

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Журнал издается с 1947 г.
Выходит 6 раз в год на русском языке

Խ Ր Ա Գ Ր Ա Վ Ա Ն Կ Ո Ւ Ե Ի Ա

Սահմանի Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Ադոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Ալեքսենցկի Վ. Վ., Անանյան Ա. Կ., Զաղոյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Ն.,
Սարգսյան Յու. Լ., Ստակյան Մ. Գ., Տեր-Ազատի Ի. Ա.,
Փինսոյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Գլխավոր տնտեսական քարտուղար Ստեփանյան Չ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Аюниц Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Ананян А. К., Акопян Р. Е., Зафоян М. А.,
Гинаошян В. В. (зам. ответ. редактора), Сиркисян Ю. М.,
Стакин М. Г., Тер-Азарьев Н. А.
Ответственный секретарь Степанян Э. К.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. И. ДЖАВАХЯН, А. И. БОРИСЕНКО

ОБ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ СКОРОСТЯХ ВЫХОДНЫХ ЗВЕНЬЕВ
 ПЛОСКИХ ШЕСТИЗВЕННЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Вопросы исследования экстремальных скоростей выходных звеньев плоских четырехзвенных механизмов изучены в работах [1—4]. Несмотря на широкое применение шестизвенных механизмов, вопросы количественного и качественного анализа экстремальных скоростей выходных звеньев изучены недостаточно.

В настоящей работе рассматривается вопрос об определении экстремальных значений скоростей выходных звеньев плоских рычажных шестизвенных механизмов, образованных последовательным соединением двух четырехзвенных механизмов. Изучается влияние угла компоновки составляющих четырехзвенников на количество ходов выходного звена и экстремумов его скорости, устанавливаются интервалы изменения угла компоновки, соответствующие законам изменения скорости выходного звена с 2, 4 и 6 экстремумами.

Количество ходов выходного звена. Рассмотрим влияние чисел кривошипов в первом (k_1) и втором (k_2) четырехзвенниках, образующих шестизвенный механизм, на количество ходов выходного звена. Обозначим через φ , x и y параметры, определяющие положения, соответственно, входного, промежуточного и выходного звеньев шестизвенного механизма, показанного на рис. 1. Аналог скорости выходного звена шестизвенника определяется по очевидной формуле

$$y(\varphi) = \frac{dy}{d\varphi} = \frac{dy}{dx} \cdot \frac{dx}{d\varphi} = y' \cdot x, \quad (1)$$

в которой x и y' — аналоги скоростей выходных звеньев составляющих четырехзвенников. Число ходов выходного звена шестизвенника определяется количеством его положений, в которых $y(\varphi) = 0$. В шестизвеннике кроме крайних положений выходного звена могут быть и промежуточные, в которых $y(\varphi) = 0$. Для изучения семейства шестизвенных механизмов, полученных путем изменения угла α компоновки четырехзвенников (рис. 1), в пределах $[0, 2\pi]$ необходимо перемещать график $y'(x)$ относительно соответствующего графика $x(x)$ первого четырехзвенника. Составляющие четырехзвенники в зависимости от ко-

личества кривошипов могут иметь два крайних положения (при $k = 1$ или $k = 0$), либо не иметь (при $k = 2$). Следовательно, в шестизвенных механизмах в зависимости от k , и k_2 и угла компоновки таких положений может быть шесть, четыре, два или ни одного (табл.). Случай, когда угол размаха коромысла первого четырехзвенника больше угла поворота входного кривошипа второго четырехзвенника ($k_2 = 1$), соответствующего обратному ходу его выходного звена, приводит к 6 ходам выходного звена шестизвенника с плоскими углами давления.

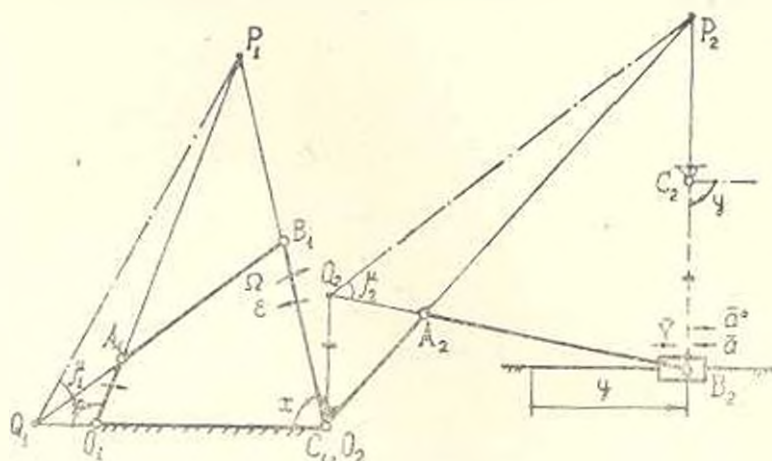


Рис. 1. Шестизвенный механизм с последовательным соединением четырехзвенников.

Количество экстремумов аналога скорости выходного звена шестизвенника. Условие $\dot{y}(\varphi) = 0$ экстремума аналога скорости выходного звена, найденное из (1), имеет вид

$$y''/y' = -x'/x^2. \quad (2)$$

Частное x'/x^2 условимся назвать собственным аналогом ускорения промежуточного звена, а частное y''/y' — смешанным аналогом ускорения выходного звена. Тогда из (2) следует, что в положениях экстремальной скорости выходного звена шестизвенника сумма собственного аналога ускорения промежуточного звена и смешанного аналога ускорения выходного звена равна нулю.

Таблица

k_1	2		1		
	2	1	2	1	0
k_2					
Обозначение шестизвенника	2—2	2—1	1—2	1—1	1—0
К-во корней уравнения $\dot{y}(\varphi) = 0$ (к-во ходов)	0	2	2	2	4
К-во корней уравнения $\ddot{y}(\varphi) = 0$ (к-во экстремумов скорости)	2	4	2	4	4

С учетом очевидных соотношений

$$\varphi' = \frac{d\varphi}{dx} = \frac{1}{x} \quad \text{и} \quad \varphi'' = \frac{d^2\varphi}{dx^2} = \frac{d}{dx} \left[\frac{1}{x} \right] = -\frac{x}{x^3},$$

в которых φ' и φ'' — аналоги скорости и ускорения кривошипа A_1O_1 в предположении, что „входным“ в обоих четырехзвенниках является промежуточное звено $B_1C_1A_2$, условие (2) экстремума функции $y(\varphi)$ примет вид:

$$y''(x + a)y'(x + a) = \varphi''(x)/\varphi'(x). \quad (3)$$

Для плоских четырехзвенных механизмов значения смешанных аналогов ускорений могут быть найдены по формулам

$$\varphi''/\varphi' = (\tau' - i) \cdot \operatorname{ctg} \mu_i \quad (4)$$

и

$$y''/y' = -\operatorname{ctg} \mu_0. \quad (5)$$

полученным из формул Фреденштейна [1, 2] в которых μ_i — угол между продольной осью (A_iB_i) шатуна и осью (P_iQ_i) коллинеации (рис. 1, $i = 1, 2$). Формула (4) справедлива для четырехшарнирных и кулисных, а (5) — для ползуновых четырехзвенных механизмов [1]. В положениях четырехзвенного механизма, когда шатун AB располагается параллельно стойке OC (рис. 2), имеем $\varphi' = 1$, $\mu = 0$, и определение смешанного аналога ускорения по формуле (4) не представляется возможным, т. к. получается неопределенность типа $0 \cdot \infty$. Таких положений имеется два в двухкривошипных, одно — в двухкоромысловом четырехшарнирном механизме (на рис. 2 показано пунктиром) и ни одного — в однокривошипных механизмах. В четырехшарнирных механизмах значения смешанных аналогов ускорения входного звена в указанных положениях могут быть найдены по формуле

$$F(\varphi^*) = \varphi''(\varphi^*)/\varphi'(\varphi^*) = -f(1 + f/l)/\sin \varphi^*, \quad (6)$$

полученной из рассмотрения планов ускорений и скоростей, построенных для рассматриваемых положений [5]. В ней l и f — относительные размеры шатуна и стойки при единичном входном кривошипе ($O_1A_1 = 1$), φ^* — входной угол. Нижний знак соответствует случаю, когда полюс P_1 располагается между линиями стойки f и шатуна l двухкривошипных четырехшарнирных механизмов. Для двухкривошипного кулисного механизма положения с $\varphi' = 1$ показаны на рис. 2, б, а формула (6) имеет вид

$$F(\varphi^*) = -f/\sin \varphi^*, \quad (7)$$

где $f^* = \varphi^*$ или $f^* = x^*$ — угол, координирующий относительно стойки положения кривошипа, когда он является входным или промежуточным звеном шестизвенника, φ^* — угол поворота входного звена (кривошипа или кулисы) шестизвенника. В случае, когда входным звеном шестизвенника является кривошип (рис. 2, б), в (7) имеем $f^* = \varphi^*$ и знак

(—), а $j^* = x^*$ и знак (+) соответствует входной кулисе. Формулу (7) можно получить аналогично (6), или из (6), рассматривая кулисный механизм как четырехшарнирный с «бесконечно длинным» шатуном ($l = \infty$).

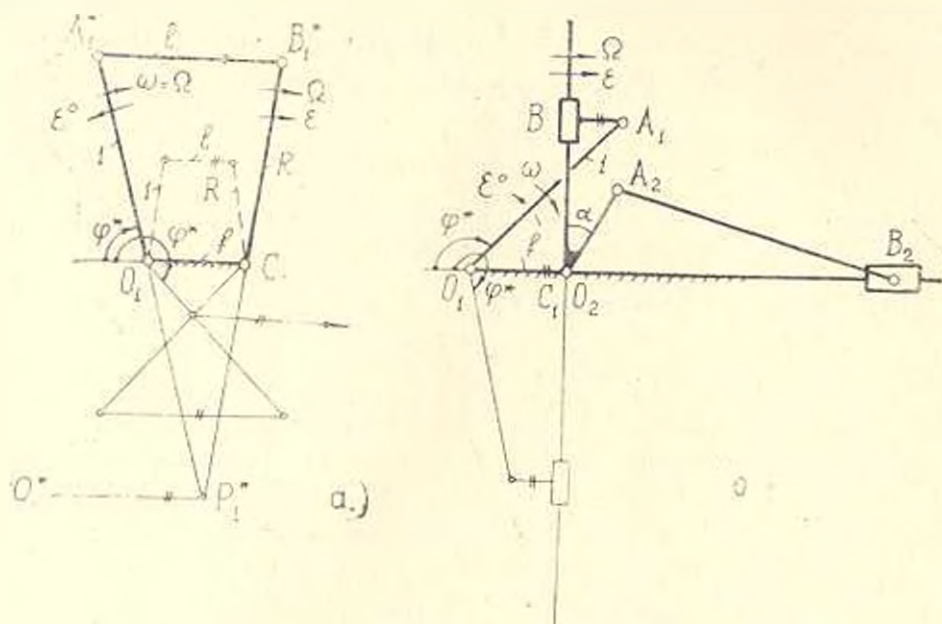


Рис. 2. Положения четырехзвенников с $x=1$

Для выяснения количества экстремумов аналога скорости выходного звена рассмотрим различные типы шестизвенных механизмов, приведенные в таблице.

