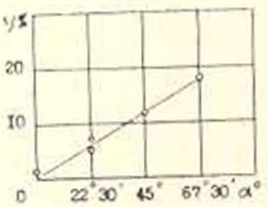

Рис. 1

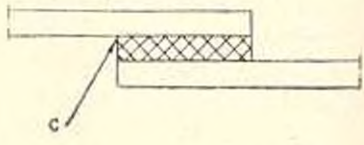

Рис. 2

ты очень сильно будут ограничивать общую прочность соединения при достаточно жестких адгезивах, отсюда и большие разбросы. При малонапряженности края поверхности соединения максимальные напряжения достигаются в толще адгезива, где дефекты менее опасны, а отсюда и меньше разбросаны в прочности [6].

Анализ характера разбросов показывает, что для позиций 3, 4, 8, 10, 14 они выглядят нормально. Для позиций 6, 9, 12 наблюдается определенная закономерность в разбросах, а именно, разбросы вписываются в пределы: начало пластической деформации субстрата в области С (рис. 2) при $P=200-300$ *кгс*, величина Р зависит от конструкции соединения, — начало образования шейки на субстрате, что соответствует силе $P=650$ *кгс*. Наибольшая прочность $P=644$ *кгс*, полученная при всех испытаниях, является почти максимально возможной, так как почти такая же прочность была получена и при ограничении на раздир обычной нахлестки (поз. 1), когда разрушение определяется пластической деформацией субстрата.

5. Снятие радиусного наплыва с образцов позиции 9 резко снижает прочность (поз. 11). Это объясняется тем, что в наиболее нагруженной области *С* (рис. 2) неблагоприятна геометрия соединения адгезива с субстратом. Подобная же картина наблюдается и в позициях 1, 10, 13, 14. При этом, несмотря на увеличение деформативности концов (поз. 13) и увеличение жесткости наиболее нагруженной зоны субстрата (поз. 14), существенного роста прочности не наблюдалось. Поэтому и не было значительного роста прочности, когда загибом субстрата увеличивали деформативность концов нахлестки. Как это видно из табл. 2, прочность соединения с загибом субстрата растет только тогда, когда имеется вогнутый наплыв адгезива. При этом, соединения с вогнутым наплывом адгезива характеризуются небольшим вариационным коэффициентом.

6. Характер разрушения образцов соответствует «концевому эффекту», заключающемуся в том, что разрушение начинается в области *С* (рис. 2) и имеет наиболее характерный вид для позиций 3 и 4 (табл. 1). Для всех позиций наблюдались остатки клея на концах нахлестки в виде треугольника со стороной, наклоненной под углом 45 к плоскости образца. Считается, что в точке *С* (рис. 2) находится максимум касательных напряжений, и поскольку разрушение не начиналось в этой точке, то причиной разрушения являлся раздир.

Сложным характером разрушения отличается двусторонняя нахлестка, где основную нагрузку как бы воспринимает одна пара нахлестки. В табл. 3 эта пара нижняя. Характер разрушения этой пары не отличается от обычного разрушения. Верхняя пара имеет совершенно не похожий на наблюдавшийся нами до сих пор характер разрушения. Адгезионное расслоение не создало так называемого «концевого эффекта». Этот тип разрушения не препятствует сдвигу. То, что верхний образец не загнут, свидетельствует о том, что разрушение начиналось в верхней паре образцов. Разрушение в виде адгезионного расслоения быстро разгружало верхнюю пару, и нагрузка, намного большей величины, чем может выдержать одна из пар двусторонней нахлестки, оказывалась ударно приложенной к одной паре (нижней), и пара разрушалась без значительного изгиба нахлесточной части образцов. В то же время при медленном нарастании нагрузки (10 *мм/мин*) для поз. 12 (табл. 1) при тех же усилиях наблюдалась значительная пластическая деформация при изгибе нахлесточной части образцов.

7. Определен конец нахлестки, в котором начиналось разрушение, для этого использовали известный прием обрыва токопроводящей дорожки с соответствующей индикацией на электролампах. В результате были выявлены начальные зоны разрушения, что в табл. 1 соответствует правой стороне нахлестки, кроме позиций 3 и 4, в которых картина разрушения симметрична.

Было выявлено 4 типа разрушения:

а) Субстрат упруг (после разрушения отсутствует остаточная пластическая деформация, $P_{\text{раз}}=150-230$ *кгс*). Такой тип разрушения характерен для позиций 11, 13 и встречается почти во всех позициях таблицы.

б) Субстрат деформирован. На одном из образцов имеется остаток клея. На противоположном образце остатка клея нет. На концах нахлестки имеются остатки клея в виде треугольника. Характерен для поз. 2, 5, 6 и др.

в) Субстрат деформирован. Центральная часть клея выпадает. Характер для поз. 3.

г) Субстрат деформирован. Образуется полностью замкнутая система—«замок». Характерен для поз. 4.

Выводы

1. Установлено существенное влияние конструкции нахлестки и формы наплыва адгезива на их прочность и вариационный коэффициент. Прочность двух типов из исследованных нахлесток оказалась вдвое выше прочности обычной нахлестки. Вариационный коэффициент для отдельных видов нахлестки уменьшался от 25% для обычной нахлестки до 1,7% для нахлестки с радиусным наплывом адгезива на концах.

2. Обнаружена линейная зависимость значений вариационного коэффициента от угла разделки лобовой части субстрата в сочетании с вогнутым радиусным наплывом

ВЦ АН Арм. ССР Поступило 16.I.1974

Գ. Բ. ԴԱՎԻԹՅԱՆ, Ա. Գ. ՀՈՎԱԿԻՄՅԱՆ

ՄԵՏԱՂԱԿԱՆ ԾԱՅՐԱԾԱԾԿ ՍՈՍՆՁԱՅԻՆ ՄԻԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱՄՐՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ ՆՐԱՆՑ ԵԶՐԵՐԻ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՅԻ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅԱՆ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Փորձարարական հետազոտություններով հաստատված է մետաղական ծայրածածկ սոսնձային միացությունների եզրերի կոնստրուկցիայի և սոսնձանյութի հորդվածքի ձևի էական ազդեցությունը նրանց ամրության ու վարիացիայի գործակցի վրա։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Черняк К. И.* Эпоксидные компаунды и их применение. Судпромгиз, Л., 1963.
2. *Кардашов Д. А.* Синтетические клеи. Изд. «Химия», М., 1968.
3. *Леонтьев Н. Л.* Техника статистических вычислений. Изд. «Лесная промышленность», М., 1966.
4. *Ауристэ Н.* и др. В сб. «I Всесоюзная конференция по клеям и технологии склеивания», Таллин, М., 1966.
5. *Андреевская Г. Д.* Высокопрочные ориентированные стеклопластики. Изд. «Наука», М., 1966.
6. Авторское свидетельство СССР № 307869.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

А. Н. МАДОЕВ, Г. С. КАРАПЕТЯН, А. О. МИНАСЯН

ОБНАРУЖЕНИЕ ПОЛЕЗНОГО СИГНАЛА-ОТКЛИКА НЕЛИНЕЙНОЙ СИСТЕМОЙ НА ФОНЕ ПОМЕХ

§ 1. Построение пробной модели прогнозирования

В настоящей работе предложен метод выделения полезного сигнала—биофизического отклика в головном мозгу человека—в ответ на раздражение «периферии». Цель заключается не в воспроизведении формы* сигнала с минимумом среднеквадратичной ошибки, а в наиболее надежном обнаружении полезного сигнала на фоне случайных—нормальных помех и в наиболее точном измерении его параметров. Строгий математический анализ—обоснование выделения, оценка спектральной интенсивности и определение вида функции на выходе системы, а также ликвидация не только случайных, но и систематических ошибок, имеющих различную природу,—связан с характером настоящей работы, главным приложением которой было выявление и анализ проекций «периферии» внутренних органов и соответствующих им точек поверхности на коже, в головном мозгу человека.

Выделяя фокусные проекции внутренних органов, мы опирались на то обстоятельство, что колебательные системы релаксационного типа, обладающие свойством рефрактерности [1], могут вызывать периодические колебания сети и возможность синхронизации большого числа элементов внешней стимуляцией. В отличие от существующих методов, нами применено однократное раздражение и оптимальное выделение биоотклика. Данные биопотенциалов при непериодических раздражениях внутренних органов получались отведением при помощи макроэлектродов, регистрирующих усредненные в пространстве потенциалы действия множества мотонейронов с поверхности черепа. Однократные раздражения не исключали повторных, однако, это повторение делалось так, что заведомо исключало всякие влияния от предыдущего раздражения. (Здесь, конечно, надо учитывать, что всякое предыдущее раздражение влечет за собой изменение начальных условий исследуемой нейронной сети.)

На данном этапе основная цель состоит в том, чтобы, анализируя данные, полученные при исследовании, с различных точек зрения,

* Как будет показано, форму можно считать известной.

выявить: какие модели можно применить для обнаружения фокусных проекций внутренних органов в головном мозгу человека.

Представим непрерывный процесс $X(t)$ (выходной сигнал в мозгу не в момент раздражения) в виде суммы экспонент, в общем случае, с неизвестными показателями и неизвестным числом членов. (Случай интерполяции функции в виде суммы экспонент с неизвестными показателями является основой аналитических замен. Показатели степени находится для равностоящих данных.)

$$X(t)=A_0e^{a_0t}+A_1e^{a_1t}+\ldots+A_{k-1}e^{a_{k-1}t} \tag{1.1}$$

для некоторого множества равностоящих значений $t=t_j$ ($j=1,2,\ldots,n$). В этом случае не будет ограничением считать $t_j=j$.

Напишем однородное разностное уравнение

$$X_j+\alpha_1X_{j-1}+\ldots+\alpha_kX_{j-k}=0. \tag{1.2}$$

С учетом Z-преобразования имеем:

$$X_{j-k}=Z^{-k}X_j. \tag{1.3}$$

Подставляя (1.3) в (1.2) и заменив Z на p, получим:

$$p^k+\alpha_1p^{k-1}+\ldots\alpha_k=0. \tag{1.4}$$

Если корни (1.4) равны $p=e^{a_i}$, то очевидно, что e^{a_it} удовлетворяет разностному уравнению (1.2), где $i=0, 1, 2,\ldots,(k-1)$.
Следовательно, $X(t)$ также удовлетворяет (1.2), которое, в общем виде, запишется так:

$$X_t-\mu=\sum_{j=1}^{m}\alpha_j(X_{t-j}-\mu)+\sum_{j=0}^{l}\beta_jZ_{t-j}, \tag{1.5}$$

где $\beta_0=1$; Z_t—случайный процесс; μ—средний уровень X_t выходного сигнала системы. Модель (1.5) является дискретным аналогом неполного линейного дифференциального уравнения*

$$a_m\frac{d^mX}{dt^m}+a_{m-1}\frac{d^{m-1}X}{dt^{m-1}}+\ldots+a_0[X(t)-\mu]=Z(t). \tag{1.6}$$

Из вышеизложенного следует возможность представления биопотенциала мозга уравнениями (1.5) или (1.6) с оговоренными условиями. Модели (1.5) и (1.6) являются мощными параметрическими моделями и будут нами использованы для анализа и описания биооткликов в мозгу.

Изучение спектра выходного сигнала, считываемого с фокусной проекции внутреннего органа в головном мозгу человека при раздражении этого органа, показало наличие явно выраженного пика**.

---

* $Z(t)$ должны создавать разрывные изменения.

** Анализ спектра не является необходимым. Наличие фиксированного скачка на фоне равномерного спектра (нулевая гипотеза) и даже просто нулевая гипотеза об абсолютной непрерывности спектральной функции может быть замечено по рис. 2, где данные имеют явную тенденцию колебаться с некоторой частотой.

Известно, что при описании системы моделью (1.5) или (1.6) соответствующие характеристические уравнения в этом случае имеют комплексные корни. Учтем тот факт, что наличие пика в спектре говорит не только о том, что характеристические уравнения моделей (1.5) и (1.6) имеют комплексные корни, но и о том, что ковариационная функция процесса осциллирует: при этом, как будет показано ниже, амплитуда затухающих осцилляций ковариационной функции достаточно большая (табл. 1).

Пусть $X(t)$ — биопотенциал нейронной сети центра от раздражения. Не ограничивая общности, положим, что

$$X(t)=A(t)[\sin\omega_0 t+\varphi(t)] \qquad (1.7)^*$$

(где $\omega_0=\mathrm{const}$; $A(t)$ и $\varphi(t)$ — две взаимно независимые случайные величины), а $\varphi(t)$ равномерно распределена в интервале $0\div 2\pi$. (В общем случае распределение $\varphi(t)$ в момент раздражения может быть иным.)

Полагая, что $A(t)$ есть реализация процесса с корреляционной функцией

$$R_{aa}(\tau)=Ae^{-\alpha|\tau|}, \qquad (1.8)$$

найдем корреляционную функцию процесса $X(t)$. Она равна:

$$R_{xx}(\tau)=R_{aa}(\tau)M[(\sin\omega_0 t+\varphi(t))(\sin\omega_0(t+\tau)+\varphi(t))]=\frac{A}{2}e^{-\alpha|\tau|}\cos\omega_0\tau. \qquad (1.9)$$

Предположим теперь, что

$$X_1(t)=f(t)\cdot\xi(t), \qquad (1.10)$$

где $f(t)$ — любая детерминированная функция времени, а $\xi(t)$ — стационарный случайный процесс с заданной корреляционной функцией $R_{\xi\xi}(\tau)$. Как известно,

$$R_{xx}(\tau)=R_{ff}(\tau)\cdot R_{\xi\xi}(\tau) \qquad (1.11)$$

(учитывается, что берется среднее по ансамблю и по времени). Поскольку $f(t)$ — любая детерминированная функция, предположим, что

$$f(t)=A_1\cos(\omega_0 t+\varphi),$$

тогда

$$R_{ff}(\tau)=\frac{A_1^2}{2}\cos\omega_0\tau, \text{ а } R_{\xi\xi}(\tau)=\langle\xi^2\rangle e^{-\alpha|\tau|}.$$

(Известно, что функцией такого типа описываются: случайные импульсы при броуновском движении, случайные телеграфные сигналы, теп-

---

* Контуры ЭЭГ имеют, в общем случае, синусоидальный характер, и даже клинические обозначения «спайк», «спайк купол» являются только выражением сжатости или протяженности компонентов временных последовательностей [2].

ловой шум и пр. Поэтому вид $R_{\xi\xi}(\tau)$ типичен*.) Отсюда

$$R_{x_1x_1}(\tau) = \frac{A_1^2}{2} \cdot \langle \xi^2 \rangle e^{-\alpha|\tau|} \cos \omega_0 \tau. \tag{1.12}$$

Полагая $A_1^2 \langle \xi^2 \rangle = A$, получим полное совпадение выражений (1.9) и (1.12). Таким образом, два совершенно разных процесса имеют одинаковые корреляционные функции (равенство $A_1^2 \langle \xi^2 \rangle = A$ может быть выполнено численно). Это указывает на то, что выводы по виду корреляционной функции должны делаться очень осторожно, и мы пользовались ею только для рекомендаций. Например, определялась длительность сигнала отклика скользящей корреляцией. Для исключения такой неоднозначности требуются дополнительные данные.

В настоящей работе нами найдена выборочная оценка S_t^2 остаточной дисперсии для момента раздражения, на основании чего и определен порядок процесса, описываемого уравнением авторегрессии (1.5) или (1.6).

Система «периферия-центр», как и любая замкнутая система, может быть представлена в виде двух последовательно соединенных звеньев—линейного и нелинейного (рис. 1). Такое представление

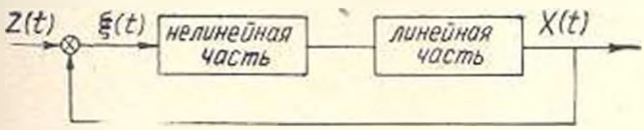

Рис. 1. Тракт замкнутой системы „периферия-центр-центр-периферия"

обосновано: имеются данные [1], полученные при помощи спектральных методов, о линейных и нелинейных связях между гиппокампом и смежной энторинальной корой, гиппокампом и ретикулярной формацией среднего мозга и др. Известно, что учет нелинейности важен для понимания закономерностей информационного характера. Поскольку в данном случае ставится только задача надежного обнаружения полезного сигнала, не имеющая целью изучение тонкого поведения нейронных сетей, то нелинейным звеном можно пренебречь [3]. Кроме того, справедливость линейной трактовки вытекает из методики однократного, аварийного раздражения периферии и вытекающих отсюда физических условий синхронизации нейронных сетей, начинающейся с малых амплитуд, для которых любая характеристика считается линейной. В этом случае для сигнала-биоотклика, в отличие от установившейся, оперируем переходной корреляционной функцией.

В табл. 1 приведены данные первых 13 значений коварнаций $C_{xx}(k)$ и выборочной корреляционной функции, подсчитанные для биоотклика (рис. 2), считываемого с мозга и полученного при раздражении желудка с фиксацией «старт». Место снятия соответствует представительству желудка в головном мозгу. Ковариационная функция момента зардражения приведена на рис. 5.

* Здесь и в дальнейшем знаком $\langle\rangle$ обозначено усреднение по ансамблю.

Мы не остановились на анализе выборочных корреляционных функций по той причине, что они подсчитаны по коротким рядам, а это, как известно, приводит к большим осцилляциям там, где теоретическая корреляционная функция близка к нулю. Поэтому используем ее только для рекомендаций; например, определяется длительность

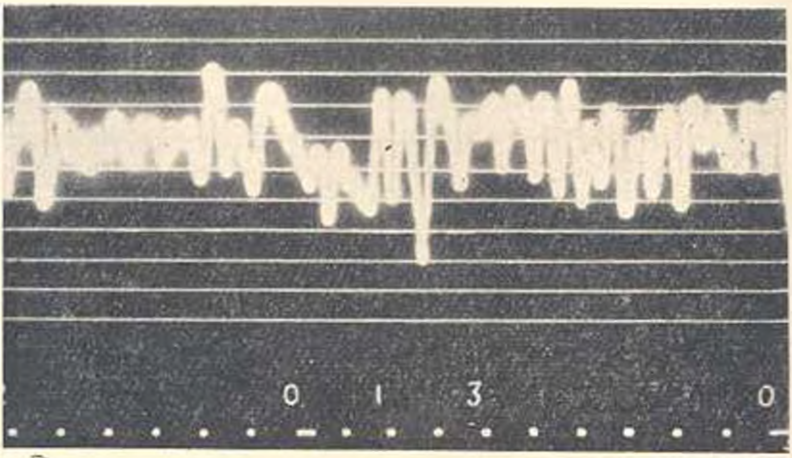

Рис. 2. Биопотенциал мозга, полученный от представительства желудка в момент его раздражения

Таблица 1

k	$C_{xx}(k)$	m	j	a_m	$S_z^2(m)$
1	1.783	1	1		1.203
2	0.984	2	1	0.934	0.690
3	−0.314		2	−0.691	
4	−1.057		1	0.842	
5	−0.876	3	2	−0.572	0.696
6	−0.110		3	−0.128	
7	0.571		1	0.838	
8	0.660	4	2	−0.604	0.712
9	0.221		3	−0.080	
10	−0.298		4	−0.057	
11	−0.562		1	0.839	
12	−0.399		2	−0.502	
13	−0.001	5	3	−0.065	0.732
			4	−0.078	
			5	0.253	

сигнала-отклика методом скользящей корреляции. Как видно из табл. 1, начальная аплитуда затухающих осцилляций $C_{xx}(k)$ велика, что является достаточным условием существования пика в спектре.

Вынесем решение о порядке m процесса авторегрессии. Поскольку модель ищется в виде скользящего среднего авторегрессии (1.5) или (1.6), то для вынесения решения о порядке m процесса необходимо будет подгонять процессы различных порядков. Для определения порядка авторегрессии рассмотрим N-мерный закон распределения реализации процесса для фиксированного $\vec{X}$.

Предполагая, что некоторые переменные коэффициенты авторегрессии могут быть заданы как произвольные функции, то эти коэффициенты можно выбрать следующим образом.

Пусть имеется совокупность предсказывающих переменных величин $\vec{X}=(x_1, x_2, \ldots, x_m)$. Выберем предиктор $f(\vec{X})$ из условия минимума среднеквадратичной ошибки. Как известно, минимуму

$$M|X_{m+k}-f(\vec{X})|^2$$

(где $k=m+1, m+2, \ldots, N$) соответствует равенство

$$f(\vec{X})=M(X_{m+k}/\vec{X}),$$

т. е. то X_{m+k}, которое может быть предсказано при имеющихся фиксированных $\vec{X}$. Считая, что функция регрессии $M(X_{m+k}/\vec{X})$ линейна по $\vec{X}$, рассмотрим линейную функцию регрессии

$$\beta+X_t+\alpha_1 X_{t-1}+\ldots+\alpha_m X_{t-m}$$

для предиктора $f(\vec{X})$ и найдем коэффициенты из условия минимума выражения

$$M[\beta+X_t+\alpha_1 X_{t-1}+\ldots+\alpha_m X_{t-m}]^2. \tag{1.13}$$

Если имеем N групп измерений, то легко получить нормальные уравнения путем минимизации:

$$S(\mu, \alpha)=\sum_{t=m+1}^{N}[X_t-\mu-\alpha_1(X_{t-1}-\mu)-\ldots-\alpha_m(X_{t-m}-\mu)]^2, \tag{1.14}$$

где $\beta=-\mu+\alpha_1\mu+\ldots+\alpha_m\mu$.

Определим коэффициенты $\alpha_1, \alpha_2, \ldots, \alpha_m$, используя метод наименьших квадратов. Дифференцируя сумму (1.14) по $\alpha_1, \alpha_2, \ldots, \alpha_m$, получим систему из m уравнений (приближенно):

$$C_{xx}(j)=\alpha_1 C_{xx}(j-1)+\alpha_2 C_{xx}(j-2)+\ldots+\alpha_m C_{xx}(j-m), \tag{1.15}$$

где $j=1, 2, \ldots, m$.

По данным рис. 2 вычислены значения выборочной оценки остаточной дисперсии

$$S_z^2(m)=\frac{1}{N-2m-1}S(\mu, \alpha_1, \ldots, \alpha_m),$$

которые приведены в табл. 1.

На рис. 3 приведен график S_z^2 в зависимости от m, откуда следует, что S_z^2 имеет минимум при $m=2$. Следовательно, для данного биоотклика подходит процесс авторегрессии второго порядка. Таким образом, вероятно, что ответ на раздражение внутренних органов (и не только внутренних) для биооткликов получается в виде затухающей, искаженной периодической функции, описываемой дискретным уравнением авторегрессии (1.15) или его непрерывным аналогом (1.16) при $m=2$.

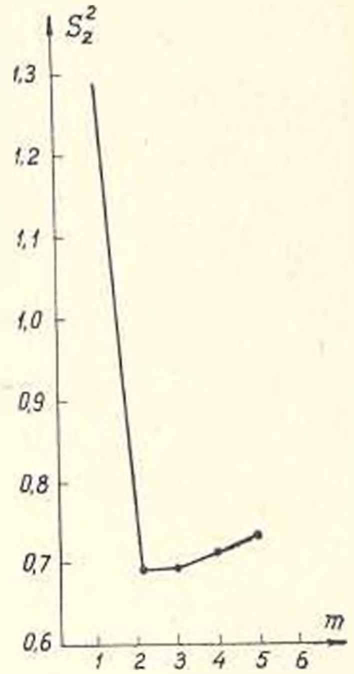

Рис. 3. График зависимости выборочной оценки остаточной дисперсии от m

Для физически реализуемой системы выходной сигнал (1.6) при $m=2$ можно представить так:

$$X(t)=Ae^{-\alpha t}\sin(\omega_0 t+\varphi)\cdot 1(t). \quad (1.16)$$

Определим совершенность модели (1.6) для рис. 2 Найдем спектральную плотность энергии для (1.16). С учетом $\alpha<\omega_0$ она равна:

$$Э_x(\omega)=\frac{A^2}{8\pi}\left|\frac{1}{\alpha^2+(\omega-\omega_0)^2}+\frac{1}{\alpha^2+(\omega+\omega_0)^2}\right|. \quad (1.17)$$

Спектральная плотность мощности для (1.12) будет:

$$S_x(\omega)=\frac{\langle\xi^2\rangle A^2\alpha}{4\pi}\left[\frac{1}{\alpha^2+(\omega-\omega_0)^2}+\frac{1}{\alpha^2+(\omega+\omega_0)^2}\right]. \quad (1.18)$$

Сравнивая (1.17) и (1.18), получаем: детерминированный сигнал (1.16) и периодическая, в общем нестационарная, функция (1.10) имеют совпадающие по форме спектры; это значит, что (1.10) можно представить как суперпозицию экспоненциально затухающих случайно возникающих синусоид (1.16). Здесь специально оговорена случайность возникновения синусоид. Подробно не останавливаясь на этом факте, отметим, что если эти сигналы неполезные и совершенно случайные, их фаза имеет равномерное распределение вероятностей в пределах $0\div2\pi$. При появлении сигнала синхронизации вероятность фазы, близкой к фазе сигнала, возрастает от равномерной, равной $\pi/2$, до дельтаобразной в пределе. При возрастании отношения сигнал/помеха, небольшой по амплитуде шум, векторно складываясь с сигналом, не может значительно изменить его фазу. В общем случае, при идентичности сигналов результирующий сигнал равен:

$$X_1(t)=\sum_{i=1}^{n}\delta(x_i,\ t)\,f(x_i,\ t-t_i), \quad (1.19)$$

где $g(x_i, t)$ — случайные величины с определенным распределением вероятностей, причем, распределение $g(x_i, t)$ однозначно определяется распределением $X_1(t)$ в каждый данный момент;

$$f(t) = Ae^{-\alpha t}\sin(\omega_0 t + \varphi)\cdot 1(t).$$

Таким образом,

$$S_x(\omega) = \bar{g}^2 Э_x(\omega).$$

Это дает основание вникнуть в сущность процесса: биоотклик сетей представительства образуется, при внешнем раздражении периферии, из многочисленных элементарных сигналов, известных в нейрофизиологии под названием «вызванных» потенциалов, достаточно близко аппроксимируемых (1.16).

С учетом примечания к (1.7) можно считать, что сам процесс имеет корреляционную функцию (1.12); это следует и из рис. 5, где приведена переходная ковариационная функция представительства, соответствующая рис. 2. Поэтому становится понятным полезность применения параметрической модели, дающей или предлагающей сигнал вида (1.16). Сам сигнал (1.16) отличается от биопотенциала рис. 2, однако, это искажение, по-видимому, вызвано тем, что пространственное распределение активности (с учетом расстояния между датчиками) при биполярном отведении приводит к суммированию не только биопотенциалов-откликов (вызванных потенциалов) нейронных сетей представительства. Биоотклик момента раздражения просматривается на фоне нормально распределенных аддитивных помех (ЭЭГ), природой которых являются сигналы нейронных сетей непредставительства и шумы другого происхождения. Таким образом, модель скользящего среднего авторегрессии, а также параметрическая модель, может дать возможность не только вникнуть, но и дать объяснение лежащему в основе процесса явлению. В общем случае можно считать, что рис. 2 описывается (1.10). Полезность результата при применении параметрической (1.5) и непараметрической моделей очевидна, что дает возможность предопределить форму скрытого сигнала (может быть и не совсем истинную, что не так важно), и, как следствие, создается возможность оптимального выделения одиночного сигнала. Учитывая, что выходной сигнал, вероятно, имеет квазипериодическую структуру, удается построить адаптивную систему, сходную по свойствам с нейрофизиологической частью слухового аппарата.

Из вышеизложенного следует: при внешнем раздражении периферии получаем эффект внешней синхронизации, в случае перекрывания спектров синхросигнала и генератора (нейронной сети) это притяжение частот усиливается, частоты будут собираться в одну или несколько групп (см. рис. 4).

На рис. 4 приведена кривая зависимости интенсивности сигнала для биопотенциала по рис. 2, считанного с фокусной проекции желудка в головном мозгу человека, полученная фильтрацией приемником, специально разработанным для данного исследования. Из рис. 4 (сплошная кривая) следует, что*

$$I(\omega)=I_1(\omega)+I_2(\omega)+I_3(\omega),$$

где максимумы спектральной интенсивности сигнала достигаются вблизи $\pi/6$, $\pi/5$ и $2\pi/5$. Соответственно и ковариационная функция будет иметь вид:

$$R_{xx}(\tau)=R_1(\tau)+R_2(\tau)+R_3(\tau).$$

Рис. 4. Кривая зависимости интенсивности I от частоты

Появление нескольких максимумов в спектре можно трактовать как непостоянство «несущей», т. е. имеет место эффект частотной модуляции, приводящей к сильному перераспределению энергии в спектре, в результате чего вместо одного значительного по величине максимума в спектре биоотклика появляется серия максимумов, число и удаление которых от средней ω_0 зависит от характера изменения частоты во время импульса-биоотклика. Поэтому при отыскании пика достаточно ограничиться предварительным анализом, т. е. той областью частот, которая перекрывает данный пик.

Мгновенное однократное раздражение (или медленно повторяющееся) имеет то преимущество, что если длительность произвольного воздействия $Z(t)$ мала по сравнению с периодом, то можно показать, что вид функции $Z(t)$ не имеет значения. Важен только импульс, толчок. В общем случае Z_t может носить случайный характер. Не иск-

---

* Более правильным является представление

$$I(\omega)=I_1(\omega)+I_2'(\omega)+I_2''(\omega)+I_2'''(\omega),$$

где $I_1(\omega)$ соответствует непрерывной интенсивности спектра, а $I_2'(\omega)$ — скачкообразное изменение спектральной интенсивности. Пунктиром на рис. 4 показана скользящая оценка (усреднение по ансамблю и по времени).

...учается случай однократного раздражения, приводящий к воздействию на представительство случайной последовательности сигналов, претерпевших временную дисперсию; этим, например, можно объяснить некоторое искажение $C_{xx'}(k)$ экспоненциально затухающей синусной ковариации (рис. 5), хотя для данных исследований это воздействие было незначительным из-за наркозного барьера. При этом выходной сигнал системы будет иметь определенную периодическую структуру, однако период и фаза будут изменяться в соответствии с воздействием случайной компоненты Z_t.

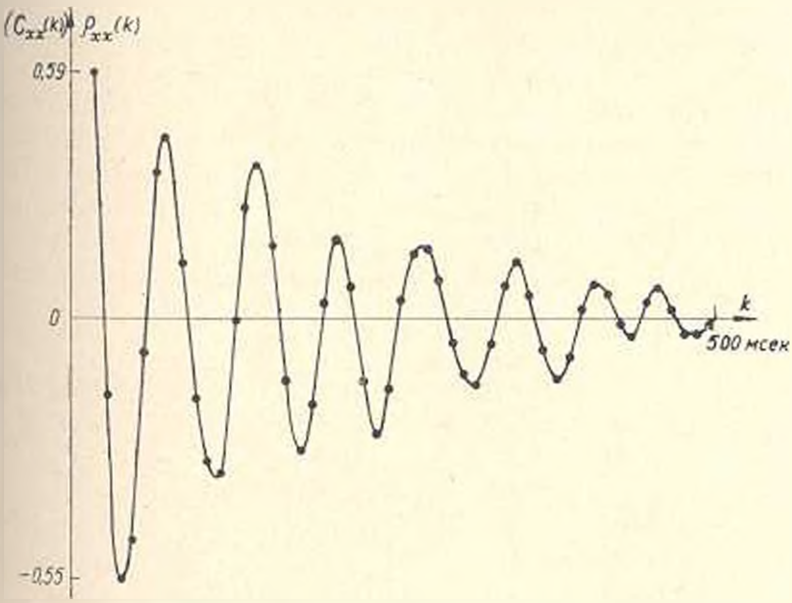

Рис. 5. Ковариационная функция момента раздражения

Однократное раздражение дает возможность возбудить и синхронизировать большое число осцилляторов—нейронных сетей представительства—с различными частотами и примерно одинаковой амплитудой*.

Необходимо отметить, что природа раздражения неэлектрическая. Хорошо разработанная методика усреднения не приводит к результатам как по вышеизложенным причинам, так и ввиду неоднозначности реакций. Кроме того, при усреднении могут быть сглажены искомые отклики.

Переходный процесс, протекающий в нейронной сети представительства, после включения синхронизирующего сигнала (раздражение «периферии») исследован менее обстоятельно.

---

* Одинаковость генерируемых амплитуд может следовать из нормальности закона распределения вероятностей [4]. Приближенное равенство получается ввиду изменения закона распределения плотности вероятностей в момент раздражения.

При слабой синхронизации, что соответствует определенному, менее сильному, не аварийному раздражению периферии (что очень важно на практике), нейронная сеть представительства, находящаяся под воздействием сигнала и шума, препятствующего синхронизации, может быть выделена по установлению фазы в ней (фаза синхросигнала случайна).

Проведенный анализ и предложенная математическая модель сигнала-отклика хорошо согласуются с распространенной в настоящее время гипотезой, объясняющей происхождение корковой ритмики реверберацией возбуждения по замкнутым циклическим путям как в коре, так и между корой и различными подкорковыми образованиями, а также экспериментальными данными, указывающими на единую внутреннюю природу спонтанной и вызванной активности.

Нетрудно видеть, что выходной сигнал системы «периферия-центр» может иметь произвольную частоту ω_0, амплитуду и фазу. При этом, очевидно, отношение сигнал/шум на выходе определяется не только отношением сигнал/шум на входе, длительностью сигнала и параметрами системы, но и расстройкой $\Delta\omega$ входного сигнала относительно частоты ω_0, где импульсная переходная функция системы равна

$$g(t) = G(t)\sin\omega_0 t.$$

Учитывая вышеизложенное, можно попытаться синтезировать и реализовать оптимальный приемник, на котором мы остановимся в дальнейшем.

(Продолжение следует)

Поступило 12.XI.1973

Ա. Ն. ՄԱԴՈԵՎ, Գ. Ս. ԿԱՐԱՊԵՏՅԱՆ, Հ. Հ. ՄԻՆԱՍՅԱՆ

ՕԳՏԱԿԱՐ ԱԶԴԱՆՇԱՆ-ԱՐՁԱԳԱՆՔԻ ԲԱՑԱՀԱՅՏՈՒՄԸ ԽԱՆԳԱՐՈՒՄՆԵՐԻ ՖՈՆԻ ՎՐԱ ՈՉ-ԳԾԱՅԻՆ ՍԻՍՏԵՄԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

Ամփոփում

Պարամետրական և ոչ-պարամետրական մոդելների օգտագործմամբ ցույց է տրված ընդհանուր առմամբ ոչ-միայուն պրոցեսում խանգարումների ֆոնի վրա օգտակար ազդանշան-արձագանքի առանձնացման հնարավորությունը՝ որպես չափանիշ վերցնելով ազդանշան/խանգարում հարաբերության առավելագույն արժեքը։

ЛИТЕРАТУРА

1. Вычислительные устройства в биологии и медицине. М., «Мир», 1967.
2. Достижения биологической и медицинской техники. М., «Медицина», 1971.
3. Некоторые проблемы биологической кибернетики. Л., «Наука», 1972.
4. *Петрович Н. Т., Размахнин М. К.* Системы связи с шумоподобными сигналами. М., «Советское радио», 1969.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVII, № 2, 1974 Серия технических наук

ЭНЕРГЕТИКА

В. С. ХАЧАТРЯН

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ПРИРОСТОВ ПОТЕРЬ В СЕТЯХ БОЛЬШИХ ЭНЕРГОСИСТЕМ ПРИ ЗАДАНИИ $P-Q$ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТАНЦИОННЫХ УЗЛОВ

В настоящей статье предлагается метод определения относительных приростов потерь в сетях больших энергосистем, основанный на идее их представления как совокупности радиально связанных подсистем [1, 2]. Уравнение состояния сети большой энергосистемы де ее представления как совокупности радиально связанных подсистем представляется с помощью следующего матричного уравнения:

$$\dot{U}_l = \dot{U}_Б + Z_{lj} \cdot \dot{I}_j . \quad (1)$$

Для составления инвариантного уравнения состояния сети рассматриваемой большой энергосистемы, после ее представления как совокупности радиальных подсистем, необходимо заранее построить расчетную Z-матрицу определенной структуры, принцип построения которой приводится в [2]:

$$\left|\begin{array}{ccccc|c} Z_{l_1 j_1} & & & & & \Delta Z_{l_1 s_1} \\ & Z_{l_2 j_2} & & & & \Delta Z_{l_2 s_2} \\ & & \ddots & & & \vdots \\ & & & Z_{l_N j_N} & & \Delta Z_{l_N s_N} \\ & & & & & \Delta Z \end{array}\right| \quad (2)$$

Расчетная Z-матрица (2) позволяет построить инвариантную систему уравнений большой системы, как совокупности уравнений отдельных подсистем:

$$\dot{U}_l = \dot{U}_l(\dot{U}_{l_1}; \dot{U}_{l_2}; \dot{U}_{lN}). \quad (3а)$$

при этом

$$\begin{aligned} \dot{U}_{l_1} &= \dot{U}_{Бl_1} + Z_{l_1 j_1} \cdot \dot{I}_{l_1}, \\ \dot{U}_{l_2} &= \dot{U}_{Бl_2} + Z_{l_2 j_2} \cdot \dot{I}_{j_2}. \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \dot{U}_{l_N} &= \dot{U}_{Бl_N} + Z_{l_N j_N} \cdot \dot{I}_{j_N} \end{aligned} \quad (3б)$$

Величины $\dot{U}_{Бl_1}, \dot{U}_{Бl_2}, \ldots, \dot{U}_{Бl_N}$ определяются на основании следующих выражений:

$$\dot U_{БИ_1}=\dot U_{Б}+Z_{i_1 М_1}\cdot\Delta\dot I_{1,N}+\Delta Z_{i_1 s_1}\cdot\dot I_p;$$

$$\dot U_{БИ_2}=\dot U_{М_1}+Z_{i_2 М_2}\cdot\Delta\dot I_{2,N}+\Delta Z_{i_2 s_2}\cdot\dot I_p;$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots \tag{4}$$

$$\dot U_{БИ_N}=\dot U_{М_{N-1}}+Z_{i_N М_N}\cdot\Delta\dot I_{N,N}+\Delta Z_{i_N s_N}\cdot\dot I_p,$$

где $\dot U_Б$ — напряжение исходного единственного базисного узла;

$\dot U_{М_1}$—напряжение узла, принадлежащего первой подсистеме, являющегося базисным для второй подсистемы и т. д.;

$Z_{i_1 М_1}, Z_{i_2 М_2}, \ldots, Z_{i_N М_N}$—являются последними столбцами Z-матрицы соответственно I, II, ..., N-ой подсистем. Токи $\Delta\dot I_{1,N}, \Delta\dot I_{2,N}, \ldots, \Delta\dot I_{N,N}$ определяются так:

$$\Delta\dot I_{1,N}=\sum_{М_1}\dot I_{i_1}+\Delta\dot I_{2,N},$$

$$\Delta\dot I_{2,N}=\sum_{М_2}\dot I_{i_2}+\Delta\dot I_{3,N},$$

$$\cdots\cdots\cdots \tag{5}$$

$$\Delta\dot I_{N,N}=0.$$

Подробное описание определения величины $\dot I_p$ приводится в [2]. Определяя величины $\dot U_{БИ_1}, \dot U_{БИ_2}, \ldots, \dot U_{БИ_N}$, систему матричных уравнений (3б) можно рассмотреть, как систему самостоятельных матричных уравнений отдельных подсистем. Потери активной и реактивной мощностей в сетях рассматриваемой большой энергосистемы определяются как совокупность соответствующих потерь отдельных подсистем:

$$П_а=П_а(П_{а_1}, П_{а_2}, \ldots, П_{а_N}). \tag{6}$$

$$П_р=П_р(П_{р_1}, П_{р_2}, \ldots, П_{р_N}). \tag{7}$$

Искомые относительные приросты потерь в сетях большой энергосистемы также определяются как совокупность соответствующих относительных приростов отдельных подсистем:

$$\frac{\partial П_а}{\partial P_m}=\frac{\partial П_а}{\partial P_m}\left(\frac{\partial П_{а_1}}{\partial P_{m_1}}, \frac{\partial П_{а_2}}{\partial П_{m_2}}, \ldots, \frac{\partial П_{а_N}}{\partial П_{m_N}}\right); \tag{8а}$$

$$\frac{\partial П_р}{\partial P_m}=\frac{\partial П_р}{\partial P_m}\left(\frac{\partial П_{р_1}}{\partial P_{m_1}}, \frac{\partial П_{р_2}}{\partial P_{m_2}}, \ldots, \frac{\partial П_{р_N}}{\partial P_{m_N}}\right); \tag{8б}$$

$$\frac{\partial П_а}{\partial Q_m}=\frac{\partial П_а}{\partial Q_m}\left(\frac{\partial П_{а_1}}{\partial Q_{m_1}}, \frac{\partial П_{а_2}}{\partial Q_{m_2}}, \ldots, \frac{\partial П_{а_N}}{\partial Q_{m_N}}\right); \tag{9а}$$

$$\frac{\partial \Pi_p}{\partial Q_m}=\frac{\partial \Pi_p}{\partial Q_m}\left(\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial Q_{m_1}},\ \frac{\partial \Pi_{p_2}}{\partial Q_{m_2}},\ \cdots,\ \frac{\partial \Pi_{p_N}}{\partial Q_{m_N}}\right). \tag{9б}$$

В вышеприведенных выражениях принимается следующая система индексов:

для станционных узлов $m,\ n=(m_1,\ n_1;\ m_2,\ n_2;\ \cdots;\ m_N,\ n_N)$,

для нагрузочных узлов $k,\ g=(k_1,\ g_1;\ k_2,\ g_2;\ \cdots;\ k_N,\ g_N)$,

для произвольных узлов $i,\ j=(i_1,\ j_1;\ i_2,\ j_2;\ \cdots;\ i_N,\ j_N)$.

Предполагается, что число станционных и нагрузочных узлов в каждой подсистеме составляют соответственно: $\Gamma_1,\ H_1$ $(\Gamma_1+H_1=M_1)$; $\Gamma_2,\ H_2$ $(\Gamma_2+H_2=M_2)$; $\cdots$; $\Gamma_N,\ H_N$ $(\Gamma_N+H_N=M_N)$.
В явновыраженной форме выражения для определения потерь мощностей в сетях отдельных подсистем имеют следующий вид:

$$\Pi_{a_1}+j\Pi_{p_1}=\sum_{i_1=1}^{M_1}\sum_{j_1=1}^{M_1}\hat{I}_{i_1}\cdot Z_{i_1j_1}\dot{I}_{j_1}+\sum_{j_1=1}^{M_1}\dot{U}_{0j_1}\,\hat{I}_{j_1}; \tag{10}$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$\Pi_{a_N}+j\Pi_{p_N}=\sum_{i_N=1}^{M_N}\sum_{j_N=1}^{M_N}\hat{I}_{i_N}Z_{i_Nj_N}\dot{I}_{j_N}+\sum_{j_N=1}^{M_N}\dot{U}_{0j_N}\hat{I}_{j_N}. \tag{11}$$

В выражениях (10) ÷ (11):

$$\dot{U}_{0j_1}=\dot{U}_{Бj_1}-\dot{U}_Б;$$

$$\cdots\cdots\cdots$$

$$\dot{U}_{0j_N}=\dot{U}_{Бj_N}-\dot{U}_Б. \tag{12}$$

Искомые частные производные определяются с помощью следующих выражений:

$$\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial P_{m_1}}=\left(\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial P_{m_1}}\right)+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial U_{j_1}}\cdot\frac{\partial U_{j_1}}{\partial P_{m_1}}+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial \psi_{j_1}}\cdot\frac{\partial \psi_{j_1}}{\partial P_{m_1}}; \tag{13}$$

$$\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial P_{m_1}}=\left(\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial P_{m_1}}\right)+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial U_{j_1}}\cdot\frac{\partial U_{j_1}}{\partial P_{m_1}}+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial \psi_{j_1}}\cdot\frac{\partial \psi_{j_1}}{\partial Q_{m_1}}; \tag{14}$$

$$\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial Q_{m_1}}=\left(\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial Q_{m_1}}\right)+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial U_{j_1}}\cdot\frac{\partial U_{j_1}}{\partial Q_{m_1}}+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial \psi_{j_1}}\cdot\frac{\partial \psi_{j_1}}{\partial Q_{m_1}}; \tag{15}$$

$$\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial Q_{m_1}}=\left(\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial Q_{m_1}}\right)+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial U_{j_1}}\cdot\frac{\partial U_{j_1}}{\partial Q_{m_1}}+\sum_{j_1=1}^{M_1}\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial \psi_{j_1}}\cdot\frac{\partial \psi_{j_1}}{\partial Q_{m_1}}. \tag{16}$$

Аналогичные выражения для определения значений искомых частных производных можно написать для остальных подсистем.

Частные производные от потерь активной и реактивной мощностей (Π_a, Π_p) по режимным параметрам (P, Q, U, ψ) определяются непосредственно из аналитических выражений (10)÷(11):

$$\left(\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial P_{m_1}}\right) = A_{i_1} + 2\sum_{j_1=1}^{M_1} R_{m_1 j_1} \cdot \alpha_{m_1 j_1}; \qquad (17а)$$

$$\left(\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial P_{m_1}}\right) = A'_{i_1} + 2\sum_{j_1=1}^{M_1} X_{m_1 j_1} \cdot \alpha_{m_1 j_1}; \qquad (17б)$$

$$\left(\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial Q_{m_1}}\right) = B_{i_1} + 2\sum_{j_1=1}^{M_1} R_{m_1 j_1} \cdot \beta_{i_1 j_1}; \qquad (17в)$$

$$\left(\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial Q_{m_1}}\right) = B'_{i_1} + 2\sum_{j_1=1}^{M_1} X_{m_1 j_1} \cdot \beta_{m_1 j_1}; \qquad (17г)$$

$$\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial U_{j_1}} = C_{j_1} - \frac{2}{U_{j_1}}\sum_{j_1=1}^{M_1} R_{j_1 i_1} \cdot A_{j_1 i_1}; \qquad (18а)$$

$$\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial U_{j_1}} = C'_{j_1} - \frac{2}{U_{j_1}}\sum_{j_1=1}^{M_1} X_{j_1 i_1} \cdot A_{j_1 i_1}; \qquad (18б)$$

$$\frac{\partial \Pi_{a_1}}{\partial \psi_{j_1}} = D_{j_1} - 2\sum_{i_1=1}^{M_1} R_{j_1 i_1} \cdot B_{j_1 i_1}; \qquad (19а)$$

$$\frac{\partial \Pi_{p_1}}{\partial \psi_{j_1}} = D'_{j_1} - 2\sum_{i_1=1}^{M_1} X_{j_1 i_1} \cdot B_{j_1 i_1}. \qquad (19б)$$

В этих выражениях:

$$A_{i_1} = -\frac{1}{U_{i_1}}(U_{0ai_1}\cos\psi_{i_1} + U_{0pi_1}\sin\psi_{i_1}); \qquad (20а)$$

$$A'_{i_1} = -\frac{1}{U_{i_1}}(U_{0ai_1}\sin\psi_{i_1} - U_{0pi_1}\cos\psi_{i_1}); \qquad (20б)$$

$$B_{i_1} = \frac{1}{U_{i_1}}(U_{0ai_1}\sin\psi_{i_1} - U_{0pi_1}\cos\psi_{i_1}); \qquad (21а)$$

$$B'_{i_1} = \frac{1}{U_{i_1}}(U_{0ai_1}\cos\psi_{i_1} + U_{0pi_1}\sin\psi_{i_1}); \qquad (21б)$$

$$C_{j_1} = -\frac{1}{U^2_{j_1}}(U_{0aj_1}H_{j_1} + U_{0pj_1}K_{j_1}); \qquad (22а)$$

$$C'_{j_1} = \frac{1}{U^2_{j_1}}(U_{0aj_1}K_{j_1} - U_{0pj_1}H_{j_1}); \qquad (22б)$$

$$D_{j_1} = -\frac{1}{U_{j_1}}(U_{0aj_1}K_{j_1} - U_{0pj_1}H_{j_1}); \qquad (23а)$$

$$D'_{j_1} = -\frac{1}{U_{j_1}}(U_{0aj_1}H_{j_1} + U_{0pj_1}K_{j_1}); \qquad (23б)$$

$$A_{l_1 i_1}=\frac{1}{U_{l_1}U_{i_1}}\left[(P_{l_1}P_{i_1}+Q_{l_1}Q_{i_1})\cos(\psi_{l_1}-\psi_{i_1})+(Q_{l_1}P_{i_1}-P_{l_1}Q_{i_1})\sin(\psi_{l_1}-\psi_{i_1})\right]; \tag{24а}$$

$$B_{l_1 i_1}=\frac{1}{U_{l_1}U_{i_1}}\left[(P_{l_1}P_{i_1}+Q_{l_1}Q_{i_1})\sin(\psi_{l_1}-\psi_{i_1})-(Q_{l_1}P_{i_1}-P_{l_1}Q_{i_1})\cos(\psi_{l_1}-\psi_{i_1})\right]; \tag{24б}$$

$$\alpha_{m_1 l_1}=\frac{1}{U_{m_1}U_{l_1}}\left[P_{l_1}\cos(\psi_{m_1}-\psi_{l_1})-Q_{l_1}\sin(\psi_{m_1}-\psi_{l_1})\right]; \tag{25а}$$

$$\beta_{m_1 l_1}=\frac{1}{U_{m_1}U_{l_1}}\left[P_{l_1}\sin(\psi_{m_1}-\psi_{l_1})+Q_{l_1}\cos(\psi_{m_1}-\psi_{l_1})\right]; \tag{25б}$$

$$H_{l_1}=P_{l_1}\cos\psi_{l_1}+Q_{l_1}\sin\psi_{l_1}; \tag{26а}$$

$$K_{l_1}=P_{l_1}\sin\psi_{l_1}-Q_{l_1}\cos\psi_{l_1}. \tag{26б}$$

С другой стороны:

$$U_{0al_1}=\mathrm{Re}(\dot U_{0l_1}); \qquad U_{0pl_1}=\mathrm{Im}(\dot U_{0l_1}). \tag{27}$$

Для определения частных производных типа $\frac{\partial U_{l_1}}{\partial P_{m_1}}$, $\frac{\partial \psi_{l_1}}{\partial P_{m_1}}$ и $\frac{\partial U_{l_1}}{\partial Q_{m_1}}$, $\frac{\partial \psi_{l}}{\partial Q_{m_1}}$ необходимо пользоваться выражением узловых активных и реактивных мощностей отдельных подсистем:

$$\left.\begin{aligned}\Phi_{pl_1}(P,\ Q,\ U,\ \psi)=0,\\ \Phi_{ql_1}(P,\ Q,\ U,\ \psi)=0.\end{aligned}\right\} \tag{28}$$

$$\left.\begin{aligned}\Phi_{pl_2}(P,\ Q,\ U,\ \psi)=0,\\ \Phi_{ql_2}(P,\ Q,\ U,\ \psi)=0.\end{aligned}\right\} \tag{29}$$

. . . .

$$\left.\begin{aligned}\Phi_{pl_N}(P,\ Q,\ U,\ \psi)=0,\\ \Phi_{ql_N}(P,\ Q,\ U,\ \psi)=0.\end{aligned}\right\} \tag{30}$$

Здесь

Φ_{pl_1}, Φ_{pl_2}, . . ., Φ_{pl_N}—неявные функции, имеющие размерность активной мощности;

Φ_{ql_1}, Φ_{ql_2}, . . ., Φ_{ql_N}—неявные функции, имеющие размерность реактивной мощности. Относительно функций (28) ÷ (30) можно написать:

$$
\begin{vmatrix}
\begin{vmatrix} \frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial U_{j_1}} & \frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial\varphi_{j_1}} \\ \frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial U_{j_1}} & \frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial\varphi_{j_1}} \end{vmatrix} & & \\
& \ddots & \\
& & \begin{vmatrix} \frac{\partial\Phi_{pl_N}}{\partial U_{j_N}} & \frac{\partial\Phi_{pl_N}}{\partial\varphi_{j_N}} \\ \frac{\partial\Phi_{ql_N}}{\partial U_{j_N}} & \frac{\partial\Phi_{ql_N}}{\partial\varphi_{j_N}} \end{vmatrix}
\end{vmatrix}
\times
\begin{vmatrix} \frac{\partial U_{j_1}}{\partial P_{m_1}} \\ \frac{\partial\varphi_{j_1}}{\partial P_{m_1}} \\ \vdots \\ \frac{\partial U_{j_N}}{\partial P_{m_N}} \\ \frac{\partial\varphi_{j_N}}{\partial P_{m_N}} \end{vmatrix}
=
\begin{vmatrix} -\frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial P_{m_1}} \\ -\frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial P_{m_1}} \\ \vdots \\ -\frac{\partial\Phi_{pl_N}}{\partial P_{m_N}} \\ -\frac{\partial\Phi_{ql_N}}{\partial\varphi_{j_N}} \end{vmatrix},
\tag{31}
$$

. . . .

$$
\begin{vmatrix}
\begin{vmatrix} \frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial U_{j_1}} & \frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial\varphi_{j_1}} \\ \frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial U_{j_1}} & \frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial\varphi_{j_1}} \end{vmatrix} & & \\
& \ddots & \\
& & \begin{vmatrix} \frac{\partial\Phi_{pl_N}}{\partial U_{j_N}} & \frac{\partial\Phi_{pl_N}}{\partial\varphi_{j_N}} \\ \frac{\partial\Phi_{ql_N}}{\partial U_{j_N}} & \frac{\partial\Phi_{ql_N}}{\partial\varphi_{j_N}} \end{vmatrix}
\end{vmatrix}
\times
\begin{vmatrix} \frac{\partial U_{j_1}}{\partial Q_{m_1}} \\ \frac{\partial\varphi_{j_1}}{\partial Q_{m_1}} \\ \vdots \\ \frac{\partial U_{j_N}}{\partial Q_{m_N}} \\ \frac{\partial\varphi_{j_N}}{\partial Q_{m_N}} \end{vmatrix}
=
\begin{vmatrix} -\frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial Q_{m_1}} \\ -\frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial Q_{m_1}} \\ \vdots \\ -\frac{\partial\Phi_{pl_N}}{\partial Q_{m_N}} \\ -\frac{\partial\Phi_{ql_N}}{\partial Q_{m_N}} \end{vmatrix}
\tag{32}
$$

Полученные выражения (31) и (32) показывают, что при определении частичных производных типа $\frac{\partial U_j}{\partial P_m}$, $\frac{\partial\varphi_j}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial U_j}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial\varphi_j}{\partial Q_m}$ вместо обращения одной **матрицы** большого порядка M обращается N матриц меньших порядков (M_1, M_2, . . ., M_N), что и приводит к резкому уменьшению требуемого числа вычислительных операций. Из выражений (31) и (32) нетрудно заметить, что, как при определении частных производных типа $\frac{\partial U_j}{\partial P_m}$, $\frac{\partial\varphi_j}{\partial P_m}$, так и $\frac{\partial U_j}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial\varphi_j}{\partial Q_m}$ необходимо построить одну и ту же матрицу Якоби.

Искомые частные производные определяются следующим образом

$$
\begin{vmatrix} \frac{\partial U_{j_1}}{\partial P_{m_1}} \\ \frac{\partial\varphi_{j_1}}{\partial P_{m_1}} \end{vmatrix}
=
\begin{vmatrix} \frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial U_{j_1}} & \frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial\varphi_{j_1}} \\ \frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial U_{j_1}} & \frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial\varphi_{j_1}} \end{vmatrix}^{-1}
\times
\begin{vmatrix} -\frac{\partial\Phi_{pl_1}}{\partial P_{m_1}} \\ -\frac{\partial\Phi_{ql_1}}{\partial P_{m_1}} \end{vmatrix},
\tag{33a}
$$

. . . .

$$\begin{bmatrix} \dfrac{\partial U_{jN}}{\partial P_{mN}} \\ \dfrac{\partial \psi_{jN}}{\partial P_{mN}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \Phi_{piN}}{\partial U_{jN}} & \dfrac{\partial \Phi_{piN}}{\partial \psi_{jN}} \\ \dfrac{\partial \Phi_{qiN}}{\partial U_{jN}} & \dfrac{\partial \Phi_{qiN}}{\partial \psi_{jN}} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} -\dfrac{\partial \Phi_{piN}}{\partial P_{mN}} \\ -\dfrac{\partial \Phi_{qiN}}{\partial P_{mN}} \end{bmatrix}. \tag{33б}$$

. . . .

. . . .

$$\begin{bmatrix} \dfrac{\partial U_{j_1}}{\partial Q_{m_1}} \\ \dfrac{\partial \psi_{j_1}}{\partial Q_{m_1}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial U_{j_1}} & \dfrac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial \psi_{j_1}} \\ \dfrac{\partial \Phi_{qi_1}}{\partial U_{j_1}} & \dfrac{\partial \Phi_{qi_1}}{\partial \psi_{j_1}} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} -\dfrac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial Q_{m_1}} \\ -\dfrac{\partial \Phi_{qi_1}}{\partial Q_{m_1}} \end{bmatrix}, \tag{34а}$$

. . . .

$$\begin{bmatrix} \dfrac{\partial U_{jN}}{\partial Q_{mN}} \\ \dfrac{\partial \psi_{jN}}{\partial Q_{mN}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \Phi_{piN}}{\partial U_{jN}} & \dfrac{\partial \Phi_{piN}}{\partial \psi_{jN}} \\ \dfrac{\partial \Phi_{qiN}}{\partial U_{jN}} & \dfrac{\partial \Phi_{qiN}}{\partial \psi_{jN}} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} -\dfrac{\partial \Phi_{piN}}{\partial Q_{mN}} \\ -\dfrac{\partial \Phi_{qiN}}{\partial Q_{mN}} \end{bmatrix}. \tag{34б}$$

Для определения частных производных, входящих в вышеприведенные матричные уравнения, необходимо пользоваться системами уравнений (28) ÷ (30), записанных в явновыраженной форме:

$$\Phi_{pi_1}(P,\ Q,\ U,\ \psi) = \frac{1}{U_{i_1}}(U_{\text{Ба}i_1}\text{Н}_{i_1} + U_{\text{Бр}i_1}\text{К}_{i_1}) - \gamma_{vi_1} - P_{i_1} = 0, \tag{35а}$$

$$\Phi_{qi_1}(P,\ Q,\ U,\ \psi) = -\frac{1}{U_{i_1}}(U_{\text{Ба}i_1}\text{К}_{i_1} - U_{\text{Бр}i_1}\text{Н}_{i_1}) + \delta_{vi_1} - Q_i = 0. \tag{35б}$$

При одинаковых индексах

$$\frac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial U_{i_1}} = -\frac{P_{i_1}^2 + Q_{i_1}^2}{U_{i_1}^2} R_{i_1 i_1} - \frac{P_{i_1}}{U_{i_1}}; \tag{36а}$$

$$\frac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial \psi_{i_1}} = -\frac{P_{i_1}^2 + Q_{i_1}^2}{U_{i_1}^2} X_{i_1 i_1} + Q_{i_1}; \tag{36б}$$

$$\frac{\partial \Phi_{qi_1}}{\partial U_{i_1}} = -\frac{P_{i_1}^2 + Q_{i_1}^2}{U_{i_1}^2} X_{i_1 i_1} - \frac{Q_{i_1}}{U_{i_1}}; \tag{37а}$$

$$\frac{\partial \Phi_{qi_1}}{\partial \psi_{i_1}} = \frac{P_{i_1}^2 + Q_{i_1}^2}{U_{i_1}^2} R_{i_1 i_1} - P_{i_1}; \tag{37б}$$

$$\frac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial P_{i_1}} = \frac{1}{U_{i_1}}(U_{\text{Ба}i_1}\cos\psi_{i_1} + U_{\text{Бр}i_1}\sin\psi_{i_1}) + \frac{2P_{i_1}}{U_{i_1}^2} R_{i_1 i_1} + \xi_{i_1 i_1} - 1; \tag{38а}$$

$$\frac{\partial \Phi_{pi_1}}{\partial Q_{i_1}} = \frac{1}{U_{i_1}}(U_{\text{Ба}i_1}\sin\psi_{i_1} - U_{\text{Бр}i_1}\cos\psi_{i_1}) + \frac{2Q_{i_1}}{U_{i_1}^2} R_{i_1 i_1} + \Theta_{i_1 i_1}; \tag{38б}$$

$$\frac{\partial \Phi_{\psi i_1}}{\partial P_{i_1}} = -\frac{1}{U_{i_1}}\left(U_{\text{Ба}i_1}\sin\psi_{i_1} - U_{\text{Бр}i_1}\cos\psi_{i_1}\right) + \frac{2P_{i_1}}{U^2_{i_1}} X_{i_1 i_1} - \Theta_{i_1 i_1}; \qquad (39а)$$

$$\frac{\partial \Phi_{u i_1}}{\partial Q_{i_1}} = \frac{1}{U_{i_1}}\left(U_{\text{Ба}i_1}\sin\psi_{i_1} + U_{\text{Бр}i_1}\sin\psi_{i_1}\right) + \frac{2Q_{i_1}}{U^2_{i_1}} X_{i_1 i_1} + \xi_{i_1 i_1} - 1. \qquad (39б)$$

Частные производные при неодинаковых индексах ($i \neq j$) и величины γ_{ij}, δ_{ij}, ξ_{ij} и Θ_{ij} определяются аналогичными выражениями, приведенными в [1]. После определения значений частных производных типа $\frac{\partial U_l}{\partial P_m}$, $\frac{\partial \psi_l}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial U_l}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial \psi_l}{\partial Q_m}$ нетрудно установить значения искомых относительных приростов.

Пример расчета. Для иллюстрации предложенного метода расчета относительных приростов или частных производных от потерь активной мощности по активным мощностям отдельных станционных узлов рассмотрим схему замещения одной энергосистемы, состоящей из десяти узлов [2]. После удаления трех связывающих ветвей, данная схема представляется как совокупность радиально связанных трех подсистем. Для определения значений искомых частных производных необходимо построить расчетную Z-матрицу для полученной конфигурации схемы.

Численные значения элементов расчетной Z-матрицы исследуемой схемы замещения приведены в [2], на основании которых будем устанавливать искомые частные производные. Рассматриваемая схема характеризуется значениями узловых режимных параметров, приведенными в табл. 1.

Таблица 1

Значения узловых режимных параметров

Узлы	Подсистемы	*P, Мвт*	*Q, Мвар*	*U, кв*	ψ
ЭС–0		150,19	89,91	220,00	0°0′
ЭН–1	I	110,00	50,00	210,13	−1°40′
ЭС–2		106,00	92,46	215,11	−0°50′
ЭН–3		60,00	28,00	211,92	−1°30′
ЭН–4		104,00	51,00	208,79	−1°55′
ЭС–5	II	85,00	−71,10	210,27	−0°14′
ЭН–6		100,00	48,00	208,31	−2°9′
ЭС–7		60,00	136,70	215,26	−2°27′
ЭН–8	III	94,00	45,00	210,13	−2°41′
ЭН–9		80,00	−5,80	212,21	−1°23′

При помощи режимных параметров подсчитаны численные значения искомых частных производных, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

$\frac{\partial \Pi_л}{\partial P_2}$	$\frac{\partial \Pi_л}{\partial P_5}$	$\frac{\partial \Pi_л}{\partial P_7}$	$\frac{\partial \Pi_л}{\partial P_0}$
−0,042457	0,024563	−0,061602	−0,059678

На основании предложенного метода составлена программа на АЦВМ «УРАЛ-14Д», которая является составной частью общей программы оптимизации установившихся режимов больших энергосистем. Приведенный пример является результатом расчета с помощью составленной программы. Программа позволяет, при использовании только оперативной памяти АЦВМ, решить поставленную задачу для электроэнергетических систем, состоящих из 400—500 узлов.

Выводы

1. Предложенный метод позволяет резко увеличить порядок решаемой задачи в результате минимизации исходной информации, вводимой в память машины.
2. Объем вычислительных работ уменьшается пропорционально числу подсистем рассматриваемой энергосистемы.

АрмНИИЭ Поступило 21.I.1974

Վ. Ս. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

ՄԵԾ ԷՆԵՐԳԱՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐԻ ՑԱՆՑԵՐՈՒՄ ԿՈՐՈՒՍՏՆԵՐԻ ՀԱՐԱԲԵՐԱԿԱՆ ԱՃԵՐԻ ՈՐՈՇՄԱՆ ՄԵԹՈԴ՝ ԵՐԲ ՏՐՎԱԾ ԵՆ ԿԱՅԱՆՆԵՐԻ P-Q ՌԵԺԻՄԱՅԻՆ ՊԱՐԱՄԵՏՐՆԵՐԸ

Ամփոփում

Հոդվածում առաջարկվում է էլեկտրական ցանցերում ակտիվ և ռեակտիվ հզորությունների կորուստների հարաբերական աճերի որոշման մեթոդ՝ երբ մեծ էներգահամակարգը ներկայացված է որպես շառավղայնորեն միմյանց միացված ենթահամակարգերի ամբողջություն։ Առաջարկվող մեթոդը բարձր կարգի մեկ մատրիցայի շրջումը ցածր կարգեր ունեցող մի շարք մատրիցաների շրջումով փոխարինելու հնարավորություն է ընձեռնում, որը բերում է պահանջվող հաշվողական օպերացիաների թվի խիստ կրճատման։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Хачатрян В. С.* Метод расчета частных производных от потерь активной и реактивной мощности по активным мощностям отдельных станционных узлов. «Известия ВУЗ. Энергетика», 1971, № 5.
2. *Хачатрян В. С.* Метод и алгоритм расчета установившихся режимов больших электроэнергетических систем. «Известия АН СССР. Энергетика и транспорт», 1973, № 4.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXVI, №2, 1973 Серия технических наук

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Д. А. МХИТАРЯН

К МЕТОДИКЕ ПОДБОРА БЕТОНОВ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В заметке приводятся некоторые результаты исследования влияния добавки глины на прочностные и деформационные характеристики бетонов, а также результаты исследования подобия модельного и натурного бетонов. В основу исследования легла теория расширенного подобия, разработанная А. Г. Назаровым [1], и методика моделирования конструкций из неупругих материалов [2].

Для исследования были изготовлены и испытаны 14 серий призм размерами 10×10×30 *см*.

Для изготовления опытных образцов из легкого и тяжелого бетонов были применены следующие материалы: портландцемент с активностью 400 *кГ/см*²; дробленный туфовый песок со средней крупностью 0,46 *мм*, содержащий по весу 2% пылевидных частиц туфа; туфовый щебень с наибольшей крупностью 20 *мм* и с пустотностью 38%; речной кварцевый песок с объемной массой 1560 *кг/м*³; гравий с объемной массой 1600 *кг/м*³ и добавки глины от 0 до 80% от веса цемента.

Применялась глина джаджурского карьера, имеющая следующий гранулометрический состав:

глиняные фракции	до 0,005 *мм*	— 50,90%;
пылевидные фракции	от 0,005 до 0,05 *мм*	— 34,07%;
песчаные фракции	от 0,05 до 0,23 *мм*	— 14,25%;
гравийные фракции	0,23 *мм* и более	— следы.

Результаты химического анализа глины (в %) приведены в табл. 1.

Таблица 1

SiO_2	Al_2O_3	CaO	MgO	TiO_2	P_2O_5	MnO	Fe_2O_3	FeO	Na_2O	K_2O	ппп
48,46	14,87	9,95	11,50	0,90	0,12	0,10	4,60	1,29	1,60	1,80	13,25

Введение добавки глины влечет за собой некоторое повышение количества воды, необходимой для получения заданной консистенции раствора.

Приготовление бетона производилось вручную, а уплотнение—на виброплощадке при продолжительности вибрации 30 *сек*. Образцы освобождались от форм через день и хранились в помещении с температурой воздуха 20±3°C и относительной влажностью 56±7%.

Испытание образцов было произведено в месячном возрасте. Деформации бетона измерялись при помощи проволочных тензодатчиков ПКБ с базой измерения 20 *мм* и коэффициентом тензочувствительности 2,2. Тензодатчики приклеивались целлулоидным клеем на две противоположные грани призм в продольном и поперечном направлениях. Для температурной компенсации измерения сопротивления активного плеча тензометрического моста использовались компенсационные датчики соответственно каждому активному тензодатчику.

Для определения относительной деформации применялся тензометрический усилитель типа ИСД-3 с непосредственным отсчетом по шкале прибора.

Анализ результатов исследований показал, что применение джаджурской глины придает бетонам большую пластичность и удобоукладываемость и сильно понижает величины модулей упругости и прочности.

Анализ результатов исследования показал, что путем добавки глины возможно получить модельные бетоны со значительно низкими прочностями и модулей упругости. Нами получены бетоны с широким диапазоном модулей упругости и значений прочности при незначительном изменении объемной массы. Диапазон изменения величин некоторых физико-механических характеристик модельных бетонов приведен в табл. 2, там же приведены данные, взятые из литературных источников [3].

Полученные нами модельные бетоны имеют то преимущество, что они легкодоступны, имеют большую пластичность, легкоизготовляемы и, что важно, объемная масса изменяется незначительно. Добавка глины значительно повышает пластичность бетона.

Исходя из теории расширенного подобия [1] и методики моделирования конструкций из упруго-пластичных материалов [2] проверена возможность использования этих материалов в качестве модельных, подобных тяжелому бетону. Поэтому были определены множители подобия α, β и γ при равных ускорениях для оригинала и модели, т. е. при условии $\beta=\alpha\gamma$ (табл. 3).

Для модельных бетонов за оригинал принят тяжелый бетон марки 200 с $R_{пр}=145$ *кГ/см*², $E_0=265000$ *кГ/см*² и коэффициентом пластичности 0,6. Для всех модельных материалов имеем случай, когда модель и оригинал осуществлены из упруго-пластичных материалов, имеющих разные пластические свойства ($\lambda'_p \neq \lambda_p$).

Ставилось требование рассмотреть индикаторные кривые в целом или их определенные участки. Для легкого бетона составов $D=10$ % и $D=20$ % (D—величина добавки глины) и тяжелого бетона состава $D=10$ % были рассмотрены индикаторные диаграммы в целом, т. е. в пределах $0\leqslant\sigma/R_{пр}\leqslant 1$, а для остальных составов—участки диаграмм при относительных напряжениях $0\leqslant\sigma/R_{пр}\leqslant 0{,}9$ или $0\leqslant\sigma/R_{пр}\leqslant 0.8$.

Таблица 2

Физико-механические характеристики модельных бетонов

Материал	Объемная масса γ_0, в $т/м^3$	Призменная прочность при сжатии $R_{пр}$, в $кГ/см^2$	Модуль упругости при сжатии E_0, в 10^3 $кГ/см^2$	Предельная деформативность ε, в 10^{-5}	Относительный модуль упругости $\frac{E_0}{R_{пр}}$	Коэффициент Пуассона μ
Легкий бетон с добавкой глины от 0 до 80% (от веса цемента) по данным автора	1,55÷1,37	45÷8	47,8÷11,4	183÷1100	1061÷1780	0,17÷0,29
Тяжелый бетон с добавкой глины от 0 до 80% (от веса цемента) по данным автора	2,24÷2,00	62÷12	131,5÷16,8	191÷4620	2121÷1405	0,17÷0,29
Керамзитобетон*	1,37—1,26	42÷2,4	51,4÷6,2	250÷95	1225÷2580	0,16÷0,18
Стиропоробетон*	1,30÷1,12	49,6÷10	54÷9,1	165÷148	1080÷900	0,17÷0,19
Газобетон*	1,02÷0,41	7,5÷0,8	44÷3,6	160	1250÷1240	0,16÷0,19
Пемзобетон*	1,63÷1,44	41÷3	50÷5,1	165÷125	1220÷1800	0,16÷0,18
Полимербетон* на ПВА	1,87÷2,13	109,4÷50,6	33÷7,7	1075÷1435	1250÷695	0,20÷0,25
Латексбетон* на ДВХБ—70	1,47÷1,41	33÷19	41,2÷13,2	230÷1300	1250÷695	0,20÷0,25
Пемзобетон (по данным ТНИИСГЭИ)		139÷15	61÷13,6		440÷905	0,2
Пемзобетон* (Бергамо, Италия)		41	35		855	0,16÷0,22
Пемзабетон* (Болгария)	1,19÷1,05	84÷41	44÷27,5		524÷670	0,2

* Данные взяты из работы [3]

Таблица 3

Модельные материалы	Рассматриваемые пределы	Множители подобия при $\beta=\gamma\delta$				Средняя точность моделиров. в %
		α	β	γ	δ	
Легкий бетон						
Состав № 1 ($D=10\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 1$	0,50	0,32	1,86		3,3
» № 2 ($D=20\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 1$	0,32	0,20	2,00		7,6
» № 3 ($D=40\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}9$	0,23	0,15	1,88	0,63	10,8
» № 4 ($D=60\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}9$	0,12	0,08	1,63		12,0
» № 5 ($D=80\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}8$	0,095	0,06	1,91		8,0
Тяжелый бетон						
Состав № 1 ($D=10\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 1$	0,3	0,28	1,69		16,3
» № 2 ($D=20\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}8$	0,27	0,25	1,48	0,93	11,0
» № 3 ($D=40\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}8$	0,21	0,19	2,37		13,4
» № 4 ($D=60\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}8$	0,14	0,13	2,44		14,0
» № 5 ($D=80\%$)	$0 \leq \sigma/R_{np} \leq 0{,}8$	0,11	0,08	2,22		16,7

На рис. 1 показаны индикаторные диаграммы для подобных упруго-пластических материалов при приближенном моделировании.

Анализируя индикаторные кривые подобных упруго-пластичных материалов можно сказать, что при решении задач приближенного моделирования в качестве модельного материала можно принять все полученные низкомодульные бетоны на легком и тяжелом заполнителях.

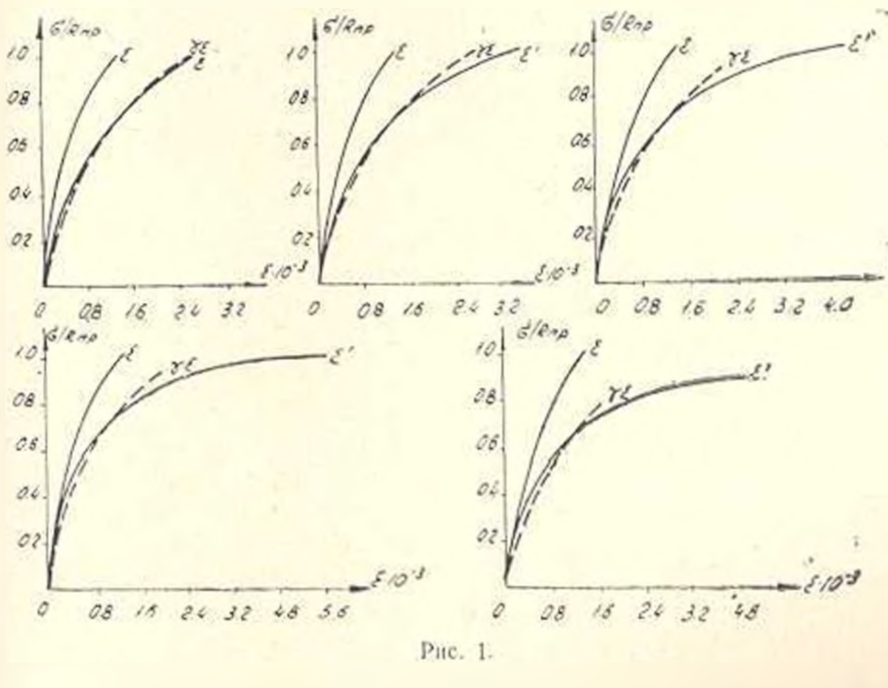

Рис. 1.

Для оценки точности преобразования индикаторных кривых подобных материалов были оценены погрешности моделирования (табл. 3). Для всех модельных материалов (бетонов), при рассмотрении индикаторных кривых деформаций в целом или их определенных участков, приближенное моделирование имеет достаточную точность. Средняя ошибка точности моделирования колеблется от 3 до 12% (для легкого модельного бетона) и от 11 до 16,7% (для тяжелого модельного бетона).

Анализ полученных результатов подбора множителей подобия α, β, γ, а также погрешностей моделирования полученных низкомодульных бетонов позволяет рекомендовать эти материалы в качестве модельных при исследовании работы строительных конструкций на моделях, а также подтверждает пригодность местных (джаджурских глин для получения модельных материалов из легкого и тяжелого бетонов.

Институт геофизики и инженерной сейсмологии
АН Арм. ССР

Поступило 13.II.1973.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Назаров А. Г.* О механическом подобии твердых деформируемых тел». Ереван, 1965.
2. Руководство по исследованию механических свойств строительных конструкций на моделях. Ереван, 1967.
3. *Розанов Н. П., Каганов Г. М.* Низкомодульные материалы для моделей и задача их дальнейших исследований. «Моделирование строительных конструкций». Сб. статей ЦНИИСК им. Кучеренко, НИИЖБ, МИСИ. М., 1971.

УДК 621.911—82—866

К вибрациям от гидропривода строгального станка 7М36. Касьян М. В., Багдасарян Г. Б., Арутюнян Г. А. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 3—12.

Изучены основные причины возникновения вибрации от гидропривода станка М36. Выведены уравнения перемещений при движении рабочего органа станка без резания, а также составлены АФХЧ системы станка при холостом движении рабочего органа. Результаты расчетов проверены экспериментально. Расчетные и экспериментальные данные дают удовлетворительную сходимость.

Табл. 1. Илл. 3. Библ. 5 назв.

УДК 62—231.3+621.85

Квадратический синтез разомкнутой трехзвенной кинематической цепи с вращательными парами. Саркисян Ю. Л. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 13—19.

Рассматривается задача синтеза трехзвенной кинематической цепи, состоящей из системы отсчета, ведомого объекта и промежуточного двухэлементного звена с вращательными парами, с использованием метода квадратичного приближения.

Илл. 1. Библ. 4 назв.

УДК 62—232.1+621.827.1+621.888

К вопросу инвертирования шатунных кривых. Шахбазян К. Х., Джагацпанян Д. А. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 20—26.

Дан способ образования схем шарнирных восьмизвенников, инвертирующих шатунные кривые шарнирных четырехзвенников. Одновременно производится синтез прямым аналитическим методом, где определяются относительные параметры механизма, а также дана оценка выбора величины интервала приближения.

Илл. 6. Библ. 4 назв.

УДК 621.22—621.89

К расчету смазки плунжерных пар. Тохарь И. Я., Оганесян В. В. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 27—34.

Излагается метод расчета нестационарных режимов смазки плунжерных пар гидромашин. Приводится краткое описание экспериментального исследования и сравнение опытных и расчетных данных, а также, разработанной, на основании этих результатов, инженерной методики расчета плунжерных пар насосов.

Табл. 1. Илл. 5. Библ. 7 назв.

УДК 621.941—229.3+62—229.3

Некоторые особенности расчета динамических характеристик шпиндельных узлов на гидродинамических опорах. Гестин Л. Н., Аджемян В. Г., Варданян В. В. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 35—39.

Даны некоторые рекомендации по расчету динамических характеристик шпиндельных узлов на гидростатических опорах. Предлагается в качестве расчетной схемы принимать балку с тремя степенями свободы. При этом коэффициенты влияния, необходимые для решения уравнений движения системы, определяются методом продолжения и матричной формулировке, что позволяет ход вычислений предельно упростить применением вычислительной техники.

Табл. 1. Илл. 2. Библ. 1 назв.

УДК 620.17+621.792

Исследование влияния конструкции концов металлических нахлесточных клеевых соединений на их прочность. Давидян Д. Б., Овакимян А. Г. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 40—45

Установлено существенное влияние конструкции концов клеевых нахлесточных соединений и формы наплыва адгезива на их прочность и вариационный коэффициент.

Табл. 3. Илл. 2. Библ. 6 назв.

УДК 621.311+519.251.9

Метод определения относительных приростов потерь в сетях больших энергосистем при задании P—Q режимных параметров станционных узлов. Хачатрян В. С. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVII, № 2, 1974, 57—65.

Предлагается метод определения относительных приростов потерь мощностей в сетях, когда большая энергосистема представляется как совокупность радиально связанных подсистем. Метод позволяет взамен обращения одной матрицы порядка *M* обращать *N* матриц меньших порядков, что и приводит к резкому уменьшению требуемого числа вычислительных операций.

Табл. 2. Библ. 2 назв.

СОДЕРЖАНИЕ

Машиностроение

Измерительная техника

Энергетика

Научные заметки

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

Մեքենաշինություն

Չափողական տեխնիկա

Էներգետիկա

Գիտական նոթեր