

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՐԵԱՅՐԱԿԱՆ ԿՈՎՅՈՒՄ

Կրտսյան Կ. Վ. (պատ. խմբագիր), Աղոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ), Ալեխանյան Վ. Վ.,
Անանյան Ա. Կ., Գրոտյան Տ. Ա., Զատուրյան Մ. Ա., Խաչատրյան Ա. Բ., Տեր-Ազատի Ի. Ա., Փինար-
յան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ)

Փաստախմբական քարտուղար Ստեփանյան Յ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Катсян М. В. (ответ. редактор), Адося Г. Т. (зам. ответ. редактора), Алексеевский
В. В., Анаян А. К., Горюхи Т. А., Задоян М. А., Илизаров А. Г., Пиниджян В. В. (зам.
ответ. редактор), Тер-Азарьян Н. А.

Ответственный секретарь Степанян З. К.

Խմբագրութիւն «Երեւան» Երեւան—1, Բարեկամութեան 24-րդ.

Адрес редакции: Ереван, ул. Барекамутиян, 24-Г

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

В. М. МКРТЧЯН

К ОЦЕНКЕ КАЧЕСТВА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

В расчетах систем регулирования требуется, чтобы система была не только устойчивой, но и обладала определенными параметрами качества. Помимо известных критериев качества, не учитывающих влияния кратности корней характеристического полинома, в статье предлагается методика оценки параметров качества линейных дискретных систем, устраняющая указанный недостаток. При этом получаются простые критерии качества, легко реализуемые на ЭВМ.

1. Показатели качества. Степень устойчивости линейных дискретных систем определяется [1] наибольшим по модулю корнем характеристического полинома

$$P(z) = \sum_{m=0}^n a_m z^{n-m} \quad (1)$$

по формуле

$$\xi = 1 - \max_{1 \leq m \leq n} R_m \quad (2)$$

т. е. наиболее медленно затухающим компонентом переходного процесса. Степень устойчивости позволяет приближенно оценить быстроту затухания процесса: чем больше ξ , тем быстрее затухает процесс [1,2]. Также можно приближенно оценить длительность переходного процесса

$$\tau_p \leq \frac{3}{\xi} \quad (3)$$

и степень колебательности [1]

$$\eta = \max_{1 \leq m \leq n} \frac{\tau_m}{\xi} \quad (4)$$

Однако параметры качества системы, определяемые формулами (2), (3) и (4), справедливы лишь для случаев, когда полином (1) не имеет ни одного кратного корня, и значительно ухудшаются при их кратности (см. табл. 1). Кроме того, они находятся, если известны корни полинома (1).

2. Показатели качества с учетом кратности корней

Степень устойчивости. В работе [3] доказывается, что корни харак-

характеристического полинома устойчивой линейной дискретной системы находятся внутри окружности радиуса

$$R = \frac{M-1}{M}, \quad (5)$$

где M — наибольшее значение производной аргумента полинома (1):

$$M = \sup_{\varphi} H(\varphi) \geq \frac{1}{1-R_m}; \quad H(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} |\arg P(e^{j\varphi})|. \quad (6)$$

Учитывая (5) и (6), определяем степень устойчивости линейной дискретной системы по аналогии (2) следующим образом:

$$\delta = \min_m (1 - R_m) \geq \frac{1}{M}. \quad (7)$$

Отсюда видно, что степень устойчивости уменьшается с увеличением M . Но значение M увеличивается с возрастанием кратности корней и наоборот, и заключает в себе информацию о всех корнях характеристического полинома (1). Эта зависимость иллюстрируется в приведенных примерах.

Следовательно, степень устойчивости δ учитывает все особенности системы (1) и правильно оценивает степень устойчивости, чем ξ . Отметим, что вопрос определения значения δ решается с помощью ЭВМ и, в отличие от способа определения ξ , не требует нахождения корней полинома (1).

Время регулирования. В [4] показано влияние кратности корня на время регулирования, однако не дается способ учета этого фактора для его определения в общем случае.

Рассмотрим решение разностного уравнения в случае простых корней [5]:

$$y(z) = \sum_{k=1}^n c_k R_k^z e^{j\varphi_k z}, \quad (8)$$

где c_k — постоянные коэффициенты, определяемые начальными условиями, R_k и φ_k — соответственно модуль и аргумент корня характеристического полинома (1). Модуль каждого слагаемого решения (8) определяется значением $c_k R_k^z$. Учитывая, что $R_k \leq 1 - \delta$, оценим время регулирования t_p переходного процесса. Для этого потребуем, чтобы за время t_p амплитуда уменьшалась в e^1 раз:

$$c_k R_k^{z-t_p} = c_k R_k^z e^1. \quad (9)$$

Отсюда, после простых преобразований, получим

$$t_p \approx \frac{1}{|\ln(1-\delta)|}, \quad (\rho = 3 \div 5) \quad (10)$$

Из (10) заключаем, что t_p возрастает с увеличением кратности каждого корня, так как при этом уменьшается значение δ . Таким образом, не находя корней характеристического полинома (1), по формуле (10) определяется время регулирования переходного процесса с учетом кратности корней. В приведенных примерах принято $\lambda=3$.

Степень колебательности. Аналогично (4) определим степень колебательности соотношением

$$\rho = \max_m \varphi_m \cdot R_m \leq \varphi_m (1 - \delta), \quad (11)$$

где φ_m — наибольшее значение из всех аргументов корней характеристического полинома. Сравнивая (11) с (4), заключаем, что по (11) точнее оценивается степень колебательности как при кратных, так и при простых корнях. Причем, с увеличением кратности корней увеличивается ρ и наоборот. В случае действительного положительного корня $\varphi_m=0$ и, следовательно, $\rho=0$, что соответствует аperiodическому переходному процессу. А если полином (1) не имеет положительных действительных корней, то $\varphi_m=2\pi$ и ρ определяется по (11) с подстановкой $\varphi_m=2\pi$.

Таким образом, не находя корней характеристического полинома, можно оценить степень колебательности:

$$\rho \leq \begin{cases} 2\pi(1-\delta) & \text{если } \varphi_m \neq 0; \\ 0 & \text{если } \varphi_m = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Примеры. Во всех приведенных ниже примерах функция $\Theta(z)$ вычисляется так же, как и в работе [3]. Рассмотрим три характерных примера, отличающихся по виду переходного процесса. Кратность корня обозначим через λ .

Пример 1. Характеристический полином устойчивой линейной дискретной системы имеет действительный положительный корень

$$P(z) = (z - 0,7)^\lambda, \quad \lambda = 1, 2, 3, 5. \quad (14)$$

Оценить показатели качества системы.

График функции $\Theta(z)$ полинома (14) в интервале $[0, 2]$ приведен на рис. 1, а на рис. 2 приведены графики переходных функций (16) $h_k(t)$ системы (14) при подаче на ее вход единичного скачка с начальными условиями:

$$y(0) = 1; \quad y^{(k)}(0) = 0; \quad (k = 1, 2, \dots, \lambda - 1) \quad (15)$$

$$h_1(t) = 1 - 0,7^t;$$

$$h_2(t) = 1 - h_1(t)(1 - t \ln 0,7);$$

$$h_3(t) = 1 - h_1(t) \left[1 - t \ln 0,7 + \frac{(t \ln 0,7)^2}{2} \right]; \quad (16)$$

$$h_5(t) = 1 - h_1(t) \left[1 - t \ln 0,7 + \frac{(t \ln 0,7)^2}{2} - \frac{(t \ln 0,7)^3}{6} + \frac{(t \ln 0,7)^4}{24} \right]$$

В табл. 1 приведены расчетные и точные значения времени регулирования и степеней устойчивости и колебательности, которые подтверждают правильность предложенной методики оценки параметров качества как при простых, так и при кратных корнях. Этот вывод справедлив и для следующих примеров.

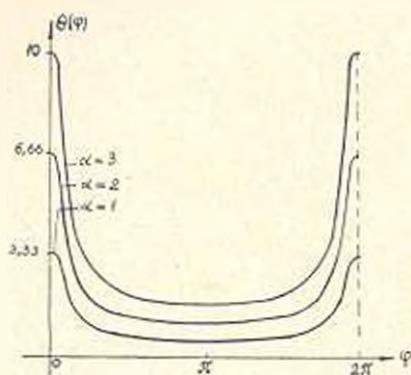


Рис. 1.

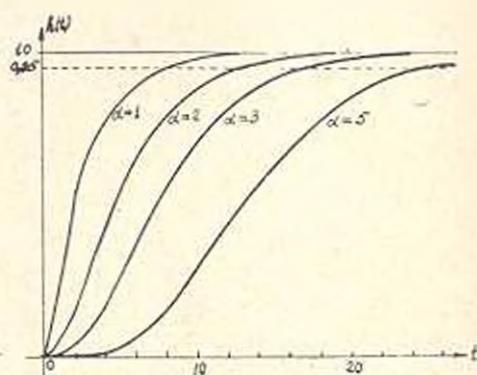


Рис. 2.

Таблица 1

№	α	ξ	t_p		σ
			точное	теоретическое	
Случай положительного действительного корня					
1	0.30	0.3	8.2	8.43	10
2	0.15	0.3	13	18	10
3	0.10	0.3	18	28	10
5	0.06	0.3	28	48	10
Случай отрицательного действительного корня					
1	0.30	0.3	8.1	8.43	10
2	0.15	0.3	13	18	10
3	0.10	0.3	18	28	10
5	0.06	0.3	28	48	10
Случай комплексного корня					
1	0.27	0.5	8.5	9.28	6
2	0.14	0.5	12	20	6

Пример 2. Характеристический полином устойчивой линейной дискретной системы имеет действительный отрицательный корень

$$P(z) = (z + 0.7)^\alpha, \quad \alpha = 1, 2, 3, 5. \quad (17)$$

Оценить показатели качества системы.

График функции $\theta(\varphi)$ для этого случая приведен на рис. 3. Переходные функции определяются выражениями (16), лишь с той разницей, что для данного случая $h_1(t) = 1 - (-0,7)^t$ — знакопеременная функция от времени. На рис. 4 приведены графики отгибающих переходных функций. Так как $\varphi_M = 0$, то переходный процесс коле-

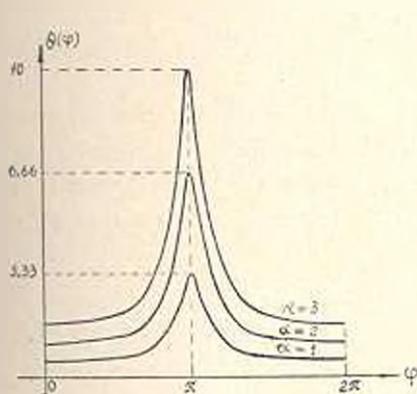


Рис. 3.

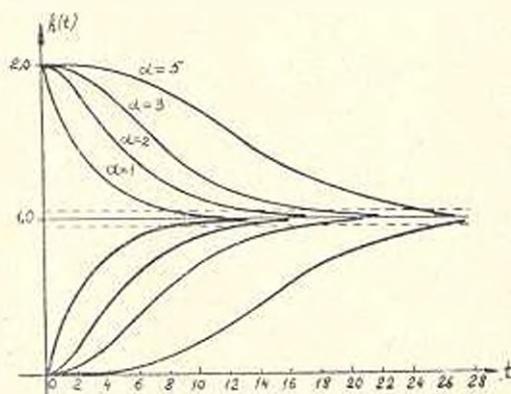


Рис. 4.

бательно-затухающий, и степень колебательности определяется по формуле (13). Численные значения параметров качества приведены в табл. 1.

Пример 3. Характеристический полином устойчивой линейной дискретной системы имеет комплексный корень

$$P(z) = [z - (0,5 + i0,5)]^2 [z - (0,5 - i0,5)]^2 \quad (z=1, 2) \quad (18)$$

Оценить показатели качества системы.

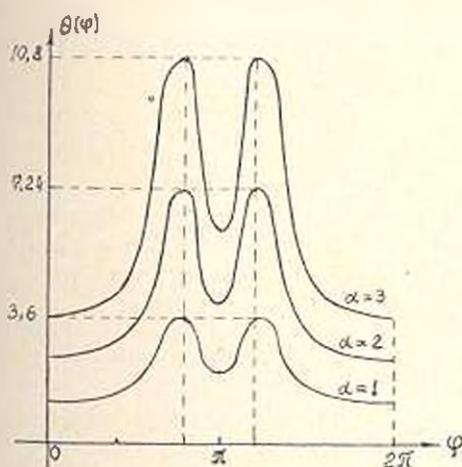


Рис. 5.

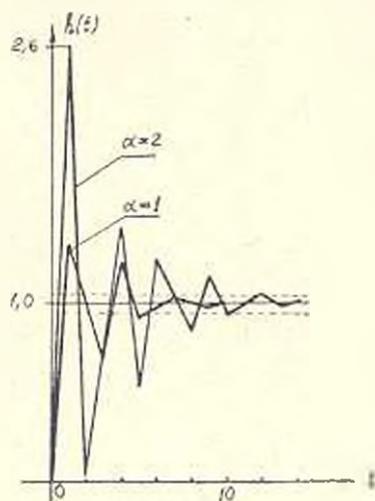


Рис. 6.

График функции $H(z)$ приведен на рис. 5. Переходные функции системы (18) при подаче на вход единичного скачка и при условиях (15) следующие:

$$h_1(t) = 1 - 0,707^t \left(\cos \frac{3\pi}{4} t + 0,3167 \sin \frac{3\pi}{4} t \right);$$

$$h_2(t) = 1 - 0,707^t \left[(1 + 0,17t) \cos \frac{3\pi}{4} t - (0,726 + 1,2t) \sin \frac{3\pi}{4} t \right]. \quad (19)$$

График функций (19) приведен на рис. 6, а в табл. 1 для сравнения приведены расчетные и точные значения параметров качества. В данном случае $\varphi_0 \neq 0$, следовательно, переходный процесс носит колебательно-затухающий характер, что хорошо видно из графиков на рис. 6.

ԵրԻՄԻՄՄ

Ստացվելու 17.V.1972

Վ. Մ. ԱՎԵՏԻԱՆ

ԱՎՏՈՒՄԱՆ ԿԱՐԳԱԿՈՐԻՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԿԻ ՈՐԱԿԻ ԳՆԱՀՍՏՈՒՄԱՆ ՇՈՒՐՋԸ

Ո Ս Փ Ո Փ Ո Ւ Ն

Առաջադրվում է գծային րնդհատ համակարգի սրահի ղեկհատման նոր մեթոդ, որը հիմնվում է րնդհարգի բազմանդամի արդյունների ածանցյալի ամենամեծ արժեքի վրա և հաշվի է առնում այդ բազմանդամի արժուանների բազմապատկիչը: Ցույց է տրվում մեթոդի արդյունավետությունը ինչպիսին հաշվիչ մեքենաների կիրառման ղեկըրում և յուսաբանվում է րնդհարգի օրինակներով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Цыпкин Я. Э. Теория линейных импульсных систем. Физматгиз, М., 1963.
2. Ту Юрий Т. Цифровые и импульсные системы автоматического управления. Изд. «Машиностроение», М., 1964.
3. Мкртчян В. М., Мелкумян Д. О. Определение устойчивости линейных дискретных систем и оценка ее качества «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXV, № 2, 1972.
4. Фельдман Л. А. Электрические системы автоматического регулирования Оборон-гиз, М., 1957.
5. Гивенский Л. С. и др. Математические основы теории управляемых систем. Изд. «Наука», 1969.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Э. П. МАНУКЯН, Л. А. ОТАРЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ СХЕМ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО АНАЛОГОВОГО
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

Расширение круга решаемых задач и повышение предъявляемых требований к точности и быстродействию аналоговых вычислительных устройств (АВУ) приводит к необходимости уменьшения сроков и повышения качества разработок их схем. Опыт проектирования цифровых и радиотехнических схем показал, что наиболее эффективным является метод цифрового моделирования, при котором на ЭЦВМ возлагаются функции быстрого и объективного анализа различных вариантов и контроля правильности выполняемых человеком разработок [1]. В работе [2] предлагается моделирующая программа и язык, которые позволяют реализовать цифровое моделирование схемы АВУ, вводить необходимые изменения в топологию и в параметры схемы, оперативно оценить результаты решения при непосредственном взаимодействии с малой ЭЦВМ.

В настоящей статье предлагается методика применения указанных программ и языков на этапе разработки и проектирования схемы АВУ, применяемого для решения задачи экономичного распределения активных нагрузок между станциями энергосистемы. Указанная задача распределения нагрузок может быть осуществлена с помощью современных методов оптимизации и средств вычислительной техники.

Опыт использования специализированных АВУ, в основу которых положен метод неопределенных множителей Лагранжа, показал целый ряд преимуществ их применения [3].

Для моделирования уравнений экономического распределения активных нагрузок [4], в качестве решающих блоков АВУ были использованы как электромеханические, так и электронные решающие блоки. Разработанная принципиальная схема АВУ для решения систем уравнений, указанных в работе [4], приведена на рис. 1.

С целью повышения точности решения задачи на этапе проектирования устройства возникла необходимость определения коэффициентов чувствительности (K) от отдельных параметров схемы. Алгоритмически самым простым способом определения K является вычисление величины в малых приращениях

$$K = \frac{\partial U(q, t)}{\partial q} = \frac{U(q, t) - U(q + \Delta q, t)}{\Delta q} \quad (1)$$

где $U(q, t)$ — выходной сигнал; g — параметр схемы; t — время.

Методику применения моделирующих языков и программ покажем на примере определения K от величины зоны нечувствительности нелинейного блока НБ-1 (рис. 1). Расчеты проводились на ЭЦВМ «Найри-2» с помощью программы анализа схем безынерционных АВУ. Диалог с ЭЦВМ при этом проводится следующим образом.

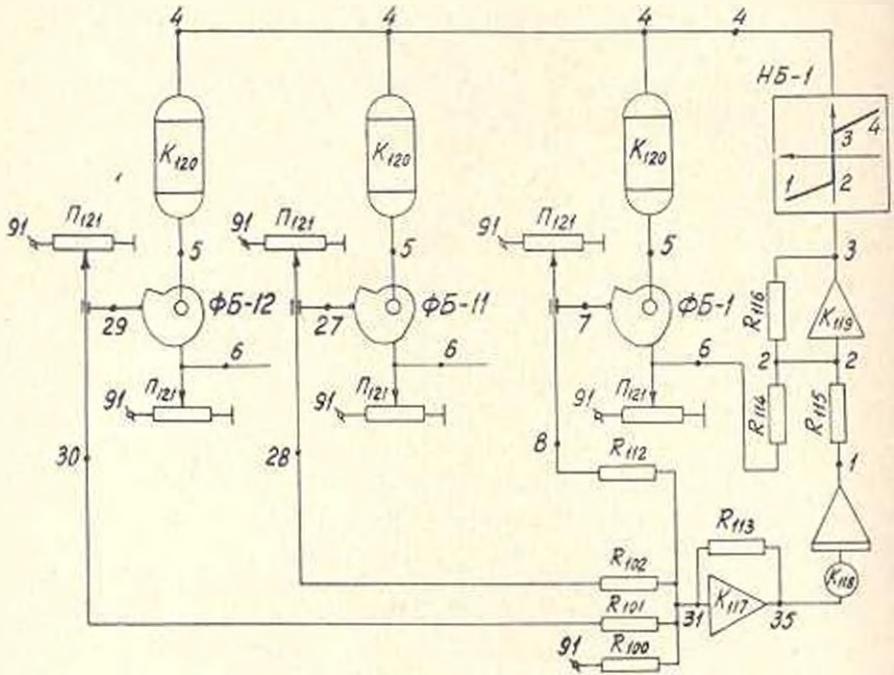


Рис. 1

Сначала составляется цифровая модель схемы с элементами, имеющими нулевые зоны нечувствительности.

Введем топологию

- 1. Выход интегратора 118—35
- 2. Вход УПТ 116—3, 119—3, 114—6, 115—1
- 3. Выход УИТ 119—2, 116—2
- 4. Функц. блок 3—0 (900,4)

.....

Здесь в каждой строке, соответствующей одному из узлов, указывается номер узла, тип узла и топологический список узла (или список параметров).

Введем параметры

- 110 Параметр=100 ком
- 119 Параметр=40000

.....

Выше в каждой строке указывается номер параметра и его значение.

Введем аппроксимацию (900,4)

1.	-100,0000	100,0000
2.	- 0,1000	0,0000
3.	0,1000	0,0000
4.	100,0000	-100,0000

Здесь в каждой строке указывается номер узла аппроксимации характеристики блока НБ-1 и его координаты. Характеристики остальных блоков вводятся аналогично.

Таким образом, блоку НБ-1 задана зона нечувствительности, значение которой равно 0,2 в.

Проведем расчет модели с помощью команды

Рассчитать модель-1

После вычисления с точностью $\delta=0,00001$ машина отвечает.

Конец счета

Далее требуем от машины значения вычисленных потенциалов узлов №№ 1 - 35:

Вывести результаты с 1 по 35

1.	Потенциал=25,3266
2.	Потенциал=0,0000
.	.
.	.
.	.

Зададим новое значение зоны нечувствительности, равное 60 в.

Введем аппроксимацию (900,4)

1.	-100,0000	100,0000
2.	- 30,0000	0,0000
3.	30,0000	0,0000
4.	100,0000	-100,0000

Повторяем расчет при новом значении зоны нечувствительности.

Рассчитать модель-1

Вывести результаты с 1 по 35

1.	Потенциал=26,488 в
2.	Потенциал=0,000
.	.
.	.
.	.

В табл. 1 приведены некоторые результаты выполненных выше двух численных экспериментов и коэффициенты чувствительности, вычисленные по формуле (1).

Анализ результатов, приведенных в табл. 1, показал, что ширина зоны нечувствительности блока НБ-1 мало влияет на точность решения, что позволяет реализовать НБ-1 несложной схемой с помощью грубых и дешевых элементов.

Расчеты показали, что величина коэффициента чувствительности зависит от значения приращения. Поэтому при больших разбросах величины K имеет смысл пользоваться прямыми методами [5]. Из них широкое применение нашли структурные методы, основанные на составлении модели чувствительности, состоящей из исходной и преобразованной систем и системы связи между ними.

Таблица 1

	Номера узлов							
	1(6)	8	10	12	14	16	18	20
I эксп.	25,326	12,635	9,989	0,0	9,331	15,381	15,824	22,635
II эксп.	26,488	12,683	9,974	0,0	9,329	15,303	15,81	22,633
K	1,9	0,03	0,01	0	0,09	0,03	0,01	0,03

Ниже предлагается реализовать модель чувствительности методом цифрового моделирования с использованием моделирующих языков и программ, поскольку моделирующий язык в явном виде выражает структуру моделируемой системы.

Для определения K от параметров R_{111} , R_{102} , R_{110} применялся указанный метод. При этом были использованы структурные правила составления модели чувствительности [6].

Методику составления цифровой модели чувствительности покажем на примере определения K от параметра R_{114} , при этом, согласно указанным правилам, достаточно проанализировать исходную схему со следующими преобразованиями:

а) все функциональные блоки заменяются линейными усилителями, коэффициенты передачи которых равны производным исходных функций в рабочих точках ($U_3 = 0$ и $U_5 = 25,326$).

б) к узлу № 2 подключается резистор сопротивлением R_{114}^* , последовательно соединенным с источником э.д.с. значение которой равно напряжению узла № 6 исходной схемы. Резистор и источник э.д.с. в преобразованной схеме пронумерованы соответственно № 122 и № 92.

Если учесть, что нами уже была составлена цифровая модель исходной схемы, то здесь достаточно лишь внести указанные изменения в топологию и в параметры.

Редактирование производится следующим образом.

Введем топологию

2. Вход УИТ 116—3, 119—3, 115—1, 114—6, 122—92

4. Сумматор 123—3

7. Сумматор 124—5

.....

.....

29. Сумматор 135—5

Коэффициенты усиления линейных усилителей, заменяющих нелинейные функциональные блоки, пронумерованы №№ 123—135.

Введем параметры

122 Параметр = 10,000 ком

92 Параметр = 25,326 в

123 Параметр = 1

124 Параметр = 1,5

.

После расчета преобразованной схемы выводим потенциалы узлов, абсолютные значения которых и равны искомым коэффициентам, которые приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ узла	1	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
K	0.50	0.01	0.01	0	0.009	0.02	0.013	0.007	0.01	0.021	0.006	0.008	0.025

Выводы

1. При цифровом моделировании с применением моделирующих языков максимально формализуется работа оператора, облегчается процесс задания приращения параметров схемы, необходимых для определения коэффициента чувствительности K.

2. Реализация структурных методов определения K средствами цифрового моделирования расширяет возможности структурных методов.

АрмИИИЭ

Поступило 8.1.1973

Է. Ն. ԽԱՆՆԻՏՅԱՆ, Լ. Ա. ԽՓԱՐՅԱՆ

ԽՈՍՆԱԳԻՏԱՅՎԱՆ ԱՆԱԼՈԳԱՅԻՆ ՀԱՆՎԻԶ ԵՐԳԻ ԶԿԱՅՈՒՆԱԿՈՒԹՅԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅՈՒՆ

Ա. Վ. Փ. Ո. Փ. Ո. Վ.

Առաջարկվում է թվային մոդելացման ծրագրի և լեզվի կիրառման մեթոդիկա՝ մասնագիտացված սինթեզի հաշվիչ սարքերի նախագծման էտապում նրանց սեփականի և սխեմայի պարամետրերի վերլուծության նամարի թերթում են աչդպիսի սարքի էլեկտրական շղթայի պարամետրերի գործակիցների որոշման օրինակներ և սրոշ թվային արդյունքներ:

ЛИТЕРАТУРА

1. *Бринн младший*. Методы анализа цепей с помощью вычислительной машины. Труды института инженеров по электронике и радиоэлектронике. № 11, 1967.
2. *Манукян Э. Н.* Язык диалога с ЭЦВМ для автоматизации ввод-вывод информации при машинном проектировании схем АВУ. Труды Львовского Гос. университета, 1972.
3. *Гинзбург С. А., Старовский А. Н., Шлимович В. Д.* Специализированные вычислительные машины для расчета экономического распределения активных нагрузок в энергосистемах. «Электричество», № 7, 1966.
4. *Матвеевский П. А., Отарян Л. А.* Аналоговая вычислительная машина для оперативного расчета экономического режима распределения активных нагрузок между станциями энергосистемы. «Промышленность Армении», № 1, 1971.
5. *Томович Р., Вукобратович М.* Общая теория чувствительности. Изд. «Советское радио», М., 1972.
6. *Вушкович М., Чирин В.* Структурные правила определения функции чувствительности нелинейных систем. В сб. «Чувствительности автоматических систем». Изд. «Наука», М., 1968.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Э. А. АКОНЯН

СИНТЕЗ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
 С ПЛОСКИМ ТОЛКАТЕЛЕМ

Движение звеньев кулачкового механизма в общем случае может быть сложным. На рис. 1 изображен кулачковый механизм с плоским толкателем, оба звена которого совершают сложное движение в одной плоскости. Сплошными линиями показан механизм в текущем положении, а пунктирными — в начальном. Движение кулачка задается двумя проекциями перемещения точки A в неподвижной системе координат XA_0Y и поворотом вокруг этой точки. Начало координат A_0 совпадает с начальным положением точки A . Движение толкателя задается двумя проекциями перемещения точки B в неподвижной системе PB_0Q и поворотом вокруг нее, где начало B_0 совпадает с начальным положением точки B . Оси абсцисс и ординат рассматриваемых систем попарно имеют одинаковые направления.

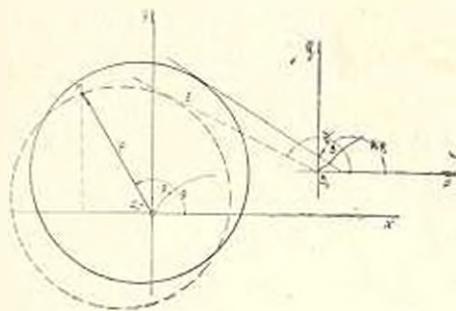


Рис. 1.

Следовательно, координатные системы будут обе левые, или обе правые. Таким образом, движение звеньев данного механизма полностью характеризуется следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} X_A &= X_A(t); & Y_A &= Y_A(t); & \alpha &= \alpha(t); \\ P_B &= P_B(t); & Q_B &= Q_B(t); & \beta &= \beta(t), \end{aligned} \quad (1)$$

где X_A и Y_A — координаты точки A кулачка в системе XA_0Y ; P_B и Q_B — координаты точки B толкателя в системе PB_0Q ; α и β — соответственно углы поворота кулачка и толкателя относительно неподвижной плоскости; t — время.

Анализ и синтез рассматриваемого механизма связаны с уравнением профиля кулачка $Y = Y(X)$ в начальном положении механизма (в

системе XA_0Y), координатами начального положения точки B в системе координат XA_0Y — $X_B = a = \text{const}$ и $Y_B = b = \text{const}$, углом наклона к оси абсцисс плоскости толкателя в начальном положении — $\psi_0 = \text{const}$. Как для анализа, так и для синтеза в первую очередь необходимо установить связь между функциями (1), уравнением профиля и постоянными параметрами механизма.

Пусть точка $M(X, Y)$ профиля кулачка спустя время t после начала движения входит в контакт с точкой $E(P_E, Q_E)$ толкателя. (Точки отмечены в начальном положении механизма.) Использование соответствующих формул преобразования координат получаем следующие выражения:

$$Y_1 = Y_A + Y \cos \varphi + (-1)^m X \sin \varphi; \quad (2a)$$

$$X_1 = X_A + X \cos \varphi - (-1)^m Y \sin \varphi; \quad (2б)$$

$$Y_1 = Q_B + b + Q_E \cos \psi + (-1)^n P_E \sin \psi; \quad (2в)$$

$$X_1 = P_B + a + P_E \cos \psi - (-1)^n Q_E \sin \psi. \quad (2г)$$

где X_1 и Y_1 — координаты точки зацепления в текущем положении, т. е. координаты точки соприкосновения звеньев. Показатели m и n в каждом конкретном случае выбираются из табл. 1.

Таблица 1

Принятые положительные направления вращения звеньев		Кулачок		Толкатель	
		Против часовой стрелки	по часовой стрелке	против часовой стрелки	по часовой стрелке
Системы координат	Правые	$m = 2$	$m = 1$	$n = 2$	$n = 1$
	Левые	$m = 1$	$m = 2$	$n = 1$	$n = 2$

Плоскость толкателя с одной стороны проходит через точку контакта (X_1, Y_1) и точку B толкателя, а с другой — занимает положение касательной, проведенной к профилю в текущем положении. Исходя из этих соображений, получаем:

$$\frac{dY}{dX} = \operatorname{tg} \bar{\zeta}; \quad X \sin \bar{\zeta} - Y \cos \bar{\zeta} = K, \quad (3)$$

где $\bar{\zeta}$ и K определяются в зависимости от движения звеньев по следующим выражениям:

$$\bar{\zeta} = (-1)^n \psi + \psi_0 - (-1)^m \varphi; \quad K = (P_B + a - X_A) \sin [(-1)^n \psi + \psi_0] - (Q_B + b - Y_A) \cos [(-1)^n \psi + \psi_0]. \quad (4)$$

Решением системы (3) относительно X и Y получаем параметрические уравнения профиля в следующем виде:

$$X = \frac{K'_1}{\delta_1} \cos \delta + K \sin \delta; \quad Y = \frac{K'_1}{\delta_1} \sin \delta - K \cos \delta. \quad (5)$$

Исходя из (2) и (5), получаются параметрические уравнения линии зацепления:

$$Y_1 = Y_A + \frac{K'_1}{\delta_1} \sin [(-1)^n \psi + \psi_0] - K \cos [(-1)^n \psi + \psi_0];$$

$$X_1 = X_A + \frac{K'_1}{\delta_1} \cos [(-1)^n \psi + \psi_0] + K \sin [(-1)^n \psi + \psi_0]; \quad (6)$$

а также формулы:

$$Q_E = \left[\frac{K'_1}{\delta_1} - (-1)^n \frac{\partial K}{\partial \psi} \right] \sin \psi_0; \quad P_E = \left[\frac{K'_1}{\delta_1} - (-1)^n \frac{\partial K}{\partial \psi} \right] \cos \psi_0. \quad (7)$$

по которым можно определить координаты точки E толкателя в начальном положении.

При синтезе новых механизмов необходимо определить постоянные параметры a , b и ψ_0 с учетом углов давления и условия выпуклости профиля. Для этого должны быть заданы все функции (1).

Для угла передачи γ в текущем положении имеем

$$\operatorname{tg} \gamma = |\operatorname{tg} [(-1)^n \psi + \psi_0 - \alpha]|. \quad (8)$$

где α — угол наклона скорости точки E к оси абсцисс.

При постоянных P_E и Q_E выражения (2в) и 2(г) превращаются в параметрические уравнения движения фиксированной точки E толкателя. С учетом этого получаем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{dQ_E}{dt} + (-1)^n [P_E \cos \psi - (-1)^n Q_E \sin \psi] \frac{d\psi}{dt}}{\frac{dP_E}{dt} - (-1)^n [Q_E \cos \psi + (-1)^n P_E \sin \psi] \frac{d\psi}{dt}}. \quad (9)$$

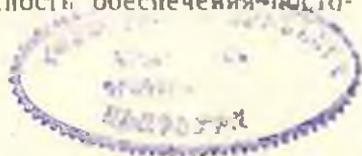
Совместным решением (7)–(9) с учетом (4) получаем

$$\operatorname{tg} \gamma = \left| \frac{\frac{dX_A}{dt} \sin [(-1)^n \psi + \psi_0] - \frac{dY_A}{dt} \cos [(-1)^n \psi + \psi_0] - (-1)^n \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{K'_1}{\delta_1}}{\frac{dP_E}{dt} \cos [(-1)^n \psi + \psi_0] + \frac{dQ_E}{dt} \sin [(-1)^n \psi + \psi_0]} \right|. \quad (10)$$

Из (10) следует, что угол передачи достигает своего максимума ($\gamma = 90^\circ$) при условии

$$\frac{dP_E}{dt} \cos [(-1)^n \psi + \psi_0] + \frac{dQ_E}{dt} \sin [(-1)^n \psi + \psi_0] = 0. \quad (11)$$

Нетрудно заметить, что условие (10) удовлетворяется в тех положениях, в которых плоскость толкателя совпадает с нормалью траектории точки B . Следовательно, возможность обеспечения усло-



явного значения угла передачи $\gamma = 90^\circ$ зависит только от закона движения толкателя, ибо для этого необходимо обеспечить условие (10) во всех положениях. Однако, в общем случае, когда движением толкателя не обеспечивается постоянное максимальное значение угла передачи, один из неизвестных параметров механизма определяется из условия

$$\lg \gamma > \lg \gamma_{\min}, \quad (12)$$

где γ_{\min} — допустимое минимальное значение угла передачи.

Условие выпуклости профиля получается, исходя из следующих соображений. Начало координат A_0 находится на теле кулачка, т. е. всегда расположено с вогнутой стороны произвольной дуги кривой. Рассмотрим элементарную дугу, расположенную около произвольной точки $M(X, Y)$. После поворота этой дуги на угол β в положительном направлении вокруг точки A_0 получим следующие выражения:

$$\begin{aligned} Y_2 &= Y \cos \beta - X \sin \beta; \\ X_2 &= X \cos \beta + Y \sin \beta; \\ \frac{dY_2}{dX_2} &= \frac{\frac{dY}{dt} \cos \beta + \frac{dX}{dt} \sin \beta}{\frac{dX}{dt} \cos \beta - \frac{dY}{dt} \sin \beta}; \\ \frac{d^2 Y_2}{dX_2^2} &= \frac{\frac{d^2 Y}{dt^2} \frac{dX}{dt} - \frac{d^2 X}{dt^2} \frac{dY}{dt}}{\left(\frac{dX}{dt} \cos \beta - \frac{dY}{dt} \sin \beta\right)^2}, \end{aligned} \quad (13)$$

где X_2 и Y_2 — координаты точки профиля после поворота.

Пусть полярные координаты той же точки $M(X, Y)$ — ρ и θ . При повороте элементарной дуги в положительном направлении на угол $\beta = 90^\circ - \theta$ точка M совмещается с точкой оси $A_0 Y$ с ординатой ρ . Разумеется, в таком положении для выпуклой дуги должны иметь $d^2 Y_2 / dX_2^2 < 0$. Следовательно, условие выпуклости профиля получится в виде неравенства

$$\frac{\frac{d^2 Y}{dt^2} \frac{dX}{dt} - \frac{d^2 X}{dt^2} \frac{dY}{dt}}{\frac{dX}{dt} \cdot y - \frac{dY}{dt} \cdot X} < 0. \quad (14)$$

После несложных преобразований с учетом (1) и (5) получаем следующее окончательное условие выпуклости профиля кулачка:

$$\frac{1}{K} \cdot \frac{d^2 K}{d\delta^2} = \left(\frac{K'}{\delta'}\right)' \cdot \frac{1}{K\delta'} > -1, \quad (15)$$

Таким образом, при синтезе новых кулачковых механизмов с плоским толкателем неизвестные параметры должны быть определены совместным рассмотрением условий (12) и (15).

После определения неизвестных параметров механизма по формулам (5) определяются координаты точек профиля, составляется таблица численных значений X и Y , по которым строится профиль кулачка в системе $X A_0 Y$. Этим и завершается синтез.

Полученные результаты приемлемы также при синтезе механизмов перекатывающихся рычагов, если рабочая поверхность одного звена задана в виде плоскости.

Пример. В механизме перекатывающегося рычага, изображенном на рис. 2а, требуется найти профиль ведомого звена, если при равномерном вращении кривошипа OA ($\omega = \text{const}$) платформа ll совершает гармонические угловые колебания.

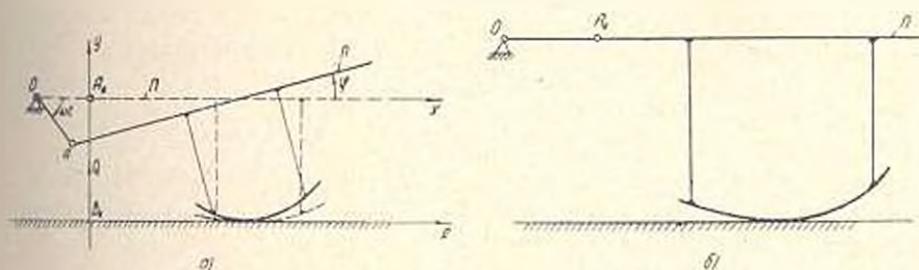


Рис. 2.

Таким образом, в данном механизме имеем:

$$Y_A = -r \sin \omega t; \quad X_A = r(\cos \omega t - 1); \quad \varphi = \varphi_m \sin \omega t;$$

$$P_B = 0; \quad Q_B = 0; \quad \dot{\varphi} = 0; \quad \dot{\varphi}_0 = 0; \quad a = 0; \quad m = 2; \quad b = ?$$

где r — длина кривошипа; φ_m — амплитуда угловых колебаний платформы. Подстановкой этих значений в (4) получаем

$$K = -(r \sin \omega t + b), \quad \delta = -\varphi_m \sin \omega t.$$

Отсюда $\frac{K'}{\delta'} = \frac{r}{\varphi_m}$, следовательно, $\left(\frac{K'}{\delta'}\right)' = 0$, т. е. условие выпуклости (15) обеспечивается независимо от значения b . Выбираем $b = -2r$, согласно (5) получаем следующие параметрические уравнения профиля в системе $X A_0 Y$:

$$X' = r \left(\frac{\cos \varphi + \varphi \sin \varphi}{\varphi_m} - 2 \sin \varphi \right);$$

$$Y = r \left(\frac{\varphi \cos \varphi - \sin \varphi}{\varphi_m} - 2 \cos \varphi \right);$$

$$-\varphi_m \leq \varphi \leq \varphi_m.$$

Численные значения координат профиля при амплитуде угловых колебаний платформы $z_m = \pm 6$ приведены в табл. 2.

Таблица 2

φ	$-\pi/6$	$-\pi/9$	$-\pi/18$	0	$\pi/18$	$\pi/9$	$\pi/6$
X_{ir}	3.050	2.710	2.290	1.910	1.590	1.340	1.050
Y_{ir}	-1.640	-1.850	-1.967	-2.000	-1.971	1.910	-1.820

Полученный механизм изображен на рис. 2б.

ЕрIII им. К. Маркса

Получено 30.III.1973

Հ Ա. ՇԱՊՐԱՅԱԼ

ՇԱՐՔ ԶՐԻՉՈՎ ՇԱՐՔ ԲԻՌՆԵՑՎԱՅԻՆ ԵՐԵՎԱՆԻՉՄԵՆՈՒ ՍԻՆՔԻՉ

Ու մ փ ո փ ու լ մ

Հողվածուս առաջարկվում է հարթ չրիչով հարթ բուռնցքային մեխանիզմների սինթեզ, երբ երկու օղակներն էլ՝ բուռնցքը և հրիչը, կատարում են բարդ շարժում միևնույն հարթությունում:

Օղակներից յուրաքանչյուրի շարժումը արվում է մի կետի շարժման երկու պոլյեկցիաներով և այդ կետի շուրջը պտտման օրենքով: Նախ արտածվում են այն հավասարումները, որոնք կապ են հաստատում շարժման ֆունկցիաների և պրոֆիլի հավասարման միջև, այնուհետև՝ պրոֆիլի պարամետրական հավասարումները, որոնց օգնությամբ ստացվում է փոխանցման անկյան փոփոխման ֆունկցիան՝ կախված ժամանակից: Արտածվում է նաև բուռնցքի ուսուցիչության պայմանը: Սինթեզը կատարվում է փոխանցման անկյան թույլատրելի արժեքից և ուսուցիչության պայմանից ելնելով:

Ստացված արդյունքները կիրառելի են նաև թավալվող լծակներով մեխանիզմների նախագծման ժամանակ: Դիտված է կոնկրետ օրինակ՝ նախագծված է ներդաշնակ անկյունային տատանումներ կատարող հարթակի պրոֆիլը:

ԼԻՏԵՐԱՏՄՐԱ

1. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. Физматгиз, М, 1959.
2. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике, том II. Изд. «Наука», М, 1971.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. А. ГАНЕЖУМЯН

К ИССЛЕДОВАНИЮ ВИБРОЗАЩИТЫ НИЗА
БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Одной из важных проблем, влияющих на решение ряда вопросов, связанных с проектированием технологии проходки скважин шарошечными долотами вращательным способом, является вибрационное состояние низа бурильной колонны. Интерес к этой проблеме возрастает с увеличением глубины скважин, а также в связи с тем, что в настоящее время назрела необходимость оценить влияние виброгасящего механизма (наддолотного амортизатора) на динамическое поведение долота и бурильной колонны, целесообразность и эффективность его применения.

Промышленные испытания наддолотных амортизаторов показали, что с применением этих устройств наряду с улучшением условий работы бурильной колонны появляется возможность повышения показателей отработки долот. Однако закономерности этого процесса при этом не были установлены.

С целью тщательного исследования возможных спектров частот и амплитуд перемещений в непосредственной близости от забоя и влияния амортизатора на изменение параметров колебаний, нами проведена серия экспериментальных исследований в условиях промышленного бурения.

Для замеров и регистрации кривых продольных перемещений в нижней части бурильной колонны была выбрана скважина, бурение которой производилось электробуром. Выбор ее определяется возможностью использования для передачи глубинной информации по кабелю электробура. Для решения поставленных задач были использованы два опытных образца забойных телеметрических систем, разработанных специальным конструкторским бюро по электробурению (СКБЭ) [1]. Эти устройства предусматривали возможность одновременной записи продольных вибраций и осевой нагрузки на долото. В качестве виброзащитного устройства использовался амортизатор фирмы «Дрилко» (США) диаметром 8³/₄". Измерения проводились при бурении электробуром Э215/8 в интервале 2368—2449 м при следующих условиях бурения: порода — известняки фаменского яруса; долото — ОМ-189-269Т; осевая нагрузка — 18—20 т; число оборотов долота — 670 об/мин; расход промывочной жидкости — 40 л/сек.

Компоновка низа бурильной колонны представлена на рис. 1.

Участки полученных осциллограмм показаны на рис. 2. Кривые характеризуют результирующее воздействие всех возмущений, действующих на нижнюю часть бурильной колонны при работе с амортизатором и без него. Визуальное изучение осциллограмм по всей длине

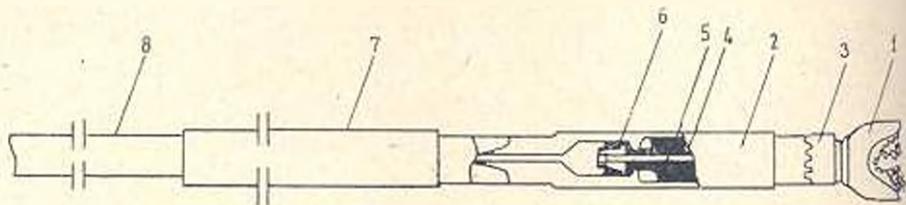


Рис. 1. Схема компоновки низа бурильной колонны: 1—долото; 2—корпус амортизатора; 3—предохранительная муфта; 4—упругий (резиновый) элемент; 5—промывочный канал; 6—уплотнение; 7—электробур; 8—бурильная колонна

записи показало, что кривые имеют весьма сложный, нерегулярный характер и подобны составной функции случайного распределения.

Так как число оборотов электробура в процессе бурения оставалось постоянным, то неупорядоченность амплитуды перемещений можно объяснить изменением условий разрушения породы и глубины внедрения зубьев долота в породу. Следовательно, амплитуда перемещений низа бурильной колонны в зависимости от неподдающих предварительному учету случайных обстоятельств (физико-механических свойств

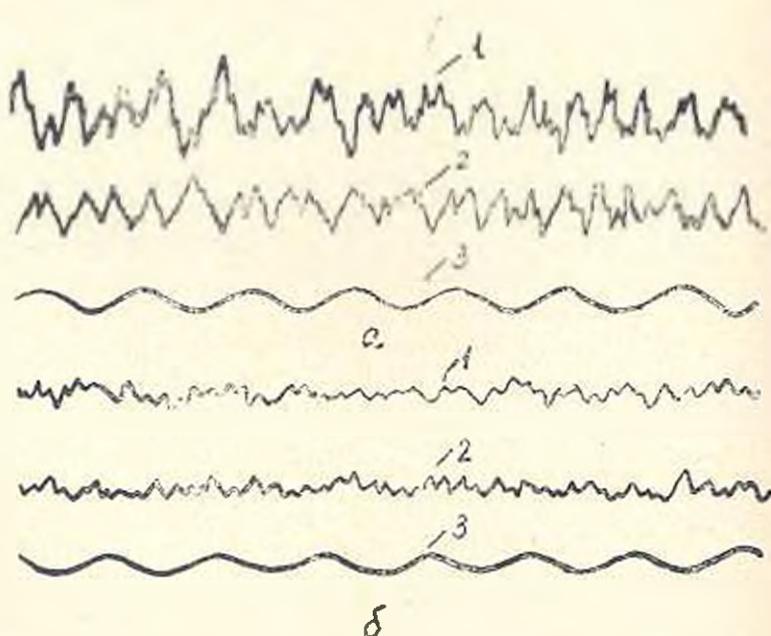


Рис. 2. Участки осциллограмм продольных колебаний с амортизатором (а) и без него (б). 1—кривые продольных перемещений; 2—кривые осевой нагрузки на долото; 3—отметки времени (50 см)

горных пород) получает различные численные значения. На случайный характер кривых оказывают также влияние сложная динамическая система «долото-ниж буровой колонны» и помехи, вносимые токоподводом электробура и самой измерительной аппаратурой.

Для получения возможно полных сведений о кривых, как о случайном процессе, обработка их проводилась по следующей методике. Вначале кривые преобразовывались в цифровую форму путем разбивки их с помощью ординат на равные отрезки. Затем определялась средняя высота кривой, оценивалась величина рассеивания амплитуды относительно среднего значения, устанавливался закон распределения амплитуд, вычислялись корреляционные функции и спектральные плотности рассматриваемых процессов. Решения перечисленных статистических характеристик вибрационных кривых получены с помощью ЭВМ.

Первая осредненная характеристика — средняя высота кривой — показала, что с введением виброзащитного устройства амплитуда продольных перемещений снизилась в 2,2 раза.

График корреляционной функции $\rho_x(\tau)$ (рис. 3) позволил установить частоту регулярных составляющих процессов и оценить работу амортизатора. Из сравнения частот регулярных составляющих (60 гц

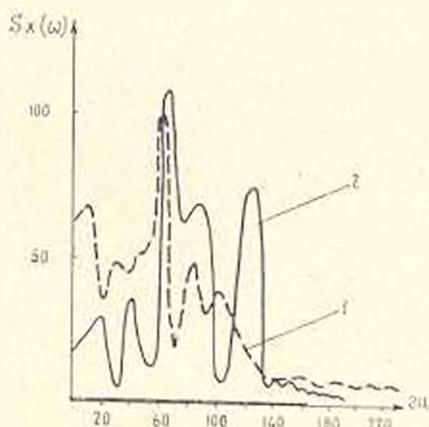
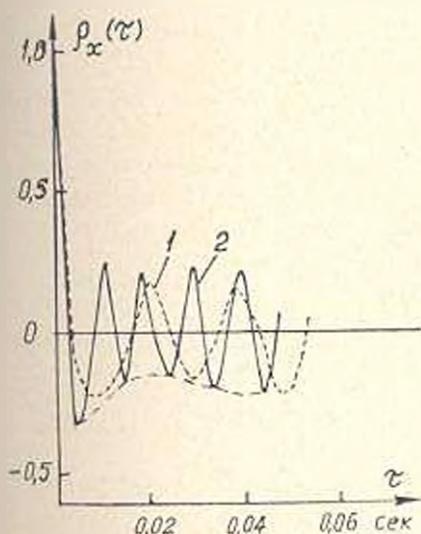


Рис. 3 График нормированной корреляционной функции: 1—при работе с амортизатором; 2—то же без амортизатора

Рис. 4. Графики спектральной плотности процесса при работе: 1—с амортизатором; 2—без амортизатора

при работе с амортизатором и 120 гц без него) сделан вывод, что в условиях виброзащиты высококачественные составляющие вибрации локализируются на участке под амортизатором, не влияя на систему, расположенную над виброзащитным устройством. Таким образом, введение наддолотного амортизатора позволяет изменить частотную характеристику системы, благодаря чему в определенных условиях можно избежать появления резонанса и интенсивных нежелательных колебаний долота совместно с колонной.

Низкочастотная составляющая (по огибающей) имеет частоту 34 $\mu\text{ц}$ и связана с перекатыванием долота по волнообразной поверхности забоя.

Анализ кривых распределения амплитуд показал, что в условиях виброгашения амплитуда перемещений в большинстве случаев принимает значения, близкие к ее среднему значению, а в обычных условиях амплитуда сильно рассеяна и ее квадратичное отклонение велико.

Аналогичному закону распределения подчинено и изменение нагрузки на долото. Отклонение от средней осевой нагрузки составило $\pm 3 \div 5 \text{ т}$ при работе без амортизатора и $+1 \div 1,5 \text{ т}$ при наличии его. т.е. флуктуации осевых усилий, действующих в нижней части бурильной колонны, как амортизированной системы, незначительны.

Графики спектральных плотностей мощности вибрации $S_x(\omega)$ (рис. 4) позволили установить род колебаний и свидетельствуют о наличии явно выраженных частот $\omega = 60 \mu\text{ц}$ и $\omega = 120 \mu\text{ц}$, что численно совпадает с частотой регулярных составляющих корреляционных функций. Характер колебаний, изображенных на рис. 2, отражается в различии их спектральных плотностей: значения $S_x(\omega)$ в случае, когда работа велась с амортизатором, сосредоточены в области более низких частот.

Полученные динамические характеристики позволяют сделать следующие выводы:

- 1) при работе с амортизатором уменьшается амплитуда колебаний колонны и осевой нагрузки на долото;
- 2) высокочастотные колебания сосредоточены непосредственно у долота, в результате чего следует ожидать увеличения амплитуды колебаний долота, особенно в высокочастотной части спектра.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 10.V.1972

Ռ. Ա. ԳԱՆԺՅՈՒՅԱՆ

ՀԱՐԱՏՄԱՆ ՇԱՐԱՍՅԱՆ ՆԵՐՔԵՎԻ ԻՍԼԱԻ ԹՐԹՈՒՊԱՆՏՊԱՆՈՒԹՅԱՆ
ՀԵՏԱԳՈՏՈՒԹՅԱՆ ՇՈՒՐՋԸ

Ու ռ ի ո թ ո ս ը

Հարվածում վերլուծության են ենթարկված էլեկտրահորատիչով արդյունաբերական պարմաններում հորատելիս հորատող գործերի ներքևի մասի երկաշնական տատանումների փորձարարական հետազոտությունների արդյունքները: Տրված է հարվածաեղմիչով և տանց նրա աշխատելիս հորատորշչին հեռուստաչափիչ ապարատուրայի միջոցով ստացված օսցիլոգրամաների վերլուծությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Чепелев В. Г. и др. Телеметрическая система для исследований вибраций колонны и осевой нагрузки на долото при электробурении. «Нефтяное хозяйство», № 1, 1970.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Ю. Л. САРКИСЯН, Г. А. САРКИСЯН

К СИНТЕЗУ СФЕРИЧЕСКОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО
 ГЕНЕРАТОРА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ

В работе [1] предлагается аналитический метод квадратического синтеза сферического кругового направляющего четырехзвенника с чертящей точкой на продольной оси шатуна. Однако, это частное решение не позволяет полностью использовать кинематические возможности механизма, ибо оно ограничивается вычислением лишь четырех параметров. В настоящей статье предлагается обобщенное решение этой задачи, которое позволяет вычислить все пять параметров, определяющих проектируемое двухшарнирное звено сферического механизма. На базе рассматриваемого четырехзвенника можно построить шестизвенные механизмы с заданной продолжительностью выстоя рабочего звена.

Рассматриваемая задача формулируется следующим образом. Даны размеры сферического четырехзвенника $ABCD$. Координатные системы $Oxuz$ и $OXYZ$ жестко скреплены соответственно к шатуну BC и стойке AD (рис. 1). Требуется найти такие прямые шатуна, которые при повороте ведущего звена AB на заданный угол приближенно описывают круговой конус. Легко убедиться, что подобные прямые должны минимизировать в заданном интервале движения выражение следующего вида:

$$\Delta q = \bar{r}_m \cdot \bar{r}_m - |\bar{r}_m| \cdot |\bar{r}_m| \cdot \cos \gamma_0 \quad (1)$$

где \bar{r}_m и \bar{r}_m - соответственно направляющие векторы искомой прямой σ и неподвижной оси z' приближаемого кругового конуса.

Без ограничения общности задачи можно предположить, что точка m лежит в плоскости $z=1$ шатуна, а точка M - в плоскости $Z=1$ стойки. Тогда выражение (1) в координатной форме записывается как

$$\Delta q_i = X_m X_{m_i} + Y_m Y_{m_i} + Z_{m_i} + C, \quad (2)$$

где $C = -|\bar{r}_m| \cdot |\bar{r}_m| \cos \gamma_0$, а через $i=1, 2, \dots, N$ обозначены расчетные положения ведущего звена AB , выбранные в заданном интервале движения.

Координаты точки m шатуна в неподвижной системе $OXYZ$ определяются по известным формулам линейного преобразования:

$$\begin{bmatrix} X_{m_i} \\ Y_{m_i} \\ Z_{m_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{1i} & \cos \alpha_{2i} & \cos \alpha_{3i} \\ \cos \beta_{1i} & \cos \beta_{2i} & \cos \beta_{3i} \\ \cos \gamma_{1i} & \cos \gamma_{2i} & \cos \gamma_{3i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_m \\ y_m \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

где направляющие косинусы осей Ox , Oy и Oz являются известными функциями входного угла φ и размеров четырехзвенника $ABCD$ и вычисляются по формулам, приведенным в [1].

Таким образом, минимизируемая функция Δ_q зависит от пяти

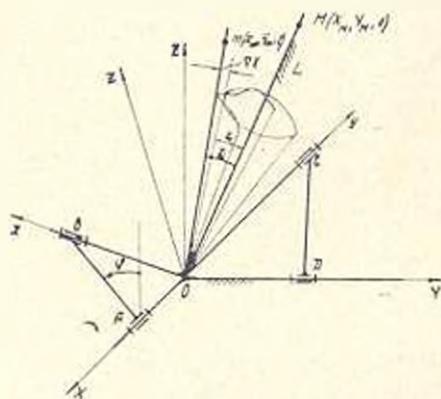


Рис. 1.

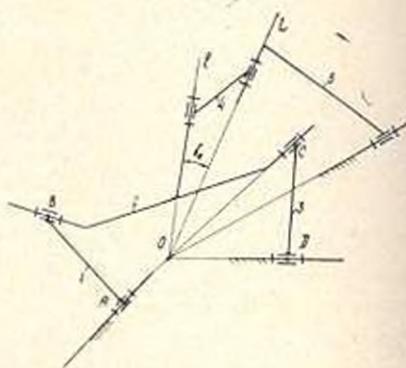


Рис. 2.

неизвестных параметров: x_m , y_m , x_m , y_m и C . Составим целевую функцию следующего вида:

$$S = \sum_{i=1}^N \Delta_{qi}^2.$$

Неизвестные параметры будут определены из условий стационарности суммы S :

$$\frac{\partial S}{\partial x_m} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial y_m} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial C} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial x_m} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial y_m} = 0. \quad (4)$$

Первые три условия после несложных преобразований сводятся к системе трех линейных уравнений относительно x_m , y_m и C :

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N X_{m_i}^2 & \sum_{i=1}^N X_{m_i} Y_{m_i} & \sum_{i=1}^N X_{m_i} \\ \sum_{i=1}^N X_{m_i} Y_{m_i} & \sum_{i=1}^N Y_{m_i}^2 & \sum_{i=1}^N Y_{m_i} \\ \sum_{i=1}^N X_{m_i} & \sum_{i=1}^N Y_{m_i} & N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_m \\ y_m \\ C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N Z_{m_i} X_{m_i} \\ \sum_{i=1}^N Z_{m_i} Y_{m_i} \\ \sum_{i=1}^N Z_{m_i} \end{bmatrix} \quad (5)$$

С помощью (3) коэффициенты системы (5) могут быть выражены в виде линейных и квадратических форм от x_m и y_m . Исключение составляет коэффициент при C в третьем уравнении, который равен числу расчетных положений.

Решение системы (5) по правилу Крамера имеет вид:

$$X_m = \frac{D_x}{D}, \quad Y_m = \frac{D_y}{D}, \quad C = \frac{D_c}{D}, \quad (6)$$

где через D , D_x , D_y , D_c обозначены определитель, коэффициенты и определители остальных 3×3 миноров расширенной матрицы системы (5).

Представим последние два условия системы (5) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^N \Delta_{qi} \frac{\partial \Delta_{qi}}{\partial X_m} &= \sum_{i=1}^N (X_{m_i} X_{ni} + Y_{m_i} Y_{ni} + Z_{m_i} + C) x_{ni} = 0, \\ \sum_{i=1}^N \Delta_{qi} \frac{\partial \Delta_{qi}}{\partial Y_m} &= \sum_{i=1}^N (X_{m_i} X_{ni} + Y_{m_i} Y_{ni} + Z_{m_i} + C) y_{ni} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Подставляя в равенства (7) соотношения (6), а также очевидные формулы:

$$\left. \begin{aligned} x_{ni} &= \cos \alpha_{ij} X_m + \cos \beta_{ij} Y_m + \cos \gamma_{ij} | \\ y_{ni} &= \cos \alpha_{ij} X_m + \cos \beta_{ij} Y_m + \cos \gamma_{ij} | \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

преобразованные с учетом (6), получаем:

$$\begin{aligned} D_x^2 \sum_{i=1}^N \cos \alpha_{ji} X_{m_i} + D_y^2 \sum_{i=1}^N \cos \beta_{ji} Y_{m_i} + D_x D_y \sum_{i=1}^N (\cos \beta_{ji} X_{m_i} + \cos \alpha_{ji} Y_{m_i}) + \\ + D_x D_c \sum_{i=1}^N \cos \alpha_{ji} \cos \gamma_{ji} + D_y D_c \sum_{i=1}^N \cos \beta_{ji} \cos \gamma_{ji} + D_x D_c \sum_{i=1}^N \cos \alpha_{ji} + \\ + D_y D_c \sum_{i=1}^N \cos \beta_{ji} + D_c D_c \sum_{i=1}^N \cos \gamma_{ji} + D_c^2 \sum_{i=1}^N Z_{m_i} \cos \gamma_{ji} = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

$$(j = 1, 2)$$

Как показывает несложный анализ, определители D_x , D_y , D_c и D являются многочленами четвертого порядка от x_m и y_m , а коэффициенты-суммы в уравнениях (9)—линейными или нулевого порядка функциями от этих же неизвестных. В итоге мы находим, что уравнения (9) определяют на плоскости $z=1$ шатуна две кривые девятого порядка, которые условно обозначим через v_x и v_y . Далее нам удалось доказать, что максимальное число вещественных общих точек v_x и v_y равно 33. В это число входят искомые нами «квадратические круговые» точки, т. е. точки, реализующие минимум суммы квадратов Δ_{qi} во всех N расчетных положениях механизма.

Действительные решения нелинейной системы (9) находятся с помощью специально разработанного алгоритма последовательных приближений. Для любой «квадратической круговой» точки m^* по формулам (6) находится соответствующая неподвижная точка M^* и величина C^* . Легко видеть, что точка m^* единственным образом оп-

ределает подвижную ось l на шатуне, а точка M' — неподвижную ось l на стойке. Чтобы образовать двухшарнирное звено эти оси должны быть установлены под неизменным углом

$$\gamma_0 = \arccos\left(-\frac{C}{|r_{m'}| \cdot |r_{u'}|}\right). \quad (10)$$

Угловое отклонение прямой l от приближаемого кругового конуса можно вычислить по формуле

$$\Delta\gamma_l = \gamma_l - \gamma_0 = \arccos\left(\cos \gamma_0 + \frac{\Delta z_0}{|r_{m'}| \cdot |r_{u'}|} - \gamma_0\right). \quad (11)$$

Теперь чтобы построить механизм с остановкой достаточно присоединить к базисному четырехзвеннику $ABCD$ кинематическую цепь, состоящую из сиректированного звена l и ведомого коромысла $\bar{5}$ (рис. 2). При повороте кривошипа AB на заданный угол $\varphi_m - \varphi_0$, соответствующий требуемой продолжительности выстоя коромысла $\bar{5}$, ось l описывает приближенно круговую коническую поверхность вокруг оси L , вследствие чего звено $\bar{5}$ в данном промежутке по существу остается неподвижным.

Пример. На шатуне заданного сферического четырехзвенника $ABCD$ определить прямую l , приближенно описывающую круговой конус при повороте кривошипа AB от $\varphi_0 = 210^\circ$ до $\varphi_m = 270^\circ$.

Размеры исходного четырехзвенника равны:

$$X_A = 0,5; \quad Y_D = 0,45; \quad l_{AB} = 0,25; \quad l_{CD} = 1,2;$$

$$b = \sqrt{X_A^2 + Y_{AB}^2 + l_{AB}^2 + l_{CD}^2}.$$

Сначала проводился анализ четырехзвенника $ABCD$ и определялись направляющие косинусы подвижных осей координат. Ввиду громоздкости соответствующие формулы здесь не приводятся. После вычисления коэффициентов уравнений (9) на ЭВМ итеративным путем было найдено несколько действительных решений нелинейной системы (9), которые обеспечивают достаточно высокую точность приближения. Из точек плоскости $z=1$, соответствующих этим решениям, мы здесь рассмотрим следующие две: $m'(-0,772153; 0; 1)$, $m''(0,246018; -0,371289; 1)$.

Точки m' и m'' определяют на шатуне подвижные оси l' и l'' . Направляющие косинусы этих осей относительно системы Олуз равны:

$$\cos \alpha_{l'} = -0,611163; \quad \cos \beta_{l'} = 0; \quad \cos \gamma_{l'} = 0,791505;$$

$$\cos \alpha_{l''} = 0,224735; \quad \cos \beta_{l''} = -0,339168; \quad \cos \gamma_{l''} = 0,913487.$$

Решая для найденных точек m' и m'' систему (5), находим координаты точек M' и M'' плоскости $Z=1$ в системе $OXYZ$ и величины C' , C'' :

$$X_{M'} = -0,651376; \quad Y_{M'} = -0,500011; \quad C' = 0,073269;$$

$$X_{M''} = -311991,1601; \quad Y_{M''} = -569541,9062; \quad C'' = 696694,2976.$$

Точки M' и M'' определяют в системе $OXYZ$ неподвижные оси L' и L'' , ориентация которых относительно неподвижных осей определяется следующими значениями направляющих косинусов:

$$\begin{aligned} \cos\alpha_{L'} &= -0,503405; & \cos\beta_{L'} &= -0,3864155; & \cos\gamma_{L'} &= 0,772831; \\ \cos\alpha_{L''} &= -0,480132; & \cos\beta_{L''} &= -0,877032; & \cos\gamma_{L''} &= 0,0000015. \end{aligned}$$

Угол между подвижной и неподвижной осями вычисляется по формуле (9).

$$\gamma'_{10} = 87^{\circ} 26' 14'', \quad \gamma''_{10} = 11^{\circ} 28' 20''.$$

Максимальное угловое отклонение для рассматриваемых двух вариантов равно:

$$\Delta\gamma'_{\text{откл}} = 2^{\circ} 21'; \quad \Delta\gamma''_{\text{откл}} = 1^{\circ} 40'.$$

ЕрIII им. К. Маркса

Поступило 30.11.1973

ՅՈՒ. Լ. ՍԱՐԿԻՅԱՆ, Գ. Ս. ՍԱՐԿԻՅԱՆ

ՊԱՐԲԵՐԱԿԱՆ ՇԱՐՃՈՒՆ ԱՆԵՐԿ ՔԱՌՈՂԱԿ ԳՆՆԵՐԱՏՈՐԻ ՈՐՆՈՒՅՑԻ ՎԵՐԱՅԵՐՅՈՒ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հողվածում քննարկվում է շրջանագծային սղղուրդ բառօղակ մեխանիզմի սինթեզի խնդիրը: Նշված մեխանիզմին լուսցուցիչ երկօղակ կինեմատիկական շղթա միացնելով կարելի է ստանալով սարվող օղակի պարբերական կանգաններով պտույտը: Խնդիրը լուծվում է ֆունկցիոնների բառակառուցին մոտեցման աղանակով: Արոշվում են մեխանիզմի 5 պարամետրները, որոնցով որոշվում են սինթեզվող օղակի շարժական և անշարժ առանցքների դիրքերը, ինչպես նաև նրանց տեղակայման անկյունը: Բերվում է բվային օրինակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

Саркисян Ю. Л., Саркисян Г. А. Синтез сферического кругового направляющего четырехзвенника при заданном значении входного угла // Вестник АН Арм. ССР. Серия механика, № 5, 1972

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. К. ПОГОСЯН, М. Г. СТАКЯН

О ВЕРОЯТНОСТНОЙ ОЦЕНКЕ ТОЧНОСТИ
 МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ

Известно [1—3], что выбор режима модельных испытаний на трение по критериальным соотношениям позволяет получить хорошее совпадение результатов испытаний на модельных образцах с результатами натуральных испытаний различных тормозов и муфт. При этом имеет существенное значение соблюдение условия равенства коэффициента взаимного перекрытия между модельным и натурным образцами $K_{вз}^* = K_{нз}$.

Для получения масштабных коэффициентов перехода от природы к модели режимных параметров процесса внешнего трения использовались методика нахождения критериев подобия на базе π -теоремы анализа размерностей [4] и методика решения системы уравнений (на ЭЦВМ), описывающая процесс трения с получением масштабных коэффициентов [3]. Погрешность в определении критериев подобия, повторность опытов и систематические погрешности измерений, влияющие на точность моделирования трения, оцениваются в работе [5].

В связи с неизбежным рассеянием экспериментальных данных при определении характеристик трения, точность моделирования должна рассматриваться также в вероятностном аспекте. В первом приближении принято, что рассеяние значений коэффициента трения f и температуры на поверхности трения θ подчиняются нормальному закону распределения и существует корреляционная зависимость между f и продолжительностью общего рабочего цикла τ . Подобно [6, 7], семейство линейных корреляционных уравнений с учетом наличия регрессии Y на X представляется в виде:

$$Y_x = (\bar{b}_{yx} \pm KS_{b_y})(X - \bar{X}) + (\bar{Y} \pm KS_{y_r}), \quad (1)$$

где

$$\bar{b}_{y,x} = r \frac{\sigma_y}{\sigma_x}; \quad S_{b_y} = \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \sqrt{\frac{1-r^2}{n}}; \quad S_{y_r} = \sigma_y \sqrt{1-r^2}.$$

Учитывая характер распределения опытных данных для каждого параметра, подобно [8], уточнены виды зависимостей $f = f_1(\tau)$ и $\theta = \theta_1(\tau)$.

Зависимость $f = z_1(\tau)$ дает наибольшее приближение с прямой линией в полулогарифмических координатах $\lg f - \tau$. При разных значениях величины τ дисперсия коэффициента трения практически остается постоянной, а с увеличением достоверности $l(f)$ при фиксированном τ значения f уменьшаются. С учетом характера зависимости $f = z_1(\tau)$ в координатах $\lg f - \tau$ корреляционное уравнение (1) примет вид:

$$\lg f_{\tau} = -|\bar{b}_f|(\tau - \bar{\tau}) + (\lg \bar{f} + K S_{\tau}), \quad (2)$$

Аналогично найдено, что зависимость $\theta = z_2(\tau)$ является прямой линией в логарифмических координатах $\lg \theta - \lg \tau$. В этом случае, с увеличением τ наблюдается уменьшение дисперсии θ , а с увеличением достоверности $l(\theta)$ — рост значений θ . Поэтому зависимость (1) принимает вид:

$$\lg \theta_{\tau} = (\bar{b}_{\theta} + K S_{\theta}) (\lg \tau - \lg \bar{\tau}) + (\lg \bar{\theta} - K S_{\tau}), \quad (3)$$

Рассматривается вопрос о возможности лабораторных исследований процесса трения в колодочных тормозах при повторно-кратковременном режиме работы на серийной машине трения ИМ-58 с рабочим узлом трения, геометрически не подобным натурному объекту.

В качестве натурального объекта был использован колодочный тормоз типа ТКГ-300М (с электрогидравлическим толкателем) механизма передвижения мульдоманитного крана грузоподъемностью 15/5 т, установленный на лабораторном инерционном тормозном стенде.

В качестве модельного объекта служили кольцевые дисковые образцы (трение торцами) лабораторной машины трения ИМ-58. Испытывалась фрикционная пара: вальцованная лента 6КВ-10+сталь 15 с $K_{\text{нн}} = 0,4$ на натуре и $K_{\text{мн}}^* = 0,4; 0,8$ на модели.

По разработанной методике [2], на основании теории подобия и анализа размерностей, в соответствии с геометрией натурального и модельного объектов, а также режимом работы натурального тормоза ТКГ-300М, произведен выбор режима модельных испытаний на машине ИМ-58. Это позволило осуществить моделирование процесса трения натурального объекта на лабораторных образцах с достаточной высокой степенью точности [2].

Экспериментальные данные обработаны на ЭЦВМ и в таблицах 1 и 2 приведены статистические параметры данных испытаний. По данным этих таблиц рассчитаны уравнения семейства кривых (2) и (3) для натуральных и модельных испытаний при $K_{\text{нн}} = K_{\text{мн}}^* = 0,4$ и $K_{\text{нн}}^* = 0,8 + K_{\text{нн}}$, удовлетворяющих достоверностям $l(f)$, $l(\theta)$, равным 10, 50 и 90 % (таблицы 3 и 4).

Как видно, для зависимости $\lg f - \tau$ область рассеяния коэффициента трения f для модельных образцов несколько больше, чем для натуральных. По всему интервалу τ средневероятностные значения f на натуре превышают аналогичные величины на модели.

Для оценки точности моделирования целесообразно совмещение полей рассеяния f на модели и на натуре. При одинаковых значениях $K_{\text{м}} = 0,4$ рассматриваемые области рассеяния взаимно перекрываются в большей степени, чем при $K_{\text{м}}' = 0,8 - K_{\text{м}}$. Средневероятностные зна-

Таблица 1

Объект испытанный	n	$\bar{f}_{\text{м}}$	$\bar{f}_{\text{н}}$	r	\bar{f}	$\overline{\lg f}$	$\overline{\lg f'}$	S_f
Натура $K_{\text{м}} = 0,4$	39	0,1115	0,2659	-0,7927	0,3613	-0,3763	-0,3323	0,0673
Модель $K_{\text{м}}' = 0,4$	30	0,1520	0,3200	-0,7855	0,4541	-0,4747	-0,3720	0,0940
Модель $K_{\text{м}}' = 0,8$	30	0,1057	0,2977	-0,6543	0,5583	-0,6290	-0,2319	0,0798

Таблица 2

Объект испытанный	n	$\bar{f}_{\text{м}}$	$\bar{f}_{\text{н}}$	r	$\overline{\lg f}$	$\overline{\lg f'}$	$b_{0,5}$	$S_{\text{м}}$	$S_{\text{н}}$
Натура $K_{\text{м}} = 0,4$	56	0,1992	0,5490	0,7733	-0,7914	2,2003	0,2806	0,0289	0,1225
Модель $K_{\text{м}}' = 0,4$	27	0,1639	0,3300	0,6379	-0,3969	2,3351	0,3106	0,0724	0,1253

Таблица 3

$f(f)$ в %	K	У р а в н е н и е (2)		
		Натура ($K_{\text{м}} = 0,4$)	Модель ($K_{\text{м}}' = 0,4$)	Модель ($K_{\text{м}}' = 0,8$)
10	-1,24	$\lg f: -0,3323$	$\lg f: -0,1729$	$\lg f: -0,3720$
30	-0,53	$\lg f: -0,3323$	$\lg f: -0,2207$	$\lg f: -0,3720$
50	0	$\lg f: -0,3323$	$\lg f: -0,2563$	$\lg f: -0,3720$
70	-0,53	$\lg f: -0,3323$	$\lg f: -0,2919$	$\lg f: -0,3720$
90	-1,24	$\lg f: -0,3323$	$\lg f: -0,3397$	$\lg f: -0,3720$
99,9	-3,32	$\lg f: -0,3323$	$\lg f: -0,4797$	$\lg f: -0,3720$

Таблица 4

$f(u)$ в %	K	У р а в н е н и е (3)			
		Натура ($K_{\text{м}} = 0,4$)		Модель ($K_{\text{м}}' = 0,4$)	
10	-1,24	$\lg u: -0,3164$	$\lg u: -2,2988$	$\lg u: -0,4004$	$\lg u: -2,3352$
30	-0,53	$\lg u: -0,2959$	$\lg u: -2,3696$	$\lg u: -0,3490$	$\lg u: -2,4074$
50	0	$\lg u: -0,2806$	$\lg u: -2,4223$	$\lg u: -0,3106$	$\lg u: -2,4585$
70	-0,53	$\lg u: -0,2653$	$\lg u: -2,4751$	$\lg u: -0,2722$	$\lg u: -2,4985$
90	-1,24	$\lg u: -0,2448$	$\lg u: -2,5459$	$\lg u: -0,2208$	$\lg u: -2,5782$
99,9	-3,32	$\lg u: -0,1817$	$\lg u: -2,7532$	$\lg u: -0,0702$	$\lg u: -2,7791$

чения f в первом случае сравнительно близки и их соотношение практически остается постоянным во всем интервале τ , что не наблюдается во втором случае. При совмещении полей рассеяния δ с $K_{нз} = K_{нв} = 0,4$ средневероятностные значения δ на модели несколько превышают величины δ на натуре. Как и для f поле рассеяния δ на модели больше и полностью перекрывает аналогичное поле для природы.

Из анализа полученных результатов видно, что точность моделирования значительно зависит от $K_{нз}$ и необходимо стремиться к сохранению условия $K_{нз} = K_{нв}$. Несколько уменьшенное средневероятностное значение f на модели объясняется повышением температуры на образцах по сравнению с натурным объектом. Увеличение полей рассеяния f и δ на модели связано с более значительным влиянием случайных факторов на малогабаритные лабораторные образцы.

Для вероятностной оценки точности моделирования параметров трения вводится понятие коэффициента эффективности моделирования $K_f = f/f'$, $K_\delta = \delta/\delta'$. Получены уравнения (4) и (5) для определения вероятностных значений K_f и K_δ , учитывающие размеры и взаимные расположения областей рассеяния данных модельных и натуральных испытаний.

$$\lg K_f = \lg \frac{f}{f'} = \lg f - \lg f' = (\bar{b}_{f\tau} - \bar{b}_{f'\tau})\tau + |(\bar{\sigma}_{f\tau}^2 - \bar{\sigma}_{f'\tau}^2) + K(S_f - S_{f'}) + (\lg \bar{f} - \lg \bar{f}')|$$

или $\lg K_f = a_f \tau + c_f$

$$\lg K_\delta = \lg \frac{\delta}{\delta'} = \lg \delta - \lg \delta' = [(\bar{b}_{\delta\tau} + K S_{\delta\delta}) - (\bar{b}_{\delta'\tau} + K S_{\delta'\delta})] \lg \tau + |[\lg \tau (\bar{b}_{\delta\delta} + K S_{\delta\delta}) - \lg \tau (\bar{b}_{\delta'\delta} + K S_{\delta'\delta})] + [(\lg \delta - K S_{\delta\tau}) - (\lg \delta' - K S_{\delta'\tau})]|$$

или $\lg K_\delta = a_\delta \cdot \lg \tau + c_\delta$

В табл. 5 представлены уравнения (4) и (5).

Таблица 5

K	Уравнение (4)		Уравнение (5)	
	$K_{нз} = K_{нв} = 0,4$	$K_{нз} = 0,5 \neq K_{нв}$	$K_{нз} = K_{нв} = 0,4$	
-1,21	$\lg K_f = -0,0397 + 0,0161$	$\lg K_f = -0,1004 + 0,2277$	$\lg K_\delta = -0,0841 \lg \tau - 0,0364$	
0	$\lg K_f = -0,0397 + 0,0194$	$\lg K_f = -0,1004 + 0,2432$	$\lg K_\delta = -0,0301 \lg \tau - 0,0362$	
-1,21	$\lg K_f = 0,0397 + 0,0827$	$\lg K_f = -1,1004 + 0,2587$	$\lg K_\delta = -0,0241 \lg \tau - 0,0323$	

В уравнении (4) c_f и a_f соответственно характеризуют уровень и интенсивность изменения коэффициента K_f . Как видно из табл. 5, значения c_f и a_f при $K_{нз} = K_{нв} = 0,4$ в несколько раз меньше, чем при $K_{нз} = 0,5 \neq K_{нв}$. Поэтому средневероятностные значения K_f близки

к единице и более стабильны для первого случая. Так, например, при $I(f) = 50\%$ и $\tau = 0,1 \div 1,0$ в первом случае эти значения колеблются в пределах $K_f = 1,131 \div 1,121$, а во втором случае — $K_f = 1,711 \div 1,390$ (рис. 1). Разброс данных K_f относительно средневероятностных значений при $I(f) = 10\%$ и $I(f) = 90\%$ соответственно составляет $\pm 6\%$ и $\pm 3,6\%$.

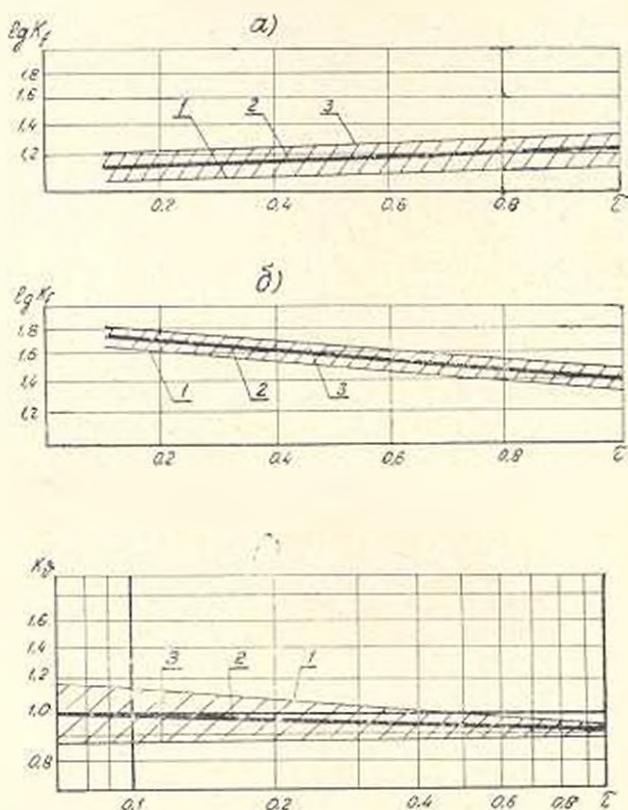


Рис. 1. Зависимости коэффициентов K_f и K_b от τ при:
 а) $K_{10} - K'_{10}$; б) $K_{50} - K'_{50}$; в) $K_{90} - K'_{90}$.
 Линии 1, 2 и 3 соответствуют $I(f)$: 10, 50 и 90%.

Средневероятностные значения K_b по всем интервалам τ незначительно отклоняются от единицы: при $\tau = 0,1 \div 1,0$ $K_b = 0,986 \div 0,920$. Разброс данных K_b с увеличением τ также уменьшается: при $\tau = 0,1$ $I(f) = 10\%$ и $I(f) = 90\%$ разброс K_b относительно средневероятностных значений составляет $\pm 12\%$, а при $\tau = 1,0$ — $\pm 0,5\%$.

Коэффициенты эффективности моделирования K_f и K_b помимо оценки точности моделирования могут иметь следующее практическое применение — при известных f' и θ' на модели эти коэффициенты позволяют определить значения f и θ на натуре с учетом точности моделирования.

Ա. Ն. ՊՈՂՈՅԱՆ, Մ. Վ. ՍՏԱԿՅԱՆ

ԱՐՏԱՐԻՆ ԵՓՈՒՆ ՊՐՈՆԵՑՈՒ ՄՈՒԿԻԱՅԻՄԸ ԸՇՏՈՒԹՅԱՆ
 ՀԱՎԱՆԱԿՆԱԿՈՒՄԸ ԿԵՆՇՈՍԻՄԸ ԳՆՈՎՈՐԵՐԱԿ

Ա մ փ ո փ ո ս ո

Նմանության և անփոփոխականության տեսության մեխանիկայի ոգտագործմամբ ընկալվում են այն գործոնները, որոնք կրկնակի-կարճատև շփման չհրմային բեռնվածության ռե՛լիեֆի դեպքում ազդում են փարսածառայ փորձանիւղների արտաքին շփման պրոցեսի մոդելացման նշանիւթյան վրա: Բերվում է շփման պարամետրների մոդելացման նշանիւթյան նախնականական զնաշտականր և առաջարկվում է մոդելացման էֆեկտիվության դորձակցի գնդոտփարր:

ЛИТЕРАТУРА

1. Чичиндзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. Изд. «Наука», 1967.
2. Погосян А. К. Новая методика лабораторных испытаний фрикционных материалов для тормозов подвижно-транспортных машин. Сб. «Теплодаи динамика трения». Изд. «Наука», 1970.
3. Браун Э. Д., Погосян А. К. Применение теории подобия и размерности для моделирования трения при повторно-кратковременном фрикционном тепловом нагружении. В сб. трудов пятой межвузовской конференции по физическому и математическому моделированию, «Применение цифрового моделирования». Изд. МЭИ, 1968.
4. Веников В. А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электротранспергетики. Изд. «Высшая школа», 1966.
5. Погосян А. К. Точность моделирования процесса внешнего трения. «Вестник машиностроения», № 10, 1970.
6. Смирнов Н. В., Думин Барк аский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики. Изд. «Наука», 1965.
7. Шашии М. Я. Об оценке рассеяния значения циклической прочности. «Вестник машиностроения», № 2, 1965.
8. Александров М. П., Погосян А. К., Стакян М. Г. Применение методов математической статистики для определения параметра повторно-кратковременного трения. «Вестник машиностроения», № 8, 1972.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭЛЕКТРОНИКА

В. П. АРУСТАМЯН

К РАСЧЕТУ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ
 ИНТЕГРАЛЬНЫХ СХЕМ

Подложки интегральных схем, как монолитных, так и гибридных, представляют собой ограниченные пластины с односторонними плоскими источниками тепла, роль которых выполняют различные тепловыделяющие участки пластины: транзисторы, диоды, резисторы и т. д.

Расчету температурного поля ограниченной пластины посвящен ряд работ [1, 2, 3], результаты которых, однако, ввиду громоздкости и сложности, мало пригодны для наиболее часто встречающихся практических случаев интегральных схем. Многообразие форм источников тепла и пластины (подложки) чрезвычайно усложняет крайевые условия, а, следовательно, и решение уравнения теплопроводности.

В настоящей статье предлагается приближенный метод расчета температурного поля подложки, приемлемость которого подтверждается экспериментами. В статье, как и в работах [2, 3] предполагается, что перенос тепла внутри микросхем производится только теплопроводностью, так как микросхема обычно либо вакуумирована, либо заполнена различными веществами (смолами, инертные газы) с плохими теплопередающими свойствами, а температурный напор не высок. Поэтому конвективным и лучистым теплообменом между источниками тепла и корпусом микросхемы в первом приближении можно пренебречь.

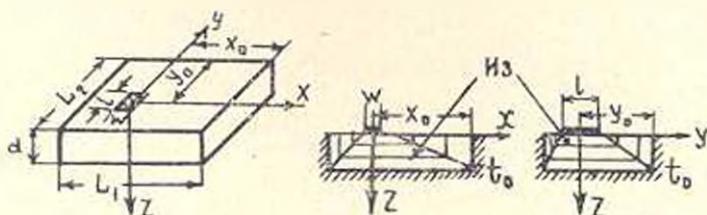


Рис. 1.

Для пластины с источником тепла, представленной на рис. 1, изотермические поверхности вблизи источника приблизительно можно считать призматическими [4]. Тогда распределение температуры по толщине пластины может быть представлено в виде

$$t_z = t_0 + \frac{P}{\lambda} \left[\int_0^d \frac{dz}{S(z)} - \int_0^z \frac{dz}{S(z)} \right] = t_0 + \frac{P}{\lambda} \int_z^d \frac{dz}{S(z)} \quad (1)$$

где t_0 — температура обратной стороны и краев пластины (постоянная); P — мощность, выделяющаяся в источнике тепла; λ — теплопроводность пластины, d — толщина пластины; $S(z)$ — площадь изотермической поверхности на расстоянии z от источника тепла.

Следует отметить, что выражение (1) справедливо для ограниченной изотропной пластины любой формы, однако функцию $S(z)$ удается записать лишь в ограниченных случаях. Для прямоугольной пластины (рис. 1) путем простых геометрических построений легко показать, что

$$S(z) = az^2 + bz + \omega l, \quad (2)$$

где

$$a = \frac{(L_1 - \omega)(L_2 - l)}{d^2} + 2 \frac{L_1 - \omega}{d} + 2 \frac{L_2 - l}{d} + 4; \\ b = \frac{L_1 - \omega}{d} l + \frac{L_2 - l}{d} \omega + 2\omega + 2l; \quad (3)$$

L_1 и L_2 — размеры пластины; l и ω — размеры источника тепла.

В случае отсутствия теплового контакта краев пластины

$$a = \frac{(L_1 - \omega)(L_2 - l)}{d^2}; \\ b = \frac{L_1 - \omega}{d} l + \frac{L_2 - l}{d} \omega. \quad (4)$$

Поскольку существует однозначная связь между z и x , z и y , то можно заменить z в выражении (1) на x и y и, соответственно, написать выражения распределения температуры по направлениям x и y .

Однако такую замену можно произвести после интегрирования. Подставляя (2) в (1) и произведя интегрирование с учетом того, что $b^2 > 4a\omega l$, получаем для случаев (3) и (4) соответственно

$$t_x = t_0 + \frac{Pd}{\lambda[(L_1 + 2d)l - (L_2 - 2d)]\omega} \ln \frac{L_1 + 2d}{L_0 + 2d} \cdot \frac{(L_2 + 2d - l)z + ld}{(L_1 + 2d - \omega)z + \omega d}, \quad (5)$$

$$t_x = t_0 + \frac{Pd}{\lambda(L_1 l - L_2 \omega)} \ln \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{(L_2 - l)z + ld}{(L_1 - \omega)z + \omega d}. \quad (6)$$

Заменяя z в выражениях (5) и (6) соответствующими значениями x и y :

$$\text{для положительных } x \quad z = \frac{2x - \omega}{2x_0 - \omega} d,$$

$$\text{для отрицательных } x \quad z = \frac{2x - \omega}{2L_1 - 2x_0 - \omega} d;$$

$$\text{для положительных } y \quad z = \frac{2y-l}{2y_0-l} d;$$

$$\text{для отрицательных } y \quad z = \frac{2y-l}{2l_2-2y_0-l} d,$$

получаем выражения распределения температуры по направлениям x и y , которые при $L_1, L_2 \gg d$, ω будут справедливы лишь вблизи источника тепла ($x, y < 3-5d$).

Следует отметить, что, несмотря на кажущуюся громоздкость выражений (5) и (6), в конкретных случаях, когда размеры пластины и источника известны, они достаточно упрощаются, и задача без труда решается до конца. А в ряде практически частных случаев выражения (5) и (6) упрощаются также при буквенном обозначении размеров. Так, например, когда тепловой контакт с корпусом имеет только обратная сторона пластины, то для некоторых простых случаев распределение температуры вблизи источника приблизительно выразится следующим образом.

1. Центр источника тепла совпадает с центром пластины, т. е.

$$x_0 = \frac{L_1}{2}, \quad y_0 = \frac{L_2}{2}.$$

$$t_x = t_0 + \frac{Pd}{i(L_1 l - L_2 \omega)} \ln \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{2(L_1 - l)x + (L_2 l - L_2 \omega)}{2(L_1 - \omega)x}; \quad (7)$$

$$t_y = t_0 + \frac{Pd}{i(L_1 l - L_2 \omega)} \ln \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{2(L_2 - l)y}{2(L_1 - \omega)y - (L_2 l - L_2 \omega)}.$$

2. Источник тепла занимает среднюю полосу пластины, т. е.

$$x_0 = \frac{L_1}{2}; \quad l = L_2;$$

$$t_x = t_0 + \frac{Pd}{i(L_1 - \omega)} \ln \frac{L_1}{2x}; \quad (8)$$

3. Квадратный источник находится в центре квадратной пластины,

$$\text{т. е. } L_1 = L_2 = L; \quad \omega = l = c; \quad x_0 = \frac{L_1}{2}; \quad y_0 = \frac{L_2}{2}$$

$$t_x = t_y = t_0 + \frac{Pd}{i(L-c)} \left(\frac{1}{2x} - \frac{1}{L} \right); \quad x = y. \quad (9)$$

Пользуясь аналогичными рассуждениями, можно показать, что в случае круглого плоского источника тепла в центре круглой пластины распределение температуры вблизи источника тепла выразится так:

$$t_x = t_0 + \frac{Pd}{\pi i(R-r_0)} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right), \quad (10)$$

где r_0 — радиус источника тепла; R — радиус пластины.

Анализ выражений (7)–(10) показывает, что когда L_1 , L_2 и R намного превосходят толщину подложки и размеры источников тепла, то температура источника равна температуре окружающей среды, что противоречит действительности. Поэтому, во избежание ошибок, при L_1 , L_2 , d и $R \gg d$ в расчетных формулах следует L_1 и L_2 и R заменить соответственно $\varphi + 5d$, $l + 5d$ и $r_0 + 5d$.

С целью экспериментальной проверки полученных расчетных формул были изготовлены подложки из ситалла Ст-50-1 с источниками тепла из резистивного сплава МТТ-3М, нанесенного вакуумным напылением. Наиболее удобными для экспериментальной проверки оказались формулы (8) и (9). Поэтому измерения проводились для этих случаев (рис. 2 и 3). Измерения осуществлялись двумя способами: при помощи микродатчиков-транзисторов и радиационным методом.

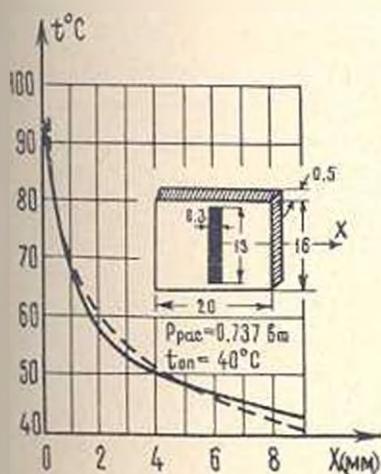


Рис. 2.

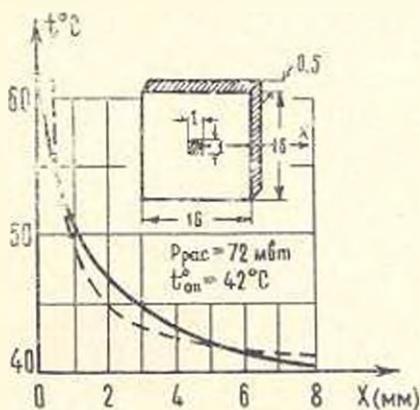


Рис. 3.

На рисунках 2 и 3 приведены результаты расчетов (сплошные линии) и измерений (пунктир) для случаев (8) и (9) соответственно. Условия эксперимента и расчета приведены на рисунках. Как видно из рисунков, на расстояниях до 5–6-кратных размеров источника тепла или же до 3–4-кратной толщины подложки ошибка расчета не превышает 10%, что является удовлетворительным для тепловых расчетов интегральных схем.

ЕрНИИИМ

Получено 23.II.1973

Վ. Բ. ԱՐԻՍՏԱՅԱՆ:

ԻՆՏԵՂՐԱԿՆԱԼԻ ՍԿԵՄԱՆԵՐԻ ՋԵՐՄԱՍՏՆՃԱՆԱՆՆԵՐԻ ԳՈՒՇՏԻ
ՀԱՇՎՈՐԿՈՒՄ ԵՎ ԴՆՐԱԲԵՐՅԱԼ

Ս. Ա Վ Ո Վ Ո Ս

Առաջարկվում է ինտեգրացիոն սխեմաների հարթակների ջերմաստի-
ճանաչին զաշար հաշվարկման մասամբ մեթոդը Ս.Ա.Վոզր հիմնված է ջերմա-

փոխանակման պրոցեսի սխեմատիկ պատկերացման վրա, որը հնարավորություն է տալիս պարզեցնել հաշվարկային բանաձևերը: Փորձով ցույց է տրված, որ ջերմային ազդյալի մոտակայքում հաշվարկման սխալը չի դերադանցում 10%:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Дудьнев Г. Н., Семякин Э. М. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах, Изд. «Энергия», Ленинградское отделение, 1968
2. Карапетян А. М., Воскис Н. А. Вопросы радиоэлектроники, серия ТРТО, вып. 1, 1968
3. Закс Д. Н. Тепловой режим точечного контакта твердой схемы. «Известия вузов. Приборостроение», том VIII, № 1, 1965.
4. Дудьнев Г. Н. Инженерно-физический журнал, том XIV, № 1, 1968

А. М. ГАСПАРЯН, Р. Е. ЛКОНЯН, Я. А. АЛМАСЯН

ПУТИ УВЕЛИЧЕНИЯ ДАЛЬНОСТИ ПЕРЕДАЧИ
 АЭРОСМЕСЕЙ ПРИ ПНЕВМОТРАНСПОРТЕ
 В ПЛОТНОМ СЛОЕ

В работах [1, 2] нами было показано, что аэросмесь может быть перемещена по трубопроводу с концентрацией рыхлой насыпи. Получены выражения для определения удельного веса, скорости и концентрации аэросмеси по ходу транспорта. Определена критическая скорость при движении по горизонтали. Раскрыт характер зависимости потерь давления на трение по длине трубопровода при горизонтальном перемещении.

На основании анализа полученного уравнения разработаны мероприятия, позволяющие увеличить дальность передачи аэросмесей, суть которых изложена в настоящей статье.

1. **Применение трубопроводов переменного диаметра.** Теоретически наиболее эффективной мерой, приводящей к уменьшению потерь давления потока аэросмеси и, следовательно, к увеличению дальности передачи, является применение горизонтального трубопровода переменной сечення, обеспечивающего скорость аэросмеси на уровне $V_1 = 1,84 + 13D_1$ на всем пути перемещения. Если начальный диаметр трубопровода D_1 , то начальная скорость аэросмеси (V_1) и ее объемный расход (W_1) должны быть:

$$V_1 = 1,84 + 13D_1 \quad \text{и} \quad W_1 = (1,84 + 13D_1) 0,785 D_1^2, \quad (1)$$

В любом другом сечении объемный расход определится из выражения:

$$W = W_1 \left[\tau_1 + (1 - \tau_1) \frac{P_1}{P} \right], \quad (2)$$

где P — давление в данном сечении.

При условии поддержания скорости на уровне критической, очевидно, что

$$W = (1,84 + 13D_1) 0,785 D_1^2 \left[\tau_1 + (1 - \tau_1) \frac{P_1}{P} \right],$$

откуда следует: $D^3 + 0,1411D - 0,077A = 0$, (3)

где $A = (1,84 + 13D_1) D_1^2 \left[\tau_1 + (1 - \tau_1) \frac{P_1}{P} \right]$.

Решение (3) сложно. Приемлемые результаты дает тригонометрический вариант метода Кардано:

$$D = 0,09436 \sqrt{\frac{1+B^2}{B}} = 0,047. \quad (4)$$

Причем $\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2C}{1-C^2}, \quad (5)$

где $C = \sqrt{\frac{0,00021}{q(1+\sqrt{1-(0,00021/q)^2})}}; \quad q = 0,00021 - 0,077A.$

С возрастанием D растут также V и кинетическая энергия смеси. Однако нетрудно убедиться, что как абсолютные значения, так и приращения кинетической энергии так малы, что ими можно пренебречь. Тогда в уравнении (11) [2] член $\frac{VdV}{2g} \gamma_c$ можно отбросить.

Учитывая, что $V = V_1 \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P} \right] \left(\frac{D_1}{D} \right)^2$, получим

$$dP = \frac{K' V_1^{0,5} \gamma_1^{0,25} D_1}{D^{1,71} \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P} \right]^{0,76}}. \quad (6)$$

где D определяется по (4).

Решение (6) методом численного интегрирования на ЭВМ дало результаты, приведенные в табл. 1. При этом было принято, что $P_1 = 7 \text{ ата}$ и $P_k = 1 \text{ ата}$.

Таблица 1

$D_1, \text{ мм}$	$V_1, \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$	Конечный диаметр трубопровода, мм		Длина цилиндрического трубопровода $l, \text{ м}$		Длина конического трубопровода $l, \text{ м}$		Производительность, т/ч	
		M_1	M_2	M_1	M_2	M_1	M_2	M_1	M_2
50	2,50	103	100	295	259	575	480	16	17
75	2,82	150	146	364	317	694	590	41	43
100	3,14	197	191	411	362	791	662	82	85
125	3,47	242	236	450	395	870	729	140	146

Примечание M_1 —глинозем; M_2 —цемент

Сопоставление данных табл. 1 показывает, что в случае конического трубопровода резко возрастает дальность передачи. Это объясняется уменьшением потерь на трение (по причине резкого уменьшения скорости аэросмеси и увеличения диаметра трубопровода) и отсутствием приращения кинетической энергии.

2. Применение трубопровода со ступенчатым изменением диаметра. Несмотря на преимущества конического трубопровода, его применение

Таблица 2

I ступень 7—5 ата		II ступень 4—3 ата		III ступень 4—3 ата		IV ступень 3—2 ата		V ступень 2—1, 5 ата		VI ступень 1,5—1 ата		Общая дли- на трубопро- вода Σl , м	Производи- тельность, 6 т.час	Примеча- ние
D_1 , мм	l_1 , м	D_2 , мм	l_2 , м	D_3 , мм	l_3 , м	D_4 , мм	l_4 , м	D_5 , мм	l_5 , м	D_6 , мм	l_6 , м			
25	45	28	33	30	45	33	65	38	54	42	80	321	3,6	
50	69	56	49	60	68	66	99	76	82	84	129	489	16,2	
100	100	111	69	119	98	130	138	147	112	160	152	675	81,6	Глинозем V—1.11,
125	111	139	78	148	107	161	151	182	121	196	169	737	140,7	
160	94	113	69	119	92	131	132	150	108	158	145	640	91,0	
25	40	28	28	30	38	33	56	38	45	41	66	272	3,7	
50	62	56	43	60	57	65	84	74	67	81	97	409	16,8	
100	89	110	60	117	79	127	114	143	89	155	129	560	84,9	Цемент V—1.11,
125	99	138	68	147	89	159	126	178	98	193	141	621	146,2	
160	84	113	60	119	77	131	113	150	92	158	125	550	94,7	

практически затруднительно. Вместо конического приходится пользоваться трубопроводом со ступенчатым изменением диаметра.

На произвольно выбранном участке ступенчатого трубопровода диаметром D скорость аэросмеси

$$V = V_1 \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P} \right] \left(\frac{D_1}{D} \right)^2, \quad (7)$$

где V_1 и D_1 — начальная скорость и диаметр трубопровода.

С учетом (7) выражение (11) [2] принимает вид:

$$\left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P} \right]^{0,78} dP - \frac{V_{11}^2 P_1 (1 - \varphi_1) \left(\frac{D_1}{D} \right)^4}{g} \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P} \right]^{0,78} \frac{dP}{\rho^2} + K V_1^{0,3} \varphi_1^{1,2} \left(\frac{D_1}{D} \right) dl = 0 \quad (8)$$

Интегрируя (8) в пределах всей длины трубопровода, рассчитан пример. Результаты расчета сведены в табл. 2.

Вся трасса разбита на 6 участков (6 ступеней), исходя из давлений. На первом участке перепад давления составляет 2 *атм* (от 7 до 5 *атм*), а на последних двух участках — 0,5 *атм*. В средних трех участках перепад давления принят по 1 *атм*.

На рис. 1 показана зависимость давления от длины трубопровода при различных его видах. График построен для случая транспортировки глинозема и цемента при $P_1 = 7$ *атм*, $D_1 = 100$ мм.

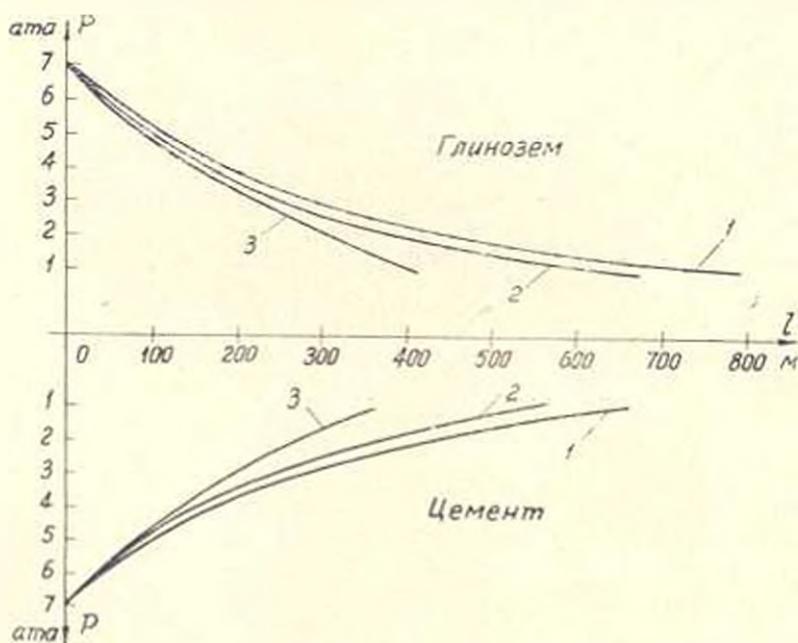


Рис. 1 Зависимости давления (P) от длины трубопровода (l) при $D_1 = 100$ мм.
1 — конический трубопровод; 2 — ступенчатый трубопровод; 3 — цилиндрический трубопровод.

3. Экспериментальная проверка решения уравнения (8). Для выявления степени точности решения были проведены опыты по схеме рис. 1 [2] с глиноземом и цементом. Первоначально вся горизонтальная трасса длиной 46 м состояла из трубы $D_1=26,5$ м. Далее, трасса была переделана и состояла из труб $D_1=26,5$ м, $l_1=26,5$ м и $D_2=35$ м, $l_2=19,5$ м. Затем, в третьем варианте, трасса состояла из труб трех диаметров 26,5; 35 и 40 м с длинами 26,5; 14,1 и 5,4 м. Наконец, в четвертом варианте, трасса состояла также из трех участков, но последний имел $D_3=53$ м.

Результаты опытов приведены на рис. 2 и проведены усредняющие кривые (пунктиром—для цемента, сплошными линиями—для глинозема)

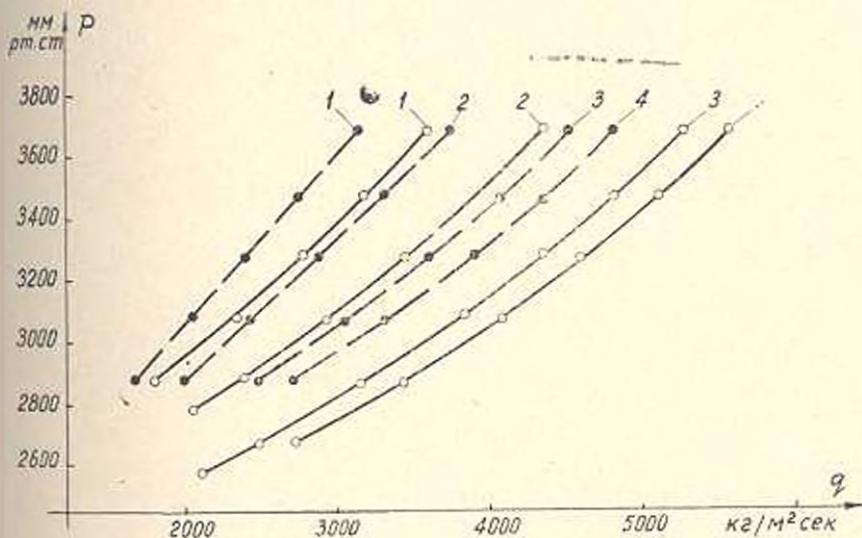


Рис. 2. Зависимость давления (P) от удельной производительности трубопровода q для различных вариантов (номера кривых соответствуют рассмотренным вариантам)
 — — — цемент; ————— глинозем

Сравнение опытных данных этой установки с расчетными показало отклонения, не превышающие $\pm 6\%$.

4. Применение более высоких давлений. На практике для пневмотранспорта обычно применяют сжатый воздух с давлением не более 6 атн. Все предыдущие расчеты исходили из этого. Однако, если ставится задача возможного увеличения дальности перемещения аэросмеси, то возникает вопрос о повышении давления транспортирующего воздуха, как одно из средств решения этой задачи.

Табл. 3 иллюстрирует влияние начального давления воздуха P_1 на основные показатели пневмотранспорта глинозема, когда диаметр трубопровода постоянный (100 мм), начальная скорость аэросмеси $V_1=V_{кр}=3,14$ м/сек, а конечное давление $P_2=1$ атн. Принято также, что трубопровод горизонтальный, не имеет поворотов, и в его начале концентрация $\varphi_1=0,265$.

Выражение $l/(P_1-1)$ показывает среднюю дальность перемещения на каждую затраченную атмосферу давления. Отношение L/l дает работу на перемещение одной тонны материала на один метр. Эта работа в таблице разделена на два слагаемые — $L_{тр}$ и L_k . Отметим, что l рассчитана по уравнению (13) [2], $V_{кр}$ — по (10) [1]. Общая работа изотермического расширения одной тонны аэрозольной смеси определена из выражения:

$$L = 0,8 \cdot 2,3P_1 \lg \frac{P_1}{P_k} \cdot \frac{1000}{3470} (P_1 - P_k), \quad (9)$$

где 0,8 — объем воздуха в одной тонне аэрозольной смеси в m^3 (при давлении P_1 и при $z_1 = 0,265$), а 3470 kg/m^3 — удельный вес глинозема.

Таблица 7

$P_1, \text{ ата}$	$l, \text{ м}$	$\frac{l}{P_1-1}$	$V_{кр}, \text{ м/сек}$	$L, \text{ кг·м/т}$	$L_{тр}, \text{ кг·м/т·м}$	$L_k, \text{ кг·м/т·м}$
2	52	52,0	5,5	13960	239,0	29,0
3	115	57,5	7,8	32100	252,3	26,7
4	185	61,6	10,1	52950	257,9	28,1
5	258	64,5	12,4	75830	263,6	30,4
6	335	67,0	14,7	100300	267,2	32,8
7	414	69,0	17,0	126000	268,4	35,6
8	492	70,3	19,3	153140	272,5	38,5
9	575	72,3	21,6	181000	273,7	41,3
10	656	73,0	23,9	210000	275,7	44,3
11	740	74,0	26,2	239600	276,7	47,3
12	823	75,0	28,5	270000	277,7	50,3
13	906	75,5	30,8	301000	278,5	53,5
14	990	76,0	33,2	332600	279,5	56,5
15	1075	76,5	35,5	365000	280,3	59,7

Таблица 8

$P_1, \text{ ата}$	$l, \text{ м}$	$\frac{l}{P_1-1}$	$D_k, \text{ м·м}$	$L, \text{ кг·м/т}$	$L, \text{ кг·м/т·м}$
4	253	84,3	136	52950	209,3
6	519	103,8	154	100300	193,3
7	675	112,5	160	126000	186,6
9	1050	131,3	175	181000	172,3
11	1424	142,4	185	239600	166,2
13	1848	154,0	191	301000	162,9
15	2307	164,8	202	365000	158,2

Кинетическая энергия (L_k) и потери на трение ($L_{тр}$) определены следующими формулами:

$$L_k = \frac{V_{кр}^2}{2g} 1000 : l; \quad L_{тр} = \frac{L}{l} - L_k.$$

Плняя получается картина, если транспорт осуществляется по ступенчато расширяющемуся трубопроводу, что приведено в табл. 4 для тех же начальных условий. Как видно, при $P_1 = 15 \text{ ата}$ дальности перемещения увеличивается до 2 км.

Примечательным является то, что с повышением P_1 значительно сокращаются удельные энергетические расходы.

Вывод. При тех же затратах энергии (давления и расхода воздуха) дальность передачи аэросмеси может быть увеличена применением трубопровода конического сечения вместо цилиндрического. Из-за трудностей изготовления целесообразнее конический трубопровод заменить ступенчатым.

Институт органической химии
АН Арм. ССР

Поступило 9.X.1970.

Ա. Մ. ԳԱՊԱՐՅԱՆ, Ի. Ն. ՇԱԿՈՐՅԱՆ, ՅԱ. Ա. ԱՐՄԱՅԱՆ

ԱՆՈՐԱՆԱԹԵՆՈՒՐԳՆԵՐԻ ՏՆՂԱԲՈՒՆՄԱՆ ՀՅՈՒՅՎՈՐՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՐԿԱՐԱՑՆԵԼՈՒ ՈՒՂԱԿԵՐԸ ԵՆՑ ՀԵՐՏՏՈՎ ՊՆԵՎՄՈՏՐԱՆՈՊՈՐՏԻ ԳԵՊՔՈՒՄ

Ա. մ. ֆ. ո. փ. ո. Վ.

Աերոխառնուրդների տեղափոխման հետազոտությունը երկարացնելու ելքատակով առաջարկվում է տեղափոխման արագությունը պահպանել կոնիկականի մակարդակում խողովակաշարի սոց Երկարություն միա Այդ իրականացնելու համար դիտվում են երկու հետազոտողներ՝ կոնաձև խողովակաշար և առաջնաձև փոփոխվող արամազձով խողովակաշար Օդաազոտելով փորձարարական հետազոտությունների արդյունքները, ստացված են հաշվարկի քանաձևեր նշված դեպքերի համար

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Гаспарян А. М., Алмасян Я. А., Аюбян Р. Е. «Известия АН Арм. ССР, серия технических наук», т. XXIV, № 2, 1971.
- 2 Алмасян Я. А., Гаспарян А. М., Аюбян Р. Е. «Известия АН Арм. ССР, серия технических наук», т. XXIV, № 3, 1971.

ЭНЕРГЕТИКА

В. М. ГАВРИЛОВ

МЕТОДИКА СОСТАВЛЕНИЯ ДИСПЕТЧЕРСКОГО ГРАФИКА РАБОТЫ ВОДОХРАНИЛИЩА

Оперативное управление работой водохранилища проводится на основе диспетчерских графиков, которые наглядно закрепляют правила регулирования речного стока, определяя порядок сработки и наполнения водохранилища по условию наилучшего удовлетворения интересов привязанных к нему водопотребителей и водопользователей. Выбор таких правил может быть надежно обоснован после рассмотрения логически связанных вариантов зависимостей между режимом работы водохранилища и полнотой покрытия требований.

Известно, что речной сток является вероятностным процессом, и любой показатель его использования должен иметь вероятностную оценку. Существующие методики построения правил использования водохранилища, закрепляемых в диспетчерских графиках, изложены в работах [1, 4, 5 и др.]. Они направлены на уточнение емкости водохранилища, в основном, ее сезонной составляющей, при заданных, а не экономически обоснованных, ограничениях и условиях водоразделения между участниками комплекса, при заданной обеспеченности покрытия требований. Эти методики одновременно с графическим корректированием и закреплением назначенных правил регулирования речного стока предусматривают проведение графических построений для выявления зон на диспетчерских графиках, где в зависимости от объема поступлений и запасов воды в водохранилище указывается та или иная величина повышения или понижения (урезки) покрытия отраслевых заявок на воду. Назначение зон повышенной или пониженной отдачи водохозяйственной установки создает некоторую гибкость для принятия водохозяйственных решений, но не может быть альтернативой строгого подхода к выдерживанию или изменению обеспеченности, к вероятностной оценке показателей покрытия требований к этой установке. Громоздкость и субъективность построений существующих диспетчерских графиков затрудняет многовариантное рассмотрение влияния изменений режимов работы водохранилища на показатели эксплуатации установки.

Развитие теории вероятностных расчетов регулирования речного стока и применение ЭВМ позволяют определять емкость водохранилища и разрабатывать правила его использования многовариантно и без построения диспетчерских графиков, вводя в расчет при его алгорит-

низации наборы сочетаний любых ограничений. В этих условиях прежняя роль таких графиков в разработке водохозяйственных решений в значительной мере утрачивается, хотя потребность в них остается.

Изложенные обстоятельства могут рассматриваться с позиции теории регулирования речного стока как предпосылки к проведению дальнейшего совершенствования диспетчерских графиков.

Речной сток может быть представлен как случайный процесс с дискретным временем при осреднении расходов воды в реке по внутригодовым интервалам времени. Известные научные труды [2, 3 и др.] — результаты исследований, проведенных в Московском гидромелиоративном институте, позволяют выбирать длину этих интервалов в зависимости от глубины регулирования и типа питания реки; установлено, что при наличии емкости водохранилища для сезонного регулирования реки во многих случаях достаточно осреднение ее расходов в месячном интервале или, реже, в декадном.

Речной сток за каждый внутригодовой интервал времени колеблется во многолетнем разрезе и как случайная величина может быть описан функцией распределения ее вероятностей (кривой обеспеченности). Допустимо границы временного интервала жестко закреплять календарными датами во всех наблюдавшихся гидрографах [3, 7]. В параметрах этой функции учтена корреляция между водностью смежных и несмежных периодов времени.

Полученные безусловные функции распределения вероятностей величин стока реки за все внутригодовые периоды времени представляют собой вероятностную характеристику процесса речного стока, необходимую для построения диспетчерских правил управления работой водохранилища, что и является одной из основных теоретических предпосылок для формирования и решения рассматриваемой в настоящей статье задачи.

В порядке уточнения поставленной задачи необходимо отметить, что для конкретного этапа эксплуатации водохранилища допускаются практически неизменными: условия формирования речного стока, геометрические характеристики рабочей (полезной) емкости для регулирования стока реки, графики внутригодового использования этой емкости. Потери воды на испарение и фильтрацию задаются зависимостями от наполнения водохранилища по внутригодовым периодам времени.

Конечной целью настоящей работы является получение системы графиков, номограмм и таблиц, которая позволяла бы:

во-вторых, строго выдерживать ход уровней в водохранилище при требуемой степени обеспеченности пусков воды для заинтересованных сторон и определять последствия отклонений от этой линии хода уровней, которые могут быть сделаны для реализации избытков или сглаживаний дефицитов притока;

во-вторых, корректировать положение линии хода уровней воды в водохранилище при необходимости покрывать возросшие требования к водосточнику и определять обеспеченность отраслевых интересов.

если остальные исходные условия постановки задачи (условия формирования речного стока и геометрия чаши водохранилища) не меняются.

Решение поставленной задачи целесообразно рассмотреть, анализируя условия соответствующего управления регулированием речного стока. Пусть емкость водохранилища определена по условию покрытия требований с какой-либо обеспеченностью (что уже найдено оптимальным с точки зрения экономической эффективности работы системы «река—водохранилище—водопотребитель»), известно положение нормального подпорного уровня (НПУ) и уровня наибольшей сработки или мертвого объема (УМО), а также положение уровней водохранилища по границам расчетных внутригодовых интервалов. Иначе говоря, имеется возможность графически воспроизвести ход уровней сработки и наполнения водохранилища (линия $a-m$ на рис. 1, а, б, в, где разбивка года произведена на расчетные интервалы времени месячной длины) при заданной степени надежности обеспечения выбранного режима оптимального использования водохозяйственной установки. Линия $a-m$ может быть названа гарантирующей или линией оптимального режима работы водохранилища.

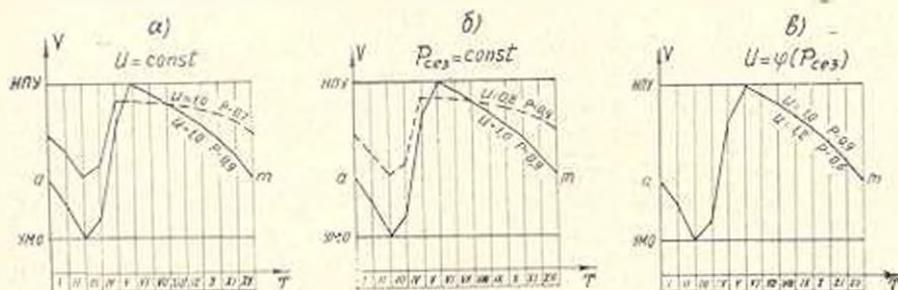


Рис. 1.

Особенностью этой линии является то, что она диктует сработку или наполнение водохранилища в зависимости от знака разности между объемом притока воды M_p (вероятность превышения которого P равна требуемой степени многолетней гарантии необходимого пущка воды U для хозяйственных нужд) и суммарным объемом $U + П$, где $П$ — потери на испарение и фильтрацию. Ход уровней по линии $a-m$ отражает условия такого года, в котором объемы стока каждого внутригодового периода времени имеют вероятность превышения, равную требуемой степени гарантии (обеспеченности) отдачи зарегулированного водисточника. Но в реальных условиях объемы стока реки во всех внутригодовых интервалах времени имеют разные вероятности превышения, и гарантирующая линия $a-m$ будет служить лишь основой для выравнивания колебаний речного стока в пределах тех возможностей, которые предоставляет ограниченная рабочая (полезная) емкость водохранилища. По положению этой линии на рис. 1, а, б можно судить о потребности в размерах регулирующей емкости, если

возникает необходимость изменить отдачу водохранилища при сохранении ее многолетних гарантий или решить обратную задачу. Это приводит к пониманию возможности оценивать пределы повышения отдачи водохранилища и соответствующего снижения ее гарантии при использовании прежнего положения гарантирующей линии (рис. 1, в), влекущего полную сработку регулирующей емкости.

Для оперативного корректирования режима работы водохранилища с использованием описываемого диспетчерского графика необходимо иметь для каждого внутригодового расчетного периода времени одну таблицу значений некоторой функции $U = f(M_p, V_n, V_k)$, если водохранилище обслуживает одну отрасль водного хозяйства, или столько таблиц такого типа, сколько имеется участников водохозяйственного комплекса, т. е. однородных отраслей. Например, при использовании водохранилища ирригационного назначения таблица для одного расчетного периода будет представлена табл. 1.

Таблица 1

V_n	V_k	P_1	P_2	...	P_{n-1}	P_n
$V_n^{(1)}$	$V_k^{(1)}$	$U^{(1,1,1)}$	$U^{(1,1,2)}$...	$U^{(1,1,n-1)}$	$U^{(1,1,n)}$
	$V_k^{(2)}$	$U^{(1,2,1)}$	$U^{(1,2,2)}$...	$U^{(1,2,n-1)}$	$U^{(1,2,n)}$

	$V_k^{(m)}$	$U^{(1,m,1)}$	$U^{(1,m,2)}$...	$U^{(1,m,n-1)}$	$U^{(1,m,n)}$
$V_n^{(2)}$	$V_k^{(1)}$	$U^{(2,1,1)}$	$U^{(2,1,2)}$...	$U^{(2,1,n-1)}$	$U^{(2,1,n)}$
	$V_k^{(2)}$	$U^{(2,2,1)}$	$U^{(2,2,2)}$...	$U^{(2,2,n-1)}$	$U^{(2,2,n)}$

	$V_k^{(m)}$	$U^{(2,m,1)}$	$U^{(2,m,2)}$...	$U^{(2,m,n-1)}$	$U^{(2,m,n)}$
...
$V_n^{(m)}$	$V_k^{(m)}$	$U^{(1,m,1)}$	$U^{(1,m,2)}$...	$U^{(1,m,n-1)}$	$U^{(1,m,n)}$

В табл. 1 значение U определяется решением уравнения баланса воды в водохранилище

$$U = V_{\text{вх}} + M_p - П - V_{\text{вы}},$$

где V_n и V_k — высота уровня воды в водохранилище, соответственно, в начале и конце расчетного периода времени; индекс m указывает, что они рассматриваются в объемном выражении.

Если водохранилище имеет ирригационно-энергетическое назначение, то количество таблиц для каждого расчетного периода времени удвоится (по числу отраслевых участков комплекса) или возрастет еще больше (по числу представляющих интерес показателей использования

водохранилища для обеих отраслей). В этом случае значения всех искомым величин находятся решением системы:

$$U = V_{\text{нпв}} + M_p - T - V_{\text{квт}};$$

$$U = \frac{2NT}{A(V_{\text{н}} + V_{\text{к}} - 2h_{\text{нб}} - 2h_{\text{н}})},$$

где N —мощность гидроэлектростанции; T —длина расчетного внутри-годового периода времени (сек) или время работы турбины ГЭС в этом периоде; A —коэффициент мощности ГЭС; $h_{\text{нб}}$ —отметка уровня воды в нижнем бьефе ГЭС; $h_{\text{н}}$ —потери напора на турбинном тракте ГЭС. Эта система решается по всем значениям исходных функций распределения стока реки (функции заданы дискретно). Следствие такого подхода—получение связи между величинами покрытия ирригационных и энергетических требований (осуществляемой через уровень воды в водохранилище) и их обеспеченностью.

На рис. 2, а, б приведены номограммы, построенные по данным изложенных выше таблиц и применяемые для аналогичных целей. На рисунка видно, что при одних и тех же значениях величин $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{к}}$ отдача зарегулированного подонстока зависит от вероятности пре-

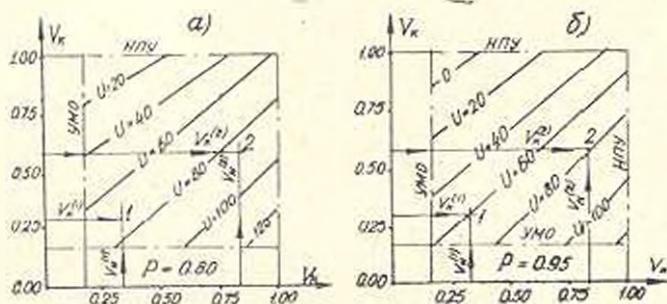


Рис. 2

вышения притока воды (см. смещение точек 1 и 2 относительно линии равных отдач при переходе от $P=0.8$ к $P=0.95$). Шаг значений аргумента P исходных функций распределения стока для получения таблиц и номограмм может быть задан любым. Исследования показывают практическую допустимость линейной интерполяции для промежуточных значений P , если их табличный шаг не превышает интервалов 0.01—0.05—0.10—0.20—0.30—0.50—0.70—0.80—0.85—0.90—0.95—0.99.

При использовании таблиц и номограмм достаточно знать наполнение водохранилища $V_{\text{н}}$ в начале расчетного интервала времени и P —вероятность превышения («обеспеченность») объема M_p притока воды, чтобы найти положение уровня $V_{\text{к}}$ при соответствующих (такому изменению уровней) размерах отдачи U для орошения и мощности N гидроэлектростанции. Таким образом, применение предлагаемых гра-

фики диспетчерской линии хода уровней воды в водохранилище, таблицы и номограммы позволяет проводить корректировку режима регулирования речного стока на основе прямого учета вероятности превышения притока воды в водохранилище.

Показанные выше таблицы могут использоваться при выполнении корректировок режима работы водохранилища на ЭВМ и экономических обоснованиях характера и размеров этих корректировок.

Система графиков, таблицы и номограмм, изложенная выше, относится к любой глубине регулирования речного стока. Для анализа условий многолетнего регулирования необходимо знать положения уровня многолетнего резерва (УМР), разделяющего емкость водохранилища на зоны сезонного и многолетнего резервов. Этот уровень зависит от объема годовой отдачи, требуемой ее обеспеченности $P_{от}$ и объе-

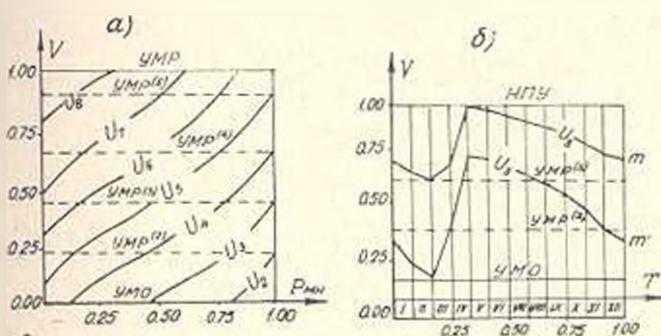


Рис. 3.

ма соответствующего многолетнего резерва (рис. 3, а), т. е. является величиной переменной постольку, поскольку обеспеченность отдачи водосточника требует обоснования. Нанесение этого уровня на диспетчерский график (рис. 3, б) позволяет устанавливать сроки перехода к строгому регламентированию отдачи водосточника, когда многолетний резерв емкости сокращается.

Вопрос о холостых сбросах воды из водохранилища решается автоматически при выборе оптимального режима использования речного стока и размера регулирующей емкости.

Сопоставление результатов расчетов, проведенных обычным календарно-балансовым методом и с использованием разработанной системы номограмм (таблиц) по одному и тому же хронологическому стоковому ряду при одинаковых диспетчерских правилах, показали практически полное их совпадение.

Заключение. Рассмотренная система графиков линии гарантии выбранного режима работы водохранилища, таблицы и номограммы позволяет корректировать режим использования водных ресурсов на основе вероятностной оценки изменчивости речного стока, с учетом и без учета прогноза. При этом имеется возможность определять измене-

ние обеспеченности покрытия требований водного хозяйства к водохранилищу с изменением как их величины, так и внутригодового распределения, если геометрия чаши водохранилища и условия формирования речного стока не меняются существенно. В противном случае предлагаемая система графиков, таблиц и номограмм может быть обновлена расчетами на ЭВМ при значительно меньших затратах ручного труда и времени, чем перестроение диспетчерских графиков другими способами.

Выявленные зависимости могут быть использованы при автоматизации набора оптимального режима работы водохранилища с многовариантными его корректировками, с обеспечением визуального контроля автоматического управления регулированием водонеточника и его отдачи.

В простейшем случае предлагаемая методика может использоваться так же, как применяются в настоящее время другие упоминавшиеся методики, имея определенные преимущества перед последними.

Московский гидрометеорологический институт

Получено 6 VII 1972

Վ. Մ. ԳԱՎՐԻՎՈՎ

ՋՐԱՄԵՐՈՒՐԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ԳԻՍՊԵՏՉԵՐԱՅԻՆ ԳՐԱՅԻՆԻ ԿԱԶՄԵՆՆ ՄԵԹՈԴԻԿԱ

Ո Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Գևորգ Զոսանի կարգավորման ճաշվարկների ճաճանկանական մեթոդների ստուճնաօիրուՅյունների արդյունքների հիման վրա ստաշարկվաճ է ջրամբարի աշխատանքի կառավարման դիսպեճաշերային զրաֆիկների կառուցման և օգտազորման մեթոդական մոտեցում:

Հոդվաճում նկարազրվաճ ադյունակների, նոմոգրամմաների և զրաֆիկների սիստեմը ենթազրում է կենկտրոնային ճաշվիշ մեքենաների օգտազորմում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Бахтияров В. А. Водное хозяйство и водохозяйственные расчеты. Гидрометеоиздат, Ленинград, 1961.
2. Водноэнергетические расчеты методом Монте-Карло. Под редакцией А. Ш. Резникоцкого. Изд. «Энергия», М., 1969.
3. Киргелишвили Н. А. Теория вероятностных процессов в створности и регулировании речного стока. Гидрометеоиздат, Ленинград, 1967.
4. Крицкий С. Н., Межелов М. Ф. Водохозяйственные расчеты. Гидрометеоиздат, Ленинград, 1962.
5. Ляпин В. А. Методика регулирования речного стока. Госстрояиздат, М., 1966.
6. Савиленский А. Д. Регулирование речного стока водохранилищами. Изд. АН СССР, М., 1961.
7. Чокан Ш. Ч. Основы методики водохозяйственных расчетов водохранилища по шлям регулированию. Сб. «Проблемы гидроэнергетики и водного хозяйства», вып. 8. Алма-Ата. Изд. «Наука», 1971.

К оценке качества системы автоматического регулирования. Мкртчян В. М. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 3—8.

Предлагается новый метод оценки качества линейных дискретных систем на основе наибольшего значения производной аргумента характеристического полинома, который учитывает кратность корней этого полинома. Показывается производительность метода при применении ЭВМ и иллюстрируется характерными примерами.

Илл. 6. Табл. 1. Библи. 5 назв.

УДК 681.1 : 621.311

Исследование чувствительности схемы специализированного аналогового вычислительного устройства. Манукян Э. П., Отирян Л. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 9—14.

Предлагается методика применения программы и языка цифрового моделирования для анализа режимов и чувствительности схемы специализированных АВУ на этапе их проектирования. Реализация структурных методов определения коэффициентов чувствительности и методов ввода возмущений языками цифрового моделирования максимально формализует работу оператора и расширяет возможности этих методов. Приводятся примеры определения коэффициентов чувствительности электрической схемы специализированного АВУ и некоторые численные результаты.

Илл. 1. Библи. 6 назв.

УДК 621.835.

Синтез плоских кулачковых механизмов с плоским толкателем. Акопян Э. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 15—20.

Предлагается синтез плоских кулачковых механизмов с плоским толкателем, когда оба звена (кулачок и толкатель) совершают сложное движение в одной плоскости. Установлена функциональная связь между звеньями механизма и выведены аналитические зависимости между координатами кулачка и толкателя. Рассмотрено условие выпуклости профиля кулачка, пользуясь методом определения экстремальных значений кривых.

Полученные результаты приемлемы и при синтезе механизмов переключивающихся рычагов, если одна из соприкасающихся поверхностей плоская. В качестве примера приводится решение задачи проектирования профиля перекрывающего по плоскости стелда, совершающего гармонические угловые колебания.

Илл. 2. Табл. 2. Библи. 2 назв.

УДК 622.243.—83 : 534

К исследованию вибрационности низа буровой колонны. Ганджумян Р. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 21—24.

Анализируются результаты экспериментальных исследований продольных колебаний низа буровой колонны и условия промышленного бурения с помощью электробур. Приводятся анализ осциллограмм, полученных с помощью забойной телеметрической аппаратуры при работе с амортизатором и без него.

Илл. 4. Библи. 1 назв.

К синтезу сферического четырехзвенного генератора периодического движения Саркисян Ю. Л., Саркисян Г. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 25—29.

Рассматривается задача синтеза сферического кругового направляющего четырехзвенника. Предложенный аналитический метод позволяет вычислить пять параметров, определяющие проектируемое двухшарнирное звено.

Илл. 2. Библ. 1 назв.

О вероятностной оценке точности моделирования процесса внешнего трения Новикян А. К., Стакян М. Г. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 30—35.

С использованием методов теории подобия и анализа размерностей рассматриваются факторы, влияющие на точность при моделировании процесса внешнего трения на лабораторных малогабаритных образцах в режиме повторно кратковременных фрикционных тепловых нагрузений. Приведена вероятностная оценка точности моделирования параметров трения и предложено понятие коэффициента «эффективности» моделирования.

Илл. 1. Табл. 5. Библ. 8 назв.

К расчету температурного поля интегральных схем Арустамян В. Е. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 36—40.

Предлагается приближенный метод расчета температурного поля подложки интегральных схем. Метод основан на схематизации переноса тепла, что позволяет упростить расчетные формулы. Экспериментально показано, что погрешность расчета температуры вблизи источника не превышает 10%.

Илл. 3. Библ. 4 назв.

Пути увеличения дальности передачи излучений при пневмотранспорте в плотном слое Гаспарян А. М., Акопян Р. Е., Алмасян Я. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 5, 1973, 41—47.

С целью увеличения дальности передачи излучений предлагается по всей длине трубопровода скорость транспортирования поддерживать на уровне критической. Для осуществления этого рассматриваются два возможных случая: конический трубопровод и трубопровод со ступенчатым изменением диаметра. Используя результаты экспериментальных исследований, выведены расчетные формулы для обоих случаев.

Илл. 2. Табл. 4. Библ. 2 назв.

Методика составления диспетчерского графика работы водохранилища Еварилов В. М. «Известия АН Арм ССР (серия Г II)», т. XXVI, № 5, 1973, 48—54

На основе результатов исследований вероятностных методов расчетов регулирования речного стока предлагается методический подход к построению и использованию диспетчерских графиков для управления работой водохранилища. Описанная в статье система таблиц, номограмм и графиков предполагает использование ЭВМ, позволяет проводить анализ работы водохранилища в интересах комплекса водопотребителей с разной обеспеченностью покрытия их требований на воду, уточнить полезную выработку водохранилища с учетом зависимости размера многолетней ее составляющей от соотношения между гидрографом суммарных требований на воду и гидрографами реки, уточнить обеспеченность водопотребителей в случаях изменения их требований к водохранилищу при изменении геометрии его чаши и условий формирования речного стока.

Илл. 3. Табл. 1. Библ. 7 назв.

СОДЕРЖАНИЕ

Вычислительная техника

- В. М. Мкртчян* К оценке качества системы автоматического регулирования 3
Э. Н. Манукян, Л. А. Отарян Исследование чувствительности схем синхронизированного аналогового вычислительного устройства 9

Машиностроение

- Э. А. Акипян* Синтез плоских кулачковых механизмов с плоским толкателем 15
Р. А. Ганджумян К исследованию виброзащиты низа буровой колонны 21
Ю. Л. Саркисян, Г. А. Саркисян К синтезу четырехзвенного генератора периодического движения 25
А. К. Ногосян, М. Г. Стыкян О вероятностной оценке точности процесса внешнего трения 30

Техническая электроника

- В. Е. Арустамян* К расчету температурного поля интегральных схем 36

Гидравлика

- А. М. Гисларян, Р. Е. Айвазян, Я. А. Азнамян* Пути увеличения дальности передачи аэрозольей при пневмотранспорте в плотном слое 41

Энергетика

- В. М. Гаприлов* Методика составления диспетчерского графика работы водохранилища 48

Բ Ո Վ Ա Ն Ի Ա, Կ Ո Ւ Ժ Յ Ո Ւ Ն

Հարցազուկան տեխնիկա

Վ. Մ. Մկրտչյան. *Սկզբնական կարգավորման համակարգի որակի դնահատման շուրջը* 3
 Է. Ն. ՄԱՆՈՒԻՅԱՆ, Լ. Ա. Փյառչյան. *Մասնագիտացված անայոցիային հարվիչ սարքի պատ-
 չունակության հետազոտություն* 3

ՄԷԼԵՆԱՅԻՆՈՒՅՈՒՆ

Ե. Ա. Հակոբյան. *Հարվիչ հարվիչ բուռնացրային մեխանիզմների սինթեզ* 15
 Ի. Ա. Դանջուրյան. *Հորատման չարանային ներքին մասի իրթնազառչուպանություն հետազո-
 տության շուրջը* 21
 Յու. Լ. Սարգսյան, Ի. Ա. Սարգսյան. *Փարրերական չարման ըստղակի գններատարի սին-
 թիզի փերարերչայ* 22
 Ա. Կ. Պողոսյան, Մ. Ի. Ստակյան. *Արտաբին շիման պրոցեսի մոդելացման նշտություն
 հազանականական դնահատման փերարերչայ* 30

Տեխնիկական էլեկտրոնիկա

Վ. Ի. Առուտումյան. *Ինտեգրալ սինեմաների ջերմաստիճանային զաչտի հաչվարկման փե-
 րարերչայ* 36

Հիդրավիկա

Ո. Ո. Դասալարյան, Ռ. Ի. Հակոբյան, Յա. Ա. Այմալյան. *Աերոխառնուչղեների տեղափոխ-
 ման նեոափորությունը երկարաղեղեու ուղիները խիտ շերտով պնեմատորանսպորտի
 զեւրում* 41

Էներգետիկա

Վ. Մ. Դավրիլով. *Ջրամբարի աշխատանքի զիսպետերային գրաֆիկի կապման մեթոդիկա* 48