Механизм типа 2—2. Графики изменения смешанных аналогов ускорения $\ddot{\varphi}''/\varphi' = L(x)$ и $y''/y' = T(x + \alpha)$, характерные для двухкривошипных механизмов, показаны на рис. 3а, соответственно, жирной и тонкими линиями. Точки их пересечения с осью абсцисс соответствуют двум экстремальным (по скорости) положениям соответствующих двухкривошипных механизмов. Фиксированная кривая $L(x)$ соответствует первому, а кривые $T(x + \alpha)$ — второму двухкривошипным механизмам при различных значениях угла α их компоновки. Из рисунка видно, что в зависимости от значения угла α кривая T может пересекать кривую L 2 или 4 раза. В положении 3 имеем 4 точки (M_1, M_2, M_3, M_4) пересечения кривых L и T , соответствующие четырем экстремумам функции $y(\varphi)$. При перемещении кривой T из положения 3 вправо точки M_1 и M_2 приближаются, и при ее касании с кривой L совпадают с точкой M_3 , касания. Это положение соответствует точке перегиба функции $y(\varphi)$ и переходу от 4-х ее экстремумов к двум. При перемещении кривой T из положения 3 влево приближаются точки M_4 и M_1 , и при касании с отрицательным участком кривой L совпадают с точкой M_1 , касания, что также соответствует новой точке перегиба функции $y(\varphi)$ и пе-

переходу от четырех ее экстремумов к двум. В положениях правее 4 и левее 2, кривые L и T пересекаются 2 раза и $y(\varphi)$ имеет 2 экстремума. Переходные точки, соответствующие касанию кривых и делящие область $0 \leq \alpha \leq 2\pi$ на участки с двумя (H_4) и четырьмя (H_2) экстремумами функции $y(\varphi)$, могут быть определены из условия равенства производных соответствующих смешанных аналогов ускорения по промежуточному параметру x . Тогда из выражения (3) получим

$$y'''(x + \alpha)/y'(x + \alpha) = \varphi'''(x)/\varphi'(x). \quad (8)$$

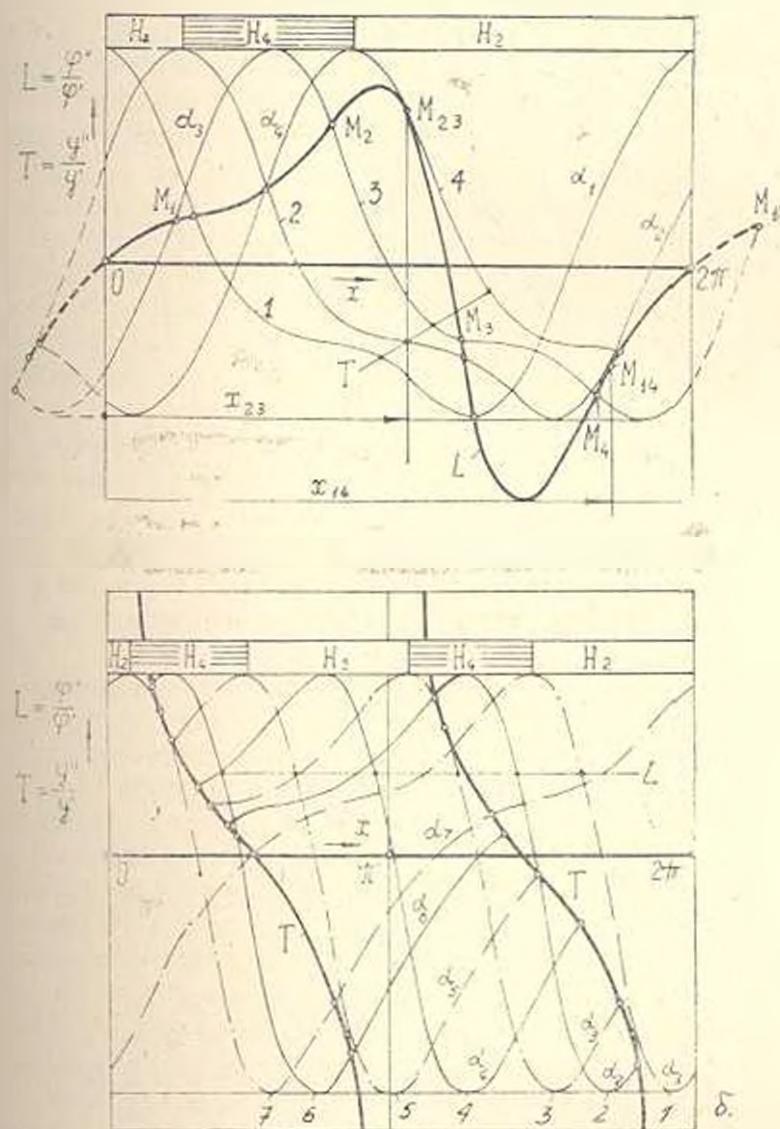


Рис. 3. Графики изменения смешанных аналогов ускорения: а) для шестизвенников типа 2—2— H_4 —зона 4-х экстремумов y ($\alpha_2 < \alpha < \alpha_4$); H_2 —зона 2-х экстремумов y ($\alpha_2 > \alpha > \alpha_4$); б) для шестизвенников типа 2—1— H_4 —зона 4-х экстремумов y ($\alpha_1 < \alpha < \alpha_5$; $\alpha_2 < \alpha < \alpha_1$); H_2 —зона 2-х экстремумов y ($\alpha_3 < \alpha < \alpha_3$; $\alpha_1 < \alpha < \alpha_1$).

Условие (8), полученное на примере шестизвенного механизма типа 2—2, справедливо для всех рассматриваемых шестизвенных механизмов независимо от количества кривошипов составляющих четырехзвенников. Из вышеприведенных геометрических рассуждений следует, что система уравнений (3) и (8) с неизвестными x и α для шестизвенных механизмов типа 2—2 может иметь не более двух действительных корней в области $\alpha \in [0, 2\pi]$. При отсутствии действительного решения вышеуказанной системы количество экстремумов y выходного звена шестизвенника не зависит от угла компоновки α и равно 2.

Механизм типа 2—1. Графики изменения смешанных аналогов ускорения приведены на рис. 3, б. В этом случае изменение угла α осуществляется перемещением графика L первого, двухкривошипного четырехзвенника относительно фиксированной кривой T , соответствующей второму, однокривошипному четырехзвеннику. Разрыв функции y''/y' в крайних положениях ($y' = 0$) и наличие двух ее ветвей обуславливают касание кривых L и T в четырех точках, соответствующих действительным корням системы уравнений (3), (8). Следовательно, для механизмов типа 2—1 при изменении угла α в пределах $0 \leq \alpha \leq 2\pi$ получаются по 2 участка, соответствующие двум и четырем экстремумам скорости выходного звена механизма, обозначенные на рис. 3, б, соответственно H_1 и H_2 . В случае 4-х экстремумов кривая L пересекает одну из ветвей кривой T три раза. Поэтому, механизмы типа 2—1 позволяют получить 3 экстремума скорости выходного звена при его прямом или обратном ходах и требуемый характер изменения аналога $y(\varphi)$ путем управления модулями этих 3-х экстремумов. При сближении последних к одному (требуемому) значению можно получить движение с приближенно постоянной скоростью выходного звена на одной из фаз его возвратного движения.

Механизм типа 1—2. На рис. 4 жирными линиями показан график изменения смешанного аналога ускорения для первого однокривошипного механизма на участке $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$ изменения координаты промежуточного звена. Две ветви соответствуют прямому и обратному ходам последнего. Рабочая часть кривой T , показана сплошной линией. Из рис. 4 видно, что кривая T , соответствующая случаю $k_2 = 2$, может пересекать кривую L только в двух точках. Следовательно, скорость выходного звена шестизвенника типа 1—2 может иметь только 2 экстремума. В случае, когда кривая T , пересекает кривую L в общей точке M его ветвей, экстремальные значения y_1 и y_2 аналога скорости выходного звена будут соответствовать равным значениям координат $x_1 = x_2$ и $y_1 = y_2$, определяющих положения возвратно движущихся промежуточного и выходного звеньев шестизвенника при прямом и обратном ходах. Это свойство может быть использовано для синтеза шестизвенных механизмов [6], у которых скорость выходного звена достигает экстремума в одном и том же его положении при прямом и обратном ходах.

Механизм типа 1—0. В этом случае график $T_n(x+a)$ для второго двухкоромыслового четырехзвенника имеет две ветви, соответствующие прямому и обратному ходам выходного коромысла, с тремя асимптотами S_0 , N_0 и Q_0 (рис. 4). В случае, когда асимптота S_0 пересекает

область $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$ изменения координаты промежуточного звена (положение 3 кривой T_0), обе ветви кривой T_0 пересекают кривые L и полученные 4 точки пересечения определяют четыре экстремума аналога скорости выходного звена, имеющего 4 хода за 1 оборот входного кривошипа. В противном случае кривые L пересекаются только с одной ветвью кривой T_0 и имеем 2 экстремума функции $y(\varphi)$ при двух ходах выходного звена (положение 4 кривой T_0). Касание кривой T_0 с одной из ветвей кривой L (положение 5 кривой T_0) соответствует переходной точке. Далее положения 5 кривой T_0 будем иметь 4 точки пересечения, определяющие 4 экстремума функции $y(\varphi)$ при двух ходах выходного звена. При компоновке четырехзвенников следует избегать использования участков кривой T_0 , близких к асимптотам S_0 и G_0 и обуславливающих большие углы давления.

Из вышеизложенного следует, что при последовательном соединении четырехзвенников количество ходов выходного звена и экстремумов его скорости зависят от количества кривошипов составляющих четырехзвенников и угла компоновки последних. Возможное количество ходов и экстремумов скорости выходного звена шестизвенника различных типов приведены в нижеследующей таблице.

Приним. К. Маркса

Поступило 11. V. 1981

Ռ. Ջ. ԶԱՎԱԽԱՆ, Ա. Ի. ԲՈՐԻՍԵՆՈ

ՀԱՐԺ ՎԵՑՈՐԱԿԻ ԼՈՒԱԿԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ԵՎՔԻ ՕՂԱԿՆԵՐԻ ՄԱՅՐԱՆԵՂ ԱՐԱԳՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄԱՍԻՆ

Ա. Ճ Վ Ի Ռ Վ Ի Ն Ի Ճ

Դիտարկվում է երկու քառոցակ ժևիանիզմների հաջորդաբար միացմամբ ստացված հարթ վեցոցակ լծակային մեխանիզմների ելքի օղակների արագության ժայռանդ արժեքների որոշման հարցը: Ուսումնասիրվում է քառոցակ մեխանիզմների միացման անկյան աղդեցությունը ելքի օղակի ընթացքների և նրա արագության էքստրեմումների բանալիների վրա: Որոշվում են այդ անկյան այն արժեքները, որոնք վերջինիս փոփոխման արդյունքը բաժանում են ելքի օղակի արագության 2 և 4 էքստրեմումներով մասերի:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Борисенко Л. Н. О теореме Фрейденштейна и некоторых графоаналитических методах анализа и синтеза четырехзвенных механизмов. Тр. инст. машиновед., сер. по ТММ, 1962, т. 23, вып. 89—90.
2. Freudenstein F. On the Maximum and Minimum Velocities and the Accelerations in Four Link Mechanisms. Transaction ASME, 1956, 78, 4.
3. Steker K. H. Berechnung der Gelenkvierecks-Lagen für die Extremwerte des Übersetzungsverhältnisses. Feinwerktechnik, 1966, 70, 2.
4. Steker K. H. Berechnung der Getriebelagen von Schubkurbeln und Kurbelschleifen für die Extremwerte des Übersetzungsverhältnisses. Feinwerktechnik, 1966, 70, 7.
5. Джавахян Р. П., Джавадян Э. Л. Кривизна шатунных кривых. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXII, № 6, 1969.
6. Джавахян Р. П., Борисенко Л. Н. Синтез одного семизвенного плоских шестизвенных механизмов. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXXIII, № 3, 1980.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. К. БРУТЯН

УПРАВЛЕНИЕ ТВЕРДЫМ ТЕЛОМ ПО ОБОБЩЕННОМУ
ФУНКЦИОНАЛУ КАЧЕСТВА ЗА КОНЕЧНОЕ ВРЕМЯ

Постановка задачи. Рассматривается марковская управляемая система (МУС), описываемая векторно-матричным дифференциальным уравнением [1, 2]

$$\dot{x}(t) = A(x, t) + u(t) + G(t)\xi(t), \quad x(t_0) = x_0, \quad (1)$$

где x , u — векторы состояния и управления, $A(x, t)$ — нелинейная, ограниченная, непрерывная и кососимметричная матрица соответствующего размера; $G(t)$ — ограниченная и непрерывная матрица; $\xi(t)$ — вектор возмущений типа нормального «белого шума» с нулевым математическим ожиданием и корреляционной функцией $M[\xi'(t)\xi'(z)] = S_{\xi}\delta(t-z)$; S_{ξ} — положительно полуопределенная матрица. Предполагается, что закон управления имеет форму обратной связи

$$u(x, t) = C[\beta(t)]x(t), \quad (2)$$

где $C[\cdot]$ — скалярная функция, которая должна быть определена, а величина $\beta(t)$ является мерой ожидаемого отклонения вектора состояния от начала координат: $\beta(t) = M\{x'(t)Bx(t)\}$, а B является положительно определенной матрицей.

При синтезе оптимального закона управления в качестве функционала выбирается интегральный квадратичный критерий

$$J^* = \min_{u(t)} \int_{t_0}^T \{\Phi[\beta(t)] + \rho^*(t)\} dt, \quad (3)$$

где $\Phi[\cdot]$ — положительно-определенная функция ($\Phi[0] = 0$); T — некоторый конечный момент времени, соответствующий прекращению управления.

К классу задач, в которых выполняются подобные условия, принадлежит, например, задача синтеза оптимального закона управления угловыми скоростями твердого тела, вращающегося в пространстве.

Решение задачи. Функция $\beta - \beta(t)$, минимизирующая функционал (3), получается путем интегрирования уравнения Эйлера—Лагранжа [3]

$$\frac{d\Phi(\beta)}{d\beta} - 2\beta = 0 \quad \text{или} \quad d\beta^2 = d\Phi(\beta) \quad (4)$$

с условиями $\beta(t_0) = \beta_0$, $\dot{\beta}(t_0) = \dot{\beta}_0$ и $\beta(T) = 0$.

Уравнение (4) может интегрироваться от начального момента t_0 до любого t

$$\dot{\beta}^2 - \dot{\beta}_0^2 = \Phi(\beta) - \Phi(\beta_0).$$

Очевидно, что устойчивая оптимальная траектория $\beta(t)$ является решением уравнения

$$\dot{\beta} = -\sqrt{\Phi(\beta) - \Phi(\beta_0) + \dot{\beta}_0^2}. \quad (5)$$

Система, описываемая уравнением (1), оптимизируется выбором коэффициента обратной связи C . Функцию $\beta(t)$ можно представить в виде

$$\beta(t) = \text{След} [B\Gamma(t)], \quad (6)$$

где $\Gamma(t) \Delta M[x'(t)x(t)]$ — матрица, которая удовлетворяет дифференциальному уравнению [1-6]:

$$\dot{\Gamma} = (A - CI)\Gamma + \Gamma(A + CI)' + G S_{\Sigma} G', \quad \Gamma(t_0) = \Gamma_0.$$

Следовательно,

$$\dot{\beta} = \text{След} [B\dot{\Gamma}] = \text{След} [B(A + CI)\Gamma + B\Gamma(A + CI)' + BGS_{\Sigma}G'].$$

Поскольку по предположению матрица A удовлетворяет условию $A(x, t) = -A'(x, t)$, то

$$\dot{\beta} = 2C(\beta) \text{След} [B\Gamma] + \text{След} [BGS_{\Sigma}G']$$

или

$$\dot{\beta} = 2C(\beta)\beta + \alpha, \quad (7)$$

где

$$\alpha(t) \Delta \text{След} [BG(t) S_{\Sigma} G'(t)].$$

Подставляя в уравнение (5) выражения β и $\dot{\beta}$, получим искомый коэффициент обратной связи для оптимального закона управления:

$$C[\beta(t)] = -\frac{1}{2\beta(t)} \left[\Phi(\beta) - \Phi(\beta_0) + [2\beta_0 C(\beta_0) + \dot{\beta}_0]^2 + \alpha(t) \right]. \quad (8)$$

Практическое применение полученных результатов требует наложения определенных ограничений на коэффициент обратной связи $C[\beta(t)]$. Если $\beta(t)$ стремится к началу координат, то коэффициент обратной связи, очевидно, становится неограниченным, что делает невозможным использование формулы (8) при малых значениях $\beta(t)$. Иногда функции $\alpha(t)$ и $\Phi[\beta(t)]$ таковы, что

$$\lim_{\beta \rightarrow 0} C[\beta(t)] < \infty. \quad (9)$$

Требование выполнения условия (9) означает, что при стремлении β к нулю функции Φ и α должны уменьшаться по крайней мере как β^2 и β , соответственно.

Применение полученных результатов к решению задачи управления угловой скоростью космического аппарата (КА) за конечное время. Динамика КА описывается векторно-матричным стохастическим дифференциальным уравнением [4—6]:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\lambda_2 - \lambda_3}{\lambda_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_3 - \lambda_1}{\lambda_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} g_1 \xi_1(t) \\ g_2 \xi_2(t) \\ g_3 \xi_3(t) \end{pmatrix},$$

где $x_1 - x_3$ — компоненты вектора $\bar{\beta}$ кинетического момента (угловых скоростей вращения); $\lambda_1 - \lambda_3$ — главные моменты инерции КА; $u_1 - u_3$ — компоненты вектора управления; $\xi_1(t) - \xi_3(t)$ — случайные функции возмущений.

Уравнение движения КА можно свести к виду

$$\dot{\beta} = (u + G\xi) \frac{\bar{\beta}}{\beta} = (u + G\xi) I_3,$$

где $\beta = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2}$ — модуль вектора кинетического момента; I_3 — единичный вектор, совпадающий с направлением вектора кинетического момента.

Функция $\Phi(\beta)$ в рассматриваемом функционале (3) описывает потенциальную, а β^2 — кинетическую энергию массы КА. Обычно ее выбирают в виде $\Phi(\beta) = \frac{\beta_0^2}{\beta^2} \beta^{2*}(t)$, что при использовании уравнения (5) приводит к выражению

$$\dot{\beta}(t) = -\frac{\beta_0}{\beta^2} \beta^{2*}(t), \quad (10)$$

и в результате из соотношения (8) получаем:

$$C[\beta(t)] = -\frac{1}{2} \left[\frac{\beta_0}{\beta^2} \beta^{2*}(t) + \frac{\dot{\beta}(t)}{\beta(t)} \right]. \quad (11)$$

Таким образом, коэффициент обратной связи $C[\beta(t)]$ в законе управления (2) вычисляется путем решения уравнения (5) с начальными условиями $\beta_0, \dot{\beta}_0$ с последующей подстановкой результата в формулу (8). При $\alpha(t) = 0$ закон управления эквивалентен закону управления детерминированной системы. Из выражения (10) следует, что при $\beta_0 > 0$ для устойчивой системы необходимо, чтобы удовлетворялось условие $\dot{\beta} \geq 0$.

Применение полученных результатов требует наложения определенных ограничений на коэффициент C . Покажем, что не при любом k удастся получить оптимальный закон управления, который приведет КА к состоянию покоя за конечный интервал времени T . Интегрирование уравнения (10) приводит к выражению

$$\beta(t) = \beta_0^{-\frac{k}{k-1}} [(k-1)\dot{\beta}_0 t + \beta_0]^{\frac{1}{k-1}}.$$

Момент времени T определяется соотношением

$$T = \frac{\beta_0}{\dot{\beta}_0} \frac{1}{1-k}.$$

Это положительная и конечная величина для $k < 1$. Из уравнения (11) очевидно, что коэффициент обратной связи остается конечным для $k \geq 0$. Значение функционала (3) при $t_0 = 0$ получается в виде

$$J = \int_0^T \left[\frac{\dot{\beta}_0^2}{\beta_0^{2k}} \beta^{2k}(t) + \dot{\beta}_0^2 \right] dt = \frac{2\dot{\beta}_0^2}{1+k}.$$

Отсюда следует, что k находится в промежутке $0 \leq k < 1$. В этом промежутке наикратчайшие переходные процессы $T = \beta_0/\dot{\beta}_0$ имеют место для $k = 0$, чему соответствует наибольшее значение функционала качества $J = 2\dot{\beta}_0^2$ и следующий коэффициент обратной связи:

$$C[\beta(t)] = \frac{1}{2} \left| \frac{\dot{\beta}_0 + a(t)}{\beta(t)} \right|.$$

Соответствующий функционал качества принимает вид

$$J = \int_0^T [\dot{\beta}_0^2 + \beta^2(t)] dt = \dot{\beta}_0^2 T + \int_0^T [2\beta(t) \cdot C[\beta(t)] + a(t)]^2 dt.$$

и таким образом соответствует задаче минимизации расхода энергии.

Ереванский институт
народного хозяйства

Поступило 10. IX. 1981

Վ. Կ. ՔՐԻՍՏՅԱՆ

ՈՐԱԿԻ ԸՆԴՀԱՆՐԱՅՎԱԾ ՀՈՐԵԿՅԵՐՈՆԱԼՈՎ ՊԻՆԻ ՄԱՐԽՆԻ
ՀԵՆՈՎԱՐՈՒՄԸ ՎԵՐՋՆԱԿԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿՈՒՄ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Դիտարկվում է մարկովյան ղեկավարելի համակարգի սինթեզման խնդիր՝ հետադարձ կապի գործակցի որոշակի սահմանափակումների առկայությամբ:

Ղեկավարման օրենքը ստացվում է էլլեր-ձազրանժի հավասարման լուծումից: Արդյունքները կիրառվում են վերջավոր ժամանակամիջոցում կոմպիլակալն փաթարատի կինեմատիկական մոմենտների (սլոտման անկյունային արագությունները) ղեկավարման խնդրի լուծման համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Брутян В. К. Об одной задаче синтеза нелинейных марковских систем методом полиномиальной аппроксимации. «Автоматика и телемеханика», 1980, № 7, с 51—61.
2. Брутян В. К. Оптимальный синтез линейных марковских управляемых систем при непрерывных и дискретных неполных наблюдениях. «Известия АН СССР. Техн. и физ. кибернетика», 1980, № 6, с 27—36.
3. Ройтенберг Я. Н. Автоматическое управление. М., «Наука», 1978, с. 551.
4. Кузнецов Н. Т. Системы стабилизации летательных аппаратов, баллистических и зенитных ракет. М., «Высшая школа», 1976, с. 304.
5. Боднер В. А. Системы управления летательными аппаратами. М., «Машиностроение», 1973, с. 283.
6. Под ред. А. В. Солодова. Инженерный справочник по космической технике. М., изд. МО СССР, 1977, с. 430.

ЭНЕРГЕТИКА

С. Г. АКОПЯН

ДЕКОМПОЗИЦИОННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА
ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТАЦИОНАРНОГО РЕЖИМА
БОЛЬШИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТА ГАЗА

Задачи оперативного управления, возникающие в эксплуатационной практике газотранспортных систем (ГТС) [1÷3], задачи по определению оптимальных параметров средств резервирования ГТС при заданном уровне надежности в плановых и проектных расчетах на перспективу [4] и др. связаны с определением и анализом множества гидравлических состояний системы при различных нормальных и аварийных ситуациях, требующих многократных расчетов потокораспределения стационарного режима системы на ЦВМ.

Основываясь на общих идеях диакоптики [5], нами разработан новый подход к решению задач потокораспределения стационарного режима больших систем транспорта газа. В основу этого подхода и его практической реализации положен метод декомпозиции, при котором решение задачи большой размерности или большой системы заменяется решением ряда простых подзадач с малой размерностью, легко реализуемых на ЦВМ.

Предлагаемый метод обеспечивает безусловную сходимость итерационного процесса, не зависит от выбора начального вектора, позволяет рационально использовать ЦВМ и значительно увеличить размерность решаемой задачи. Его можно применить для больших систем транспорта газа, имеющих несколько сот узлов и участков.

Задача потокораспределения стационарного режима ГТС формулируется следующим образом: заданы структура ГТС, технические параметры участков. В некоторых узлах задаются давления P_r ($r = m + 1, m + 2, \dots, s$, балансирующие узлы), но неизвестны узловые расходы (отборы или притоки) q_r , а в других узлах ($j = 1, 2, \dots, m$) задаются узловые расходы q_j , но неизвестны узловые давления P_k ($k = 1, 2, \dots, m$). Требуется определить узловые давления P_k и узловые расходы q_r , а также потоки газа по всем участкам ГТС Q_i ($i = 1, 2, \dots, n$), которые находятся в интервале технологических ограничений. Общее количество узловых точек ГТС обозначено через s .

Участком ГТС является элемент (газопровод или КС), находящийся между двумя смежными узлами j и k (индексы j и k , $j \neq k$ взаимозаменяемые). Множество газопроводных участков обозначим через N_g , а участков с КС — через $N_{\text{КС}}$, тогда $N_g + N_{\text{КС}} = N$ ($1, 2, \dots, n$).

В рассматриваемом методе используются известные [2] формулы гидравлического состояния газопроводного участка:

$$P_j^2 - P_i^2 = k_j Q_j Q_i, \quad i \in N_1 \quad (1)$$

и участка с КС:

$$a_i P_j^2 - P_i^2 = b_i Q_j Q_i, \quad i \in N_2, \quad (2)$$

которые представлены в другой эквивалентной форме записи:

$$P_j - P_i + Z_i = C_i Q_i, \quad (3)$$

где

$$Z_i = \frac{(a_i - 1) P_i^2}{P_j + P_i} > 0; \quad (4)$$

$$C_i = \frac{\sqrt{b_i(a_i P_j^2 - P_i^2)}}{P_j + P_i} > 0; \quad (5)$$

k_j — эквивалентный параметр, учитывающий конструкцию газопровода и физические свойства газа; a_i , b_i — эквивалентные параметры КС, зависящие от параметров управления КС, температуры газа и др.

Для газопроводных участков в (4) и (5) $a_i = 1$, $b_i = k_i$, т. е. для участков $i \in N_1$, $Z_i = 0$.

Уравнения материального баланса относительно m узловых точек системы представим так:

$$\sum_{i=1}^n A_{ji} Q_i = q_j, \quad j = 1, 2, \dots, m, \quad (6)$$

где A_{ji} — элементы матрицы инцидентий; Q_i — поток газа на участках ГТС; q_j — суточные среднегодовые (или среднемесячные) отборы (притоки) газа в системе в j -ом узле.

С учетом (3) и (6) уравнение узловых давлений относительно m узлов ГТС представим так:

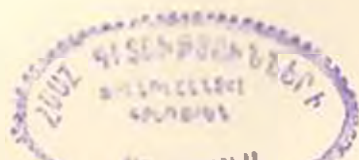
$$\sum_{i=1}^n g_{jk} P_k = q_j - \sum_{r=1}^m g_{jr} P_r - \lambda_j, \quad j = 1, 2, \dots, m, \quad (7)$$

где g_{jk} — элементы квадратной матрицы нелинейных проводимостей; λ_j — элементы нелинейного вектора, которые определяются из выражения (4) и (5):

$$\lambda_j = \sum_{i=1}^n A_{ji} \frac{Z_i}{C_i} = \begin{cases} \frac{Z_i}{C_i}, & \text{если } j \text{ вход КС;} \\ -\frac{Z_i}{C_i}, & \text{если } j \text{ выход КС;} \end{cases} \quad (8)$$

$$j = k = 1, 2, \dots, m; \quad i \in N_2$$

В (7) элементы матрицы $[g_{jk}]$ с неодинаковыми индексами представляют собой общую нелинейную проводимость между узлами j и



k ($j \neq k$), определяемую как обратная величина выражения (5), и имеют знак минус (при выбранных направлениях, входящих узловых потоках $q_j > 0$ и выходящих потоках $q_j < 0$). В случае $j = k$ получаем нелинейную собственную проводимость всех ветвей, сходящихся в данном узле j .

Тогда недиагональные элементы матрицы $[g_{jk}]$ и элементы матрицы $[g_{jj}]$ определяются по формуле:

$$g_{jk}(P_j; P_k) = \begin{cases} -\frac{P_j + P_k}{1 + \delta_{jk}(a_{jk}P_j^2 - P_k^2)}, & \text{если газопроводный участок} \\ & a_{jk} = 1, \delta_{jk} = k_{jk}; \end{cases} \quad (9)$$

$$0, \quad \text{если узел } j \text{ не связан с узлом } k;$$

$$j = 1, 2, \dots, m; \quad k = 1, 2, \dots, s; \quad i \neq k,$$

а диагональные элементы матрицы $[g_{jj}]$ определяются:

$$g_{jj} = \sum_{k=1}^s |g_{jk}(P_j; P_k)|, \quad j = 1, 2, \dots, m. \quad (10)$$

При фиксированных значениях узловых давлений $P_j^{(v)}$ и $P_k^{(v)}$ нелинейная матрица $[g_{jk}(P_j^{(v)}; P_k^{(v)})]$ и вектор правых частей уравнения (7)

$$b_j = q_j - \sum_{r=1}^s g_{jr}(P_j^{(v)}; P_r) P_r - \lambda_j(P_j^{(v)}; P_k^{(v)}), \quad (11)$$

$$j = 1, 2, \dots, m, \quad k = 1, 2, \dots, m$$

превращаются в матрицу и вектор с постоянными коэффициентами. При этом матрица $[g_{jk}]$ симметричная, диагональные коэффициенты ее больше или равны сумме модулей коэффициентов соответствующей строки, т. е.

$$g_{jj} \geq \sum_{k=1}^s |g_{jk}|, \quad j = 1, 2, \dots, m, \quad (12)$$

причем знак равенства одновременно не имеет места для всех строк.

Для решения систем нелинейных уравнений (7) итерационным методом можно организовать следующую процедуру расчета, откуда находится вектор давлений на $v + 1$ -ом шаге итерации:

$$\sum_{k=1}^s g_{jk}(P_j^{(v)}; P_k^{(v)}; P_k^{(v+1)}) = b_j, \quad (13)$$

$$j = 1, 2, \dots, m, \quad k = 1, 2, \dots, m.$$

При этом сумма в правой части (11) предварительно раскрывается, чтобы на ЦВМ оперировать только ненулевыми элементами матрицы.

Давления, полученные на $v + 1$ -ом шаге, подставляются в (9) + (11) и выполняется процедура (13). Итерационный процесс заканчивается и решение будет найдено, когда имеет место

$$|P_k^{(v+1)} - P_k^{(v)}| \leq \epsilon, \quad (14)$$

где ϵ — заданная точность расчета.

С целью экономии памяти и повышения эффективности системы команд, предусматривающих хранение в памяти и обработку, в основном, ненулевых элементов матрицы $[g_{jk}]$, а также ускорения сходимости итерационного процесса (13) и возможности значительного увеличения размерности решаемой задачи (s), предлагается применить декомпозиционный метод расчета. Применение метода декомпозиции к рассматриваемой задаче заключается в следующем.

1. Квадратная матрица $[g_{jk}]$ разбивается на блоки $[G_{lh}]$ так, чтобы вдоль диагонали получились квадратные блоки $[G_{ll}]$ (квазидиагональная матрица) и недиагональные прямоугольные или квадратные блоки $[G_{lh}]_{l \neq h} = [G'_{lh}]$, т. е. $[g_{jk}] = [G_{ll}] = [G_{ll}] + [G'_{lh}]$, где $l = 1, 2, \dots, L$; $h = 1, 2, \dots, L$ — номера блоков строк и столбцов соответственно; $L < n$ — количество блоков строки или столбца; причем размерность каждого диагонального блока выбирается так, чтобы знак равенства типа (12) не имел места одновременно для всех строк.

2. Векторы P_j , P_k , b_i разбиваются на соответствующие подвектора P_{lj} ; P_{lk} ; b_{li} .

3. Для решения системы нелинейных уравнений (7) организуется следующая блочно-групповая итерационная процедура расчета:

$$[G_{ll}] \cdot P_j^{(v+1)} = b_{li} - \sum_{h=1, h \neq l}^L [G'_{lh}] \cdot P_h^{(v)}. \quad (15)$$

На каждом v -ом шаге итерации сумма правой части в (15) превращается в вектор с постоянными коэффициентами, причем она предварительно раскрывается, чтобы на ЦВМ оперировать только ненулевыми элементами блоков.

Для нахождения вектора неизвестных узловых давлений P_i на $v + 1$ -ом шаге итерации необходимо одновременно решить ряд независимых на каждом шаге систем линейных уравнений (15) меньшего порядка с постоянными правыми частями (поскольку матрица $[G_{ll}]$ квазидиагональная).

Теперь рассмотрим сходимость общей блочно-групповой итерации линейной системы (15). Согласно [6] процесс итерации (15) сходится к единственному решению, если какая-нибудь каноническая норма матрицы $[G_{ll}^{-1} G'_{lh}]$ меньше единицы, т. е. достаточное условие сходимости имеет вид:

$$\|G_{ll}^{-1} G'_{lh}\| < 1 \quad (16)$$

$$\|G_{ll}^{-1} G'_{lh}\| \leq \|G_{ll}^{-1}\| \|G'_{lh}\|. \quad (17)$$

Если в (16) $[G_n^{-1} G_n]$ заменить на большую или равную ей величину согласно (17) и доказать справедливость

$$\|G_n^{-1}\| \|G_n'\| < 1, \quad (18)$$

то неравенство (16) тем более будет выполняться.

Теперь докажем, что неравенство (18) имеет место. Для этого воспользуемся тем, что $[G_n]^{-1} [G_n] = E$ и $\|G_n^{-1} G_n\| = 1$, откуда получаем:

$$\|G_n^{-1}\| \|G_n\| \geq 1. \quad (19)$$

Из (18) и (19) можем написать:

$$\|G_n\| > \frac{1}{\|G_n^{-1}\|} > \|G_n'\|,$$

откуда следует:

$$\|G_n\| > \|G_n'\|. \quad (20)$$

Поскольку на каждом шаге итерации между коэффициентами матрицы $[g_{ij}]$ имеет место соотношение (12), то условие (20) всегда будет иметь место. Следовательно, удовлетворено достаточное условие сходимости (16), поэтому блочно-групповая итерационная процедура (15) всегда будет сходиться.

После нахождения узловых давлений P_n , потоки на участках определяются по формулам (1) и (2), а узловые расходы (подачи) q_r — из балансовых уравнений потоков, составленных относительно узлов $r = m + 1, m + 2, \dots, k$, которые не включены в уравнения (13) и (15).

Следует отметить, что при одних и тех же условиях матрица $[G_n]$ в (14) имеет большую обусловленность, чем матрица $[g_{ij}]$ в (13), поскольку в $[G_n]$ диагональные элементы имеют больше слагаемых, чем в $[g_{ij}]$. Это приводит к более глубокому выполнению неравенства (16), чем аналогичное неравенство (12), составленное к итерационному процессу (13). Кроме того, в $[G_n]$ незначительное количество нулевых элементов, а в $[g_{ij}]$ — намного больше, поэтому скорость сходимости итерационного процесса уравнения (15) больше, чем (13).

По предлагаемому методу составлена программа расчета на языке «Фортран-4» (использована также вспомогательная стандартная программа решения систем линейных уравнений) и решен методический пример на ЦВМ ЕС-1020. Результаты решения сопоставлены с аналогичными, полученными методом [1—3] на ЕС-1020.

При выборе начального вектора были заданы разбросанные значения начального давления в пределах от 0 до 120. Решенный пример показал быструю сходимость итерационного процесса алгоритма данного метода.

Выводы

1. Полученные результаты показали высокую эффективность и перспективность предложенного метода решения задач потоко-распреде-

ния стационарного режима, возникающих в практике эксплуатации и планирования режимов сояременных больших систем транспорта газа и его перспективного планирования развития.

2. Метод гарантирует безусловную сходимость итерационного процесса, не зависящего от выбора начального вектора давления.

3. Рационально используется занимаемая оперативная память ЦВМ, что приводит к увеличению ее возможности при реализации задач большой размерности.

4. Предложенный метод с математической точки зрения можно рассмотреть как новый метод решения систем нелинейных алгебраических уравнений, описывающих гидравлическое состояние систем транспорта газа.

Ереванск. доим. отдел
ВНИИЭГазпром

Получено 17. IV. 1980

II. ՀԱՎԱԾԱՆ

ԿԱԶԱՏՐԱՆԱԿՈՐԲՏԱՅԻՆ ՄԵԾ ՀԱՄԱԿԱՐԿԻՐՈՒՄ ՀՈՍՔԱՐԱՇԽՄԱՆ
ՍՏԱՅԻՆԱՐ ՌԵԺԻՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԿԵԿՈՄՊՈԶԻՑԻՈՆ ՄԵԹՈԴ:

II. մ փ ո փ ո ւ մ

Դիտարկվում է գազատրանսպորտային մեծ համակարգերում հոսքաբաշխման ստացիոնար ռեժիմի հաշվարկի դեկոմպոզիցիոն մեթոդ, որը համարվում է ավելի փոքր կարգի ենթախնդիրների լուծման միադրման, որոնք իրականացվում են թվային հաշվիչ մեքենայի (ԲՀՄ) վրա ավելի հեշտ և չդ մեթոդն ապահովում է խտնրացիոն պրոցեսի անփերապահ զուգամիտություն:

Տվյալ մեթոդը հնարավորություն է տալիս ռացիոնալ օպտագործել ԲՀՄ, որը նպաստում է մեծացնելու նրա հնարավորություններն ավելի մեծ լափերի խտրելի լուծելու:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Берлин Р. Я., Бобровский С. А., Галиуллин З. Т. Расчет режимов работы замкнутых систем газопроводов на ЭВМ. М., «Газовая промышленность», 1966, № 2, с. 14—16.
2. Тархан Р. Я., Панкратов В. С. Автоматизация систем управления магистральными газопроводами. Л., «Недра», 1978, 157 с.
3. Аюбян С. Г., Воробьян З. Т. Алгоритм усовершенствованного метода гидравлического расчета стационарного режима замкнутой газопроводной транспортной системы. М., ВНИИЭГазпром, Деп. № 57М, 1979, 14 с.
4. Корян Ю. А., Аюбян С. Г., Оганян Н. А. Методические положения по расчету оптимальных параметров режима резервирования территориальных газотранспортных систем для обеспечения заданного уровня надежности газоснабжения. М., ВНИИЭГазпром, 1980, 77 с.
5. Арин Г. Исследования сложных систем по частям — диагностика. М., «Мир», 1972, 542 с.
6. Липилов Б. П., Марон Н. А. Основы вычислительной математики. М., «Наука», 1966, 664 с.
7. Бобровский С. А. и др. Трубопроводный транспорт газа. М., «Наука», 1976, 195 с.

ЭНЕРГЕТИКА

Л. А. УНАНЯН

ОПТИМИЗАЦИЯ ТОПЛИВОСНАБЖАЮЩИХ СИСТЕМ РАЙОНОВ
ПРИ СТОХАСТИЧЕСКОМ ХАРАКТЕРЕ
ТОПЛИВОПОТРЕБЛЕНИЯ

Правильный выбор организационных и технических решений в развитии систем топливоснабжения районов предполагает учет характера и свойств используемой исходной информации.

Как показано в исследовании [1], при среднесрочном планировании развития энергетических, тепловых и др. систем исходная информация носит, в основном, вероятностный характер, причинами которого являются случайные ошибки в прогнозных показателях на перспективу и невозможность точного учета научно-технического прогресса, стохастичность оценок запасов и спросов на топливо, влияние погодных условий и др.

При вероятностном характере исходной информации задачи оптимального развития систем формулируются как задачи стохастического математического программирования. С учетом этого рассмотрим следующую постановку задачи: даны топливонотребляющие узлы района; известны вероятностные описания их объемов топливопотребления (выраженные, например, в т.ч.т. или единицах 1000 м³ газа), представленные функциями распределения $F_k(T_k)$, где T_k — топливопотребление k -го потребителя.

На основании оптимизации топливно-энергетического баланса страны для рассматриваемого перспективного уровня (года) данному району выделены определенные объемы газа, мазута и угля (объем угля может быть неограниченным). Источники рассматриваемых видов топлива могут быть расположены как на территории района, так и вне его.

Задана перспективная схема газоснабжающей сети района, которая может включать как действующие, так и новые газопроводящие участки и компрессорные станции.

Будем рассматривать следующую двухэтапную схему организации системы топливоснабжения: на первом этапе определению подлежат параметры газотранспортной системы, распределения потоков и давлений газа в ней, а также распределение потоков других видов топлива от источников до потребителей. На втором этапе, под которым понима-

мается этап функционирования системы, вследствие уточнения исходной информации относительно объемов топливopотребления потребителей необходимо предусмотреть дополнительные потоки видов топлива (кроме газа) с целью обеспечения уточненных потребностей в топливе. Предполагается, что газотранспортная система, реализованная по результатам решений первого этапа, не усиливается в период функционирования системы, а следовательно, может пропустить лишь такие потоки газа и будет работать в том режиме по давлениям газа, которые соответствуют решениям первого этапа. Что касается других видов топлива, то как их стоимостные показатели, так и объемы по этапам могут быть разные. Показатели по этапам будем обозначать верхними индексами — I и II.

Для формализации рассматриваемой задачи сделаем необходимые обозначения.

Величина приведенных затрат на усиление действующего или строительство нового элемента i, j газотранспортной части системы зависят от выбираемого технического решения u_{ij} , по нему и его планируемого режима работы, который определяется величиной начального P_i^I , конечного P_j^I давлений газа и суточного потока газа через элемент Q_{ij}^I . Обозначим эти затраты: $Z_{ij}(u_{ij}, P_i^I, P_j^I, Q_{ij}^I)$; $\varphi_k^I(Q_k^I, M_k^I, Y_k^I)$ — приведенные затраты у k -го потребителя на внутренний транспорт и распределение суточных потоков газа — Q_k^I , мазута — M_k^I и угля — Y_k^I , соответствующих первому этапу решений с учетом коэффициентов эффективности их использования, а $\varphi_k^{I-II}(Q_k^I, M_k^I, Y_k^I, M_k^{II}, Y_k^{II})$ — дополнительные приведенные затраты у того же потребителя с целью обеспечения возросших (уточненных) потоков M_k^{II} , Y_k^{II} при условии, что первому этапу соответствуют потоки Q_k^I, M_k^I, Y_k^I . Пусть C_{lk}^I, C_{lk}^{II} — соответственно, приведенные затраты на производство и транспорт единицы мазута и угля из l -го источника до k -го потребителя, а M_k^I и Y_k^I — суточные объемы перевозок мазута и угля между теми же пунктами.

Критериальное условие рассматриваемой задачи оптимизации имеет следующий вид:

$$\sum_{(i,j)} \lambda_{ij} \min_{u_{ij}} Z_{ij}(u_{ij}, P_i^I, P_j^I, Q_{ij}^I) + 365 \left[\sum_{(l,k)} C_{lk}^I \cdot M_k^I + \sum_{(l,k)} C_{lk}^{II} \cdot Y_k^{II} + \right. \\ \left. + \sum_{(l,k)} C_{lk}^{II} \cdot M_k^{II} + \sum_{(l,k)} C_{lk}^{II} \cdot Y_k^{II} \right] + \sum_k \varphi_k^I(Q_k^I, M_k^I, Y_k^I) + \\ + \sum_k \varphi_k^{I-II}(Q_k^I, M_k^I, Y_k^I, M_k^{II}, Y_k^{II}) \rightarrow \min. \quad (1)$$

Выражение (1) отражает суммарные приведенные затраты по системе топливоснабжения в целом, где первое слагаемое выражает суммарные приведенные затраты по газопроводным участкам и ком-

прессорным станциям газотранспортной системы; второе и четвертое слагаемые — затраты на производство и транспорт мазута до пунктов потребления по решениям, соответственно, первого и второго этапов; третье и пятое слагаемые — аналогичные затраты по углю; шестое и седьмое слагаемые — затраты по потребителям для решений первого и второго этапов; X_{ij} — булевые переменные, значения которых для действующих элементов тождественно равны единице, и для новых элементов равны $\{0; 1\}$ и определяются в результате решения задачи оптимизации. Причем значение единицы означает, что данный новый элемент нужно строить, ноль — нет.

Для нормального функционирования системы топливоснабжения должны выполняться условия как по газотранспортной части, так и по другим видам топлива. Эти условия таковы.

1. Балансовые условия в узлах газотранспортной системы:

$$\sum_{i \in X_{1j}} X_{ij} \operatorname{sgn}(P_i^1 - P_j^1) Q_{ij}^1 + \sum_{i \in X_{2j}} X_{ij} \operatorname{sgn}(P_i^2 - P_j^2) Q_{ij}^2 = Q_j^1, \quad (2)$$

где X_{1j} , X_{2j} — подмножества газопроводных участков и компрессорных станций, смежных к j -му узлу; Q_j^1 — потребляемый в j -м узле поток газа.

2. Функциональные условия по газопроводным участкам:

$$X_{ij} \cdot |P_i^1 - P_j^1| \leq C_{ij} \cdot Q_{ij}^1 \quad (3)$$

и по компрессорным станциям:

$$X_{ij} \cdot (a_{ij} \cdot \min(P_i^2, P_j^2) - \max(P_i^2, P_j^2)) \leq B_{ij} \cdot Q_{ij}^2. \quad (4)$$

3. Условия для альтернативных газопроводных участков:

$$Q_{ij}^1 (1 - X_{ij}) = 0 \quad (5)$$

и компрессорных станций.

$$(P_i^1 - P_j^1) (1 - X_{ij}) = 0. \quad (6)$$

4. Условия, отражающие взаимосвязь между решениями обеих этапов по топливопотреблению потребителей:

$$k_u \cdot M_k^u + k_y \cdot Y_k^u = \int_{k_r Q_k^1 + k_u M_k^1 + k_y Y_k^1}^{\infty} F_k(T_k) \cdot dT_k, \quad (7)$$

где k_r , k_u , k_y — коэффициенты пересчета видов топлива в m . у. m . или в единицу газа (тогда принимается $k_r = 1$).

5. Условия непреышения суммарных объемов потребляемых видов топлива выделенным лимитам:

$$\sum_i Q_k^i \leq Q^*, \quad (8)$$

$$\sum_{(i,j)} (M_{ik}^I + M_{ik}^{II}) \leq M^*, \quad (9)$$

где Q^* и M^* — выделенные району лимиты, соответственно, по газу и мазуту.

В результате реализации описанной выше модели определяются: технические решения по газопроводным участкам и компрессорным станциям u_{ij} ; потоки газа по элементам сети Q_{ij} и давления газа в ее узлах P_i, P_j ; потоки газа Q_k^I , мазута M_{ik}^I, M_{ik}^{II} и угля Y_k^I, Y_k^{II} потребителям (и как следствие $M_k^I, M_k^{II}, Y_k^I, Y_k^{II}$), из которых в первую очередь представляют интерес решения, соответствующие первому этапу. Как видно, модель содержит как непрерывные, так и булевы переменные. Поэтому для реализации должны быть привлечены общие методы математического программирования, учитывающие наличие как непрерывных, так и дискретных переменных.

Для реализации модели (I) + (II) могут быть использованы следующие два основных способа. Первый способ заключается в прямой оценке критериального условия (I) путем непосредственного расчета технических решений u_{ij} по газопроводным участкам и компрессорным станциям, а также расчет φ_k^I и φ_k^{I+II} по потребителям.

Второй способ заключается в предварительном представлении $Z_{ij}, \varphi_k^I, \varphi_k^{I+II}$ аналитическими функциями, которые непосредственно представляются в (I). Причем представление зависимостей задачи оптимизации линейными функциями соответственно упрощает ее реализацию.

Ереванск. комплк. отдел.

ВНИИЭГазпром

Поступило 7. III. 1980

1. 2. ՀԱՅԱՍՏԱՆ

ՇՐՋԱՆՆԵՐԻ ՎԱՌԵՐԻՔԱՄԱՏԱԿԱՐԱՐՄԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԴԵՐԻ ՕՊՏԻՄԱԼԱՅՈՒՄԸ ՎԱՌԵՐԻՔԱՊԱՌՄԱՆ ՍՏՈՒԱՆՈՏԻԿ ԸՆՈՒՅԹԻ ԿԵՊԸՐՈՒՄ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Առաջարկվում է շրջանների վառելիք-մատակարարման համակարգերի օպտիմալացման մաթեմատիկական մոդել, երբ հայտնի են սպառիչների վառելիք-սպառման բաշխման ֆունկցիաները: Դիտարկվում են նրա իրազրոժման եղանակը, որը հանդիսանում է մասնակի -բուլյան փոփոխականներով բնութանոր տեսքի ոչ-դժային ծրագրավորման խնդիր:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Вопросы построения автоматизированных информационных систем управления развитием электроэнергетических систем. Учет неопределенности исходной информации. Вып. I, Иркутск, изд. СЭНКО АН СССР, 1973.
2. Унянц Л. А. Способ оптимизации газотранспортных систем РГС. М., ВНИИЭГазпром, № 11М, деп. 1977.

ГИДРАВЛИКА

Д. С. ТОРОСЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКОГО
РЕЖИМА ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ

При разделении гетерогенных жидких систем потеря устойчивости потока жидкости в пространстве между тарелками центробежных сепараторов имеет существенное значение. Оптимальный выбор гидродинамического режима течения потока жидкой смеси в пакете межтарелочных пространств предопределяет эффективность процесса сепарирования.

Сложность изучения реальной гидродинамической обстановки в сепараторе объясняется тем, что они имеют большие угловые скорости вращения и относительно маленькие межтарелочные пространства.

Существующие экспериментальные исследования гидродинамических режимов течения жидкости в межтарелочном пространстве сепараторов основывались на визуальной оценке потери устойчивости подкрашенной струи в общем потоке жидкости [1]. На основании наблюдений были установлены критические значения критерия Рейнольдса, удовлетворяющие условиям ламинарности.

Теоретически вопрос устойчивости потока несжимаемой однородной жидкости в межтарелочном пространстве центробежных сепараторов изучался неоднократно. Так, например, в [2] предлагается критерий устойчивости K :

$$K = (k - 1) \cdot \varepsilon,$$

где $k = h \sqrt{\frac{\omega \sin \alpha}{\nu}}$; $\varepsilon = \frac{v}{\omega r}$; h — расстояние между тарелками по нормали; ω — угловая скорость вращения ротора сепаратора; α — угол наклона образующей тарелки к оси вращения; ν — кинематическая вязкость жидкости; v — средняя скорость движения жидкости в межтарелочном пространстве; r — средний радиус тарелки.

Если $K < 1$, то поток однородной жидкости устойчив, а если $K > 1$ — устойчивость потока между тарелками сепаратора нарушается. Однако полученные данные не подкреплены экспериментально.

Предлагается [3] также параметр $\frac{h^2 \omega}{\nu}$, характеризующий устойчивость ламинарного потока между тарелками. При значениях $\frac{h^2 \omega}{\nu} > 50$ движение жидкости между тарелками турбулентно.

Указанные экспериментальные и теоретические исследования не могут быть признаны исчерпывающими, т. к. в них отсутствуют достаточно обоснованные критерии устойчивости межтарелочных потоков, подтвержденные экспериментально, применительно к реальному процессу разделения в центробежных сепараторах.

Ранее показано [4], что условия осаждения частиц дисперсной фазы жидкой смеси в секторной центрифуге максимально приближаются к идеальным. Поэтому можно считать, что потеря устойчивости потока жидкости между тарелками сепаратора может быть выявлена при сопоставлении результатов разделения жидких смесей в «идеализированных» условиях, где отсутствует движение отделяемой жидкости относительно ротора центрифуги и реального процесса сепарирования.

Для этого использована секторная центрифуга с непрерывным отбором фугата на ходу аппарата. На рис. 1 представлены опытные данные, полученные при разделении суспензии латекса СВХ-1 на секторной центрифуге с радиусами отсчетной и свободной поверхностей 0,134 м и 0,129 м. Объем центрифугируемой жидкости составлял $9,5 \cdot 10^{-6}$ м³, а исходная весовая концентрация дисперсной фазы $c_0 = 0,12\%$. Из полученных результатов следует, что зависимость между суммарным количеством $\frac{c_0}{c_0 - c_{\text{ог}}}$ и производительностью секторной центрифуги V является линейной. Аналогичная зависимость получена на той же установке при разделении стабилизированной суспензии каolina [5].

Таким образом, когда осаждение частиц дисперсной фазы суспензии происходит при условии отсутствия движения самой отделяемой жидкости относительно ротора центрифуги, зависимость $\frac{c_0}{c_0 - c_{\text{ог}}} = f(V)$ носит линейный характер.

Для выявления потери устойчивости потока жидкой смеси в межтарелочных пространствах сепаратора были проведены эксперименты по разделению той же суспензии латекса СВХ-1 при $c_0 = 0,11\%$ (вес.) на центробежном сепараторе АСГ-1А при аналогичном температурном режиме [4]. Сепарирование проводили при постоянной скорости вращения ротора 1361 рад/с; производительность изменяли в пределах $(11 \div 35) \cdot 10^{-6}$ м³/с. Полученные результаты приведены на рис. 2, откуда следует, что зависимость $\frac{c_0}{c_0 - c_{\text{ог}}} = f(V)$ сохраняется линейной до определенного предела. При дальнейшем увеличении производительности сепаратора прямая $\frac{c_0}{c_0 - c_{\text{ог}}} = f(V)$ имеет другой наклон и, следовательно, на этом участке сепарирование происходит по другому закону осаждения.

Аналогичные графики $\frac{c_0}{c_0 - c_{\text{ог}}} = f(V)$ получаются при обработке опытных данных других авторов, так, например, при сепарировании той

же суспензии с $c_n = 0,12\%$ (вес.) на сепараторах АСГ-1А и «Плава» [6], суспензии каолина с начальной концентрацией $0,15\%$ (вес.) на сепараторе СОМ-1-3000 [5] и водной суспензии окиси магния на сепараторе ЛТИ [7].

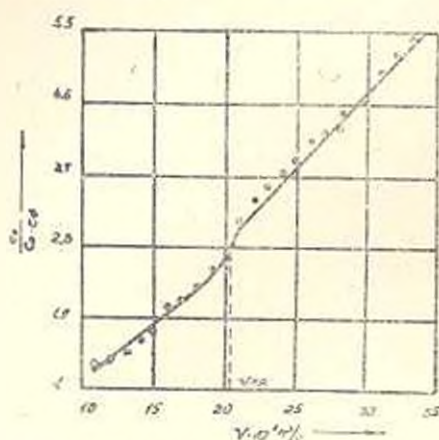


Рис. 1. Зависимость симплекса концентраций $\frac{c_n}{c_0 - c_\phi}$ от производительности секторной центрифуги V при разделении суспензии латекса СВХ-1 при $\omega = 157 \text{ рад/с}$.

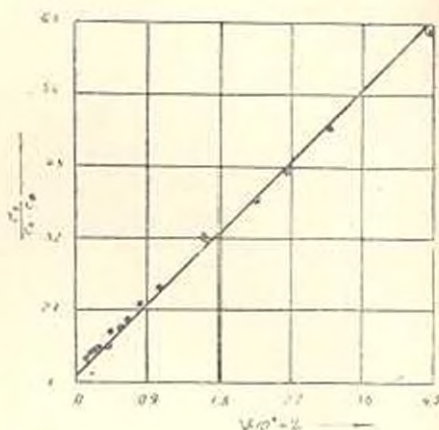


Рис. 2. Зависимость симплекса концентраций $\frac{c_0}{c_0 - c_\phi}$ от производительности сепаратора V при разделении суспензии латекса СВХ-1 на сепараторе АСГ-1А при $\omega = 1361 \text{ рад/с}$.

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что по характеру зависимости $\frac{c_n}{c_0 - c_\phi} = f(V)$ для реального процесса сепарирования можно установить условие, при котором происходит потеря устойчивости межтарелочного потока реальной жидкой смеси. В качестве такого условия следует выбрать производительность сепаратора, при которой нарушается линейная связь между симплексом концентраций $\frac{c_n}{c_0 - c_\phi}$ и производительностью сепаратора V . При таком режиме разделения теряется устойчивость потока жидкой смеси в рабочем органе сепаратора и процесс сепарирования становится неэффективным.

Под критической производительностью мы будем понимать такое условие разделения жидкой смеси, когда меняется характер закона оседания при данном конструктивном оформлении ротора сепаратора. Это условие устанавливается из графика зависимости $\frac{c_n}{c_0 - c_\phi} = f(V)$, когда нарушается линейная связь между $\frac{c_n}{c_0 - c_\phi}$ и V .

Выявленные таким образом критические режимы разделения различных жидких смесей на разных сепараторах были сопоставлены с данными, предлагаемыми в [1—3]. Сравнительный анализ полученных

результатом показал, что при реальном процессе сепарирования опенить критический режим разделения существующими методами невозможно. т. к. экспериментальные данные резко отличаются от предлагаемых.

Лиявский педагогический
ин-т им. М. Набандяна

Поступило 9.XII.1981

Չ. Ս. ՔԱՐԱՅԱՆ

ՋՏՄԱՆ ՊՐՈՑԵՍԻ ԿՐԻՏԻԿԱԿԱՆ ՌԵԺԻՄՆԵՐԻ ՓՈՐՉԱՐԱՐԱԿԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ո մ

Փորձականորեն հետազոտված և ապացուցված է, որ դոման պրոցեսի կրիտիկական ռեժիմը հայտնաբերվում է, երբ համեմատվում է իրական պրոցեսի բաժանման արդյունքները և այն դեպքում, երբ րաջակայում է հեղուկի շարժումը ոտտորի նկատմամբ: Հնդ որում դոման կրիտիկական ռեժիմը վրա է հասնում զտիչի ախտիտի արտադրողականության դեպքում, երբ կտրուկ խախտվում է դժային կապը զտիչի արտադրողականության և կոնցենտրացիայի սխեմայի միջև: Զոման կրիտիկական ռեժիմի դեպքում կորչում է զտիչի աշխատող մասում հեղուկ խառնուրդի հոսքի կայունությունը և գոման պրոցեսը դառնում է անարդյունավետ: Ստացված արդյունքները փորձերով հաստատված են ինչպես հեղինակի, այնպես էլ այլ հետազոտողների կողմից տարբեր զտիչներով և դոման ռեժիմներով տարբեր հեղուկ խառնուրդների բաժանման ժամանակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Лилатош Н. Н. Сепарирование в молочной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1971.
2. Гольдин Е. М. Устойчивость потока между тарелками сепаратора. «Известия АН СССР. Механика жидкостей и газов», 1966, № 2.
3. Лисковцов Н. В. Разделение жидкостей на центробежных аппаратах. М., «Машиностроение», 1968.
4. Торосян Д. С. Изучение работы жидкостных тарельчатых сепараторов с помощью обогащенных дисперсионных характеристик. Автореферат канд. диссерт., МТИММП, М., 1967.
5. Горбачева В. Д. Исследование разделяемости суспензий и разделяющей способности сверхцентрифуг. Автореферат канд. диссерт., МТИММП, М., 1974.
6. Должанова Г. А. Расчетно-экспериментальный метод оценки разделяющей способности сепараторов. Автореферат канд. диссерт., МТИММП, М., 1970.
7. Пилишник С. А. Теоретическое и экспериментальное исследование процесса разделения суспензий в тарельчатых сепараторах. Автореферат докт. диссерт., ЛТИ, Л., 1972.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

С. С. АВЕТИСЯН, Ю. А. КУТОЯНИ

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАДЕЖНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С УЧЕТОМ ПРОФИЛАКТИКИ

Известно, что профилактическое обслуживание позволяет улучшать показатели надежности. В работе [1] предложена математическая модель функционирования технического средства (ТС), учитывающая профилактики.

Согласно этой модели в [1] рассчитаны значения основных показателей надежности [2] — коэффициенты: k_r — готовности; $k_{тн}$ — технического использования; $k_{эф}$ — эффективности профилактики; $k_{проф}$ — профилактики и T_2 — наработка на отказ. Вычисление этих показателей связано со значением следующих характеристик ТС: периоды профилактического обслуживания — $\tau_i^{(i)}$, $i = 1-III$; продолжительности отдельной профилактики — $\tau_{п}^{(i)}$, $i = 1-III$; время восстановления ТС после отказа — $\tau_{в}$; интенсивности возникновения неисправностей — $\lambda^{(i)}$, $i = 1-IV$; функция распределения времени развития неисправности в отказ — $F_i^{(i)}(x)$; $x \geq 0$, $i = 1-III$.

Значения $\tau_i^{(i)}$, $\tau_{п}^{(i)}$ и $\tau_{в}$ обычно известны, а параметры $\lambda^{(i)}$ и функции $F_i^{(i)}$ для разных ТС могут отличаться и их следует определить из статистики, собранной за время эксплуатации.

В настоящей работе предлагается методика определения основных показателей надежности на основе статистических оценок $\lambda^{(i)}$ и $F_i^{(i)}(x)$. Для простоты изложения ограничимся вычислением оценок $\lambda^{(i)} = \lambda$ и $F_i^{(i)}(x) = F_i(x)$.

Считаем, что система функционирует длительное время T . Обозначим: $t_1, \dots, t_p$ — моменты появления неисправностей; $s_1, \dots, s_N$ — моменты появлений отказов от этих неисправностей ($n \leq p$); $q_1, \dots, q_N$ — число неисправностей, обнаруженных и устраненных за время протекания каждой из N профилактик. Величины s_i и q_i наблюдаемы, а значения t_k — нет. Очевидно:

$$t_k + \xi_k = s_k, \quad (1)$$

где ξ_k — значения случайной величины ξ — времени развития неисправности в отказ s_k . Заметим, что, если $t_k = \tau_r$ и $t_k + \xi_k > \tau_r$, где τ_r — момент начала r -ой профилактики, то неисправность устраняется.

В качестве оценки λ предлагается известная оценка максимального правдоподобия [3]

$$\hat{\lambda} = \frac{n + \sum_{i=1}^n q_i}{T}. \quad (2)$$

Эта оценка несмещенная: $E\hat{\lambda} = \lambda$ с дисперсией $D\hat{\lambda} = \lambda/T$, т. е. и состоятельная. Следовательно, за длительное время эксплуатации значения $\hat{\lambda}$ близки к истинному.

В силу независимости t_i и ξ_i плотности распределений $f_t(x)$, $f_\xi(x)$ и $f_s(x)$ удовлетворяют равенству

$$f_s(x) = \int_{-\infty}^{\infty} f_\xi(y) f_t(x-y) dy.$$

Так как $t_1, t_2, \dots$ образуют процесс Пуассона $f_t(x) = \lambda e^{-\lambda x}$, то $x \geq 0$ и $f_t(x) = 0$, $x < 0$. Решая уравнение

$$f_s(x) = \lambda \int_0^x f_\xi(y) e^{-\lambda(x-y)} dy$$

относительно $f_\xi(y)$, получаем

$$f_\xi(x) = f_s(x) + \frac{1}{\lambda} f'_s(x)$$

при условии

$$\int_{-\infty}^{\infty} f_s(x) dx = 1.$$

Следовательно:

$$F'_\xi(x) = F_s(x) + \frac{1}{\lambda} f_s(x),$$

откуда видно, что оценка $F'_\xi(x)$ свелось к оценке $F_s(x)$ и $f_s(x)$ по наблюдениям $s_1, \dots, s_n$.

Эмпирическая функция распределения [4]:

$$F_s(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \chi_{[s_i < x]},$$

где индикатор $\chi_{[s_i < x]} = 1$, если $s_i < x$ и 0, если $s_i \geq x$; s_i — время от конца предыдущей профилактики до появления отказов.

Поэтому

$$\int_0^{\tau} \hat{F}_s(x) dx = \sum_{k=0}^{m-1} \int_{s_k}^{s_{k+1}} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^m \chi_{\{s_i < s_{k+1}\}} \right) dx + \int_{s_m}^{\tau} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m \chi_{\{s_i < s_{m+1}\}} dx = \\ = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{m-1} k(s_{k+1} - s_k) + \frac{m}{n} (\tau - s_m),$$

где $s_0 = 0$ и m определяется неравенствами $s_m < \tau < s_{m+1}$. Следовательно, $\hat{F}_s(\tau) = \frac{m}{n}$ и

$$\Phi_s(\tau) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{m-1} k(s_{k+1} - s_k) + \frac{m}{n} \left(\tau - s_m + \frac{1}{\lambda} \right).$$

Из самостоятельности оценки $F_s(x)$ вытекает состоятельность и оценки $\Phi_s(\tau)$. Поэтому оценки показателей надежности, полученные в результате замены значений $\lambda^{(n)}$ и $\tau^{(n)}(\tau)$ их оценками (2), (3), вычисленными на основе статистики отказов $s_1, \dots, s_n$ за длительное время эксплуатации ТС, будут близки к истинным значениям этих показателей.

Если функция распределения $F_s(x)$ известна с точностью до значения некоторого параметра μ , то оценку $F_s(x, \mu)$ можно заменить оценкой $\hat{\mu}$ и подстановкой $\hat{F}_s(x) = F_s(x, \hat{\mu})$. Пусть, например,

$$F_s(x) = 1 - \exp(-\mu x), \quad x > 0 \quad \text{и} \quad F_s(x) = 0 \quad \text{при} \quad x < 0.$$

Тогда оценка максимального правдоподобия является решением уравнения правдоподобия:

$$\frac{n\lambda}{\hat{\mu}(\hat{\mu} - \mu)} - \sum_{j=1}^n s_j [1 - \exp\{(\hat{\mu} - \mu)s_j\}]^{-2} = 0,$$

где считаем $\mu > \lambda$. Ввиду сложности полученного выражения предпочтительнее воспользоваться тем, что согласно (1) $E\tau + F_s^2 = Es$, т. е. $\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\mu} = Es$ и в качестве оценки μ брать

$$\hat{\mu} = \frac{\lambda}{\frac{\lambda}{n} \sum_{j=1}^n s_j - 1}.$$

В силу сходимости $\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n s_j \rightarrow Es$, $n\hat{\mu} \rightarrow \lambda$ при $T \rightarrow \infty$ оценка $\hat{\mu}$ состоятельная.

Предложенная методика позволяет на основе статистики отказов и устраненных за время профилактики неисправностей оценить значения основных показателей надежности. Формулы для расчета относительно несложные, а значения оценок, полученных за длительное время эксплуатации ТС, близки к истинным показателям надежности функционирования ТС при проведении профилактического обслуживания.

Арм. фил.
ВГНТИ ЦСУ СССР

Поступило 18. VI. 1981

Ս. Ս. ԱՎԵՏԻՍՅԱՆ, ՅՈՒ. Ա. ԿՈՏՈՅԱՆՑ

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՀՈՒՍԱՐԽՈՒԹՅԱՆ ԲԵՌՈՒԹԱԳՐԻ ՈՐՈՇՄԱՆ ԴԱՐԱՆ՝ ՊՐՈՖԻԼԱԿՏԻԿԱՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՌՈՒՄԻ

Ա. մ փ ո փ ո լ մ

Առաջարկվում է մեթոդ, որը նախաձորություն է ապրիս գնահատել տեխնիկական համակարգերի հուսալիության հիմնական ցուցանիշների արժեքները, հիմնված մերժերի և պրոֆիլակտիկ աշխատանքների ժամանակ վերցված անսարքությունների վիճակագրական սովորների վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Аветисян С. С., Кутоянц Ю. А. О показателях надежности при профилактическом обслуживании «Известия АН АрмССР (серия Г. Н.)», т. XXXIV, № 3, 1981.
2. Под ред. А. М. Маринкова Система документации единой системы ЭВМ. М., «Статистика», 1976.
3. Кокс Д., Льюис П. Статистический анализ последовательностей событий М., «Мир», 1969.
4. Левин Б. Р. Теория надежности радиотехнических систем. М., «Сов. радио», 1978.

Р. М. РАФАЭЛЯН, Э. П. АЩЯНЯЦ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО НАПОРА В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

При проектировании нагнетательных трубопроводов насосных станций необходимо располагать сведениями о величинах давлений, возникающих в трубопроводах при гидравлических ударах. Характерной особенностью переходного процесса в насосной установке является то, что при отключении электропитания двигателя изменение давления в начале трубопровода начинается с понижения, величина которого существенным образом определяет последующее его повышение в трубопроводе.

Исследования показывают, что в зависимости от инерции вращающихся масс насосного агрегата, напора, скорости движения воды и других параметров, минимальное давление в трубопроводе может быть как выше, так и ниже атмосферного. В случае, когда давление опускается ниже атмосферного, возможно образование разрыва сплошности потока и последующее возникновение в трубопроводе значительного повышения давления. В связи с этим, вопрос оценки величины минимального давления имеет важное значение.

В настоящее время аналитический метод определения величины минимального напора с учетом характеристики насоса и трубопровода разработан недостаточно. Целью работы является экспериментальное и аналитическое исследование величины минимального напора и зависимости от гидромеханических параметров системы «насос—трубопровод» и получение простой расчетной формулы.

При решении задачи, в частности, используются расчетные кривые, приведенные в [1], определяющие величину понижения напора в случае потери привода насоса. Кривые откорректированы в области $\frac{\alpha v_0}{gH_0} < 1$ и представлены в координатах $\frac{H}{H_0} - \frac{\alpha v_0}{gH_0}$, где параметром является величина $\tau = \frac{t_0}{t_2}$ (рис. 1).

На графике также проведена прямая

$$\frac{H}{H_0} = 1 - \frac{\alpha v_0}{gH_0}, \quad (1)$$

выражающая теоретическое значение минимального напора при прямом гидравлическом ударе без учета инерции агрегата ($\frac{T_a}{t_\phi} = 0$) [2].

Здесь приняты следующие обозначения: H, H_0 — минимальный и статический напор в начале трубопровода; a, t_ϕ — скорость распространения волны и фаза гидравлического удара; v_0 — начальная скорость движения воды в трубопроводе; g — ускорение силы тяжести; T_a — постоянная агрегата.

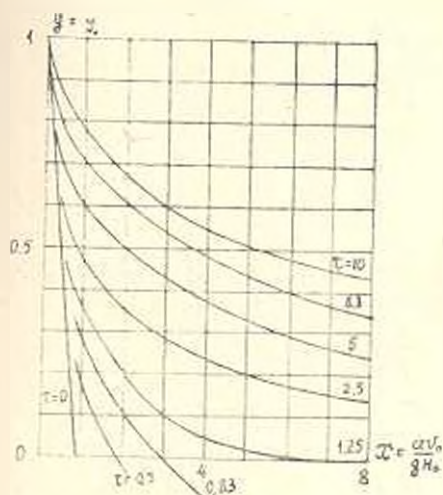


Рис. 1. Зависимость минимального напора от параметров системы «насос—трубопровод».

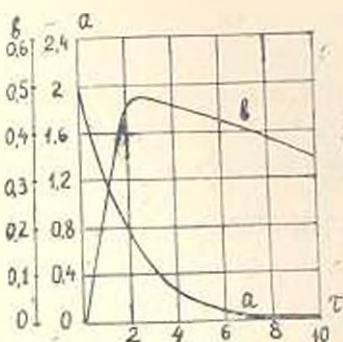


Рис. 2. Значения коэффициентов $a(\tau)$ и $b(\tau)$ в зависимости от величины $\tau = \frac{T_a}{t_\phi}$.

$$\tau = \frac{T_a}{t_\phi}.$$

Как видно из графика, при всех значениях параметра $\frac{T_a}{t_\phi} > 0$ величина минимального напора, определяемая кривыми, больше соответствующих значений, вычисленных по формуле (1). Это обуславливается подачей воды в трубопровод рабочим колесом насоса, вращающимся по инерции и влиянием отраженных волн давления при непрямом гидравлическом ударе. Из графика также следует, что в зависимости от параметров $\frac{T_a}{t_\phi}$ и $\frac{av_0}{gH_0}$ при потере привода насоса минимальное давление может опускаться ниже атмосферного.

Приведенное на рис. 1 семейство кривых представлено в виде функции

$$y = 1 - \frac{x(1 + \tau)e^{-b(\tau)x}}{1 + a(\tau)x}, \quad (2)$$

где $y = \frac{H}{H_0}$, $x = \frac{av_0}{gH_0}$, $\tau = \frac{T_a}{t_\phi}$, а коэффициенты $a(\tau)$ и $b(\tau)$ определяются из графика (рис. 2).

Подставляя значения x и y в выражение (2), получим:

$$H = H_0 - \frac{av_0}{g} \Phi(\tau), \quad (3)$$

которая определяет величину минимального напора в зависимости от инерции агрегата, длины трубопровода и других гидромеханических параметров.

В формуле (3) принято

$$\Phi(\tau) = \frac{(1 + \tau) e^{-\frac{av_0}{gH_0}\tau}}{1 + a(\tau) \frac{av_0}{gH_0}}, \quad (4)$$

где

$$0 \leq \Phi(\tau) \leq 1.$$

Из соотношений (3) и (4) следует:

а) при $\tau = 0$, что соответствует случаю прямого гидравлического удара без учета инерции агрегата, $\Phi(0) = 1$ и минимальный напор, определяемый формулой (3), равен $H = H_0 - \frac{av_0}{g}$;

б) при $\tau \rightarrow \infty$ (случай агрегата большой маховой массы или короткого трубопровода), $\Phi(\tau) \rightarrow 0$ и при переходном процессе в начале трубопровода поддерживается статический напор, т. е. $H \sim H_0$.

С целью использования формулы (3) проведены численные и экспериментальные исследования, их анализ и сопоставление результатов. Расчеты гидравлического удара выполнены методом характеристик на ЭВМ ЕС 1020 по параметрам действующих и проектируемых насосных станций (Хачикская, Гехадирская и Ахумская в Армянской ССР).

Экспериментальные исследования выполнены в лабораторных условиях и на действующих насосных станциях. В процессе экспериментов производилось отключение от сети электропитания двигателя насоса и регистрировалось изменение напора в начале трубопровода при гидравлическом ударе.

Сопоставление показало, что результаты экспериментов и расчетов на ЭВМ хорошо согласуются с расчетом по предлагаемой формуле (3). Это дает основание рекомендовать формулу (3) для определения минимального напора при отключении привода насоса.

Арт(ШНВПн)

Поступило 6. X 1981

ЛИТЕРАТУРА

1. Под ред. Г. Н. Крищенко. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. М., «Энергия», 1975. 366 с.
2. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. М., Госстройиздат, 1961. 227 с.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

О. В. ДАБАГЯН, В. С. ХОМЯКОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ
ШИРОКОУНИВЕРСАЛЬНОГО КОНСОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО
СТАНКА

Создание станков с заданными динамическими характеристиками, позволяющими обеспечить требуемую точность и производительность, является одной из актуальных задач станкостроения. Для решения этой задачи используют, как правило, математическое моделирование, которое дает хорошие результаты, если построение расчетной модели проведено на основе всестороннего анализа экспериментальных данных. Целью данного экспериментального исследования широкоуниверсального консольно-фрезерного станка модели 6Р82Ш с точки зрения оценки его динамического качества являлось получение объективной информации о колебаниях несущей системы станка при нормальной работе.

Проводилось фрезерование стального образца цилиндрической фрезой с винтовым зубом ($D = 80$ мм, $z = 16$ мм) и дисковой фрезой ($D = 80$ мм, $z = 16$ мм, $B = 10$ мм). Режимы резания: $n = 31,5 \div 125$ об/мин; $f = 1 \div 5$ мм; $S = 25 - 125$ мм/мин.

Измерения колебаний производились с помощью набора виброизмерительной аппаратуры RFT (ГДР). В ходе исследования колебаний станка производилось также измерение крутящего момента на фрезе с помощью тензодатчиков на шпинделе и токосъемника. Схема расположения датчиков показана на рис.

Обработка и анализ этих реализаций производились методами спектрального анализа на основе методики динамических испытаний станков, разработанной в ЭНИМС.

Для оценки колебаний (амплитуда A) на собственной частоте упругой системы использовалось выражение [1]:

$$A_{1\sigma} = K_{\Phi} \sqrt{\frac{\sigma}{2}},$$

где σ — дисперсия узкополостного случайного процесса, полученного после фильтрации исходного процесса с помощью полосового фильтра с центральной частотой f_{Φ} ; K_{Φ} — поправочный коэффициент, учитывающий характер частотной характеристики усилителя.

Информация о колебаниях станка вводилась в ЭВМ в виде совокупности ординат процесса, закодированных на перфоленте, которая получалась в результате аналого-цифрового преобразования каждой отдельной реализации на осцилограмме с помощью полуавтоматического аналого-цифрового преобразования Ф-001.

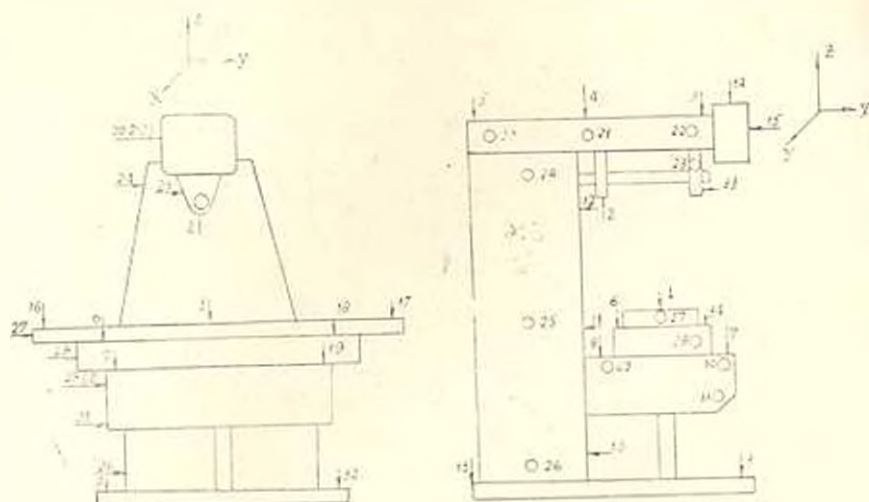


Рис.

Для выявления частотных диапазонов относительных колебаний инструмента и заготовки, существенных с позиций точности обработки, был произведен расчет энергии колебаний по отдельным диапазонам частот. В качестве оценки энергии относительных колебаний использовалось значение дисперсии процесса на выходе соответствующего фильтра [2, 3]. Оказалось, что основная доля энергии относительных колебаний (более 90%) приходится на диапазон частот до 120 Гц, который и принят за рабочий для проведения дальнейших исследований.

Пиковые значения энергии приходятся на частоты 40—45 Гц и 62—68 Гц — здесь сосредоточено до 60% энергии колебаний, причем с ужесточением режимов работы станка этот процент увеличивается.

Было проведено специальное исследование уровня относительных колебаний инструмента и заготовки от режимов резания и положения стола и салазок при фрезеровании дисковыми и цилиндрическими фрезами [4]. Наибольшее влияние на уровень колебаний оказывает продольная подача стола и расстояние от центра салазок до зеркала направляющих консоли.

Так, например, при изменении S от 25 до 100 мм/мин уровень относительных колебаний инструмента и заготовки возрастает на 5,8 мкм (фреза цилиндрическая, $D = 80$ мм, $B = 120$ мм, $l = 5,5$ мм, $n = 80$ об/мин).

Среди остальных пиков частотного спектра относительных колебаний — пики на частотах 16—20 Гц, 29—35 Гц, однако высота их в большинстве случаев меньше, чем двух упомянутых выше.

Анализ статистических характеристик абсолютных колебаний во всех точках измерений при разных режимах работы станка позволил сделать следующие выводы.

Высокие значения квадрата функции когерентности в окрестностях частот 42 и 65 Гц, а также плавный характер изменения фазового спектра в районе этих частот почти всех пар точек дает основание считать их собственными частотами системы станка [1]. Остальные пики объяснены своим происхождением вынужденным колебаниям станка на частотах, связанных с оборотной и зубцовой частотами и их высшими гармониками.

Для выделения узлов станка, определяющих его поведение в динамике, были построены формы колебаний несущей системы для частот 42 и 65 Гц. При этом использовались оценки амплитуд и фазового спектра между колебаниями в различных точках.

Анализ амплитуд угловых колебаний элементов несущей системы станка совместно с анализом интенсивностей в различных точках станка позволили выявить основные особенности поведения станка и построить формы колебаний на частотах 42 и 65 Гц (табл.)

Таблица

Узел	№ точки и направ- ление	Частота, Гц		Узел	№ точки и направ- ление	Частота, Гц	
		42	65			42	65
Стойка	10У	16	16	Связки	6Z	42	15
	11У	— 3	— 20		18Z	41	13
	12У	— 16	18		26X	12	5
	24X	11	— 15		34Z	22	3
	25X	8	3		7Z	40	— 14
	26X	4	— 16	Коргола	8Z	41	9
Хобот	3Z	— 15	— 38		19Z	38	7
	4Z	— 11	47		29X	4	1
	5Z	3	— 8		30X	9	2
	14Z	16	25		31X	8	3
	15У	6	8	Стяг	1Z	39	18
	20X	6	3		16Z	40	17
	21X	3	3		17Z	39	18
	22X	1	1		27X	6	6
Сервис	2Z	— 19	41	Окисление	9Z	21	— 8
	23X	5	6		13Z	— 16	26
	33У	2	16		32Z	— 19	— 3

Частота 42 Гц является собственной частотой колебаний консоли, а 65 Гц — хобота в плоскости YOZ.

Моск. станконинстр. и-т

Поступило 20. XI. 1981

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Бендат Дж., Нирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М., «Мир», 1974.
2. Абенгацз Г. Г. и др. Справочник по вероятностным расчетам. М., Воениздат, 1979.
3. Под ред. В. В. Болотина. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. М., «Машиностроение», 1978.
4. Дабасян О. В., Хомяков В. С. Исследование колебаний фрезерных станков с ЧПУ. Тез. докл. Респ. науч.-техн. конф. «Вопросы конструирования и эксплуатации станков ЧПУ и промышленных роботов, перспективных их развития». Ереван, 1981.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

В. А. НАЛЕАНДЯН

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ ОБРАБОТКИ
НА МНОГООПЕРАЦИОННЫХ СТАНКАХ (МОС)

Основные погрешности, влияющие на точность обработки деталей на МОС, объединены в следующие группы: погрешности программирования, связанные с устройством управления (УП); станка (С), настройки (Н); вносимые приспособлением (П); связанные с инструментом (И); зависящие от детали (Д); возникающие при обработке (О); вносимые внешними факторами: средой, приборами, станками, находящимися поблизости МОС (В).

Условимся называть первичными погрешностями те, которые связаны с неточностью изготовления оборудования, оснастки и инструментов при «идеальных» условиях обработки.

При настройке станка, приспособления, инструмента, установке инструмента, базировке детали вносятся соответствующие погрешности. Их назовем вспомогательными вторичными погрешностями.

Весовое нагружение станка, приспособления, инструмента, а также внешние факторы: изменение температуры окружающей среды; вибрации, передаваемые станку от другого оборудования; степень загрязнения среды от остатков стружки на инструменте, приспособлении и других аналогичных явлений вызывают соответствующие погрешности, которые назовем частными вторичными.

Погрешности, связанные с износом и остаточными напряжениями деталей станка, приспособления — эксплуатационными производственными, а все остальные, связанные с непосредственным процессом обработки, отнесем к производственным погрешностям процесса обработки.

Схематически изменение первоначальной точности станка от факторов частного характера, вспомогательных факторов, интенсивности и длительности эксплуатации, процесса непосредственной обработки показано на рис. 1.

Анализ факторов, обуславливающих точность обработки, позволяет составить обобщенную классификацию погрешностей, вызывающих неточности обработки деталей на МОС (рис. 2). Каждая группа погрешностей состоит из подгрупп I, II, III. Подгруппа I группы С, П, И включает погрешности от неточности изготовления: геометрической точности станка, неточности приспособления и инструмента.

К подгруппам II групп С, П, II отнесены погрешности, связанные с износом деталей узлов станка, приспособления и инструмента. В подгруппы IV группы С, П, II заключены погрешности от недостаточной жесткости станка, приспособления и инструмента, вызванные весом нагружением.

ИЗМЕНЕНИЕ ПЕРВИЧНОЙ ТОЧНОСТИ СТАНКА ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ

Возраст- бурение факторы	ПЕРВИЧНАЯ ТОЧНОСТЬ СТАНКА					Погрешности изменения станочности и бурения
Интенсивность и длительность эксплуатации	Износ деталей и узлов			Состояние внут- ренней поверхности жесткости		Износ поверхности поверхности
ТОЧНОСТЬ СТАНКА ПОСЛЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ИХ ФАКТОРОВ						
Вспомогатель- ные факторы (температура, влажность, ветер)	НАСТРОЙКА СТАНКА					Вспомогательные погрешности
ТОЧНОСТЬ СТАНКА ПОСЛЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВОСПОМОГАТЕЛЬНЫХ И ИХ ФАКТОРОВ						
Факторы воздействия на станок в процессе работы	Вибрация на станке	Зеркальность поверхности	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Погрешности станочности
ТОЧНОСТЬ СТАНКА ПОСЛЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВОСПОМОГАТЕЛЬНЫХ И ИХ ФАКТОРОВ						
Вибрация на станке	Зеркальность поверхности	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Погрешности станочности
Вибрация на станке	Зеркальность поверхности	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Погрешности станочности
Вибрация на станке	Зеркальность поверхности	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Изменение силы сжатия в шпindel	Погрешности станочности
ТОЧНОСТЬ СТАНКА ПОСЛЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВОСПОМОГАТЕЛЬНЫХ И ИХ ФАКТОРОВ						
ТОЧНОСТЬ СТАНКА ПОСЛЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВОСПОМОГАТЕЛЬНЫХ И ИХ ФАКТОРОВ						

Рис. 1.

Аналогично, исходя из конкретных для данной группы соображений, выполнено разделение на подгруппы погрешностей для каждой группы. В подгруппы погрешностей объединены элементарные погрешности.

Так, в группу погрешностей станка (С) входят: а) геометрические погрешности $\Delta I-C$; б) погрешности линейного и углового позиционирования и повторяемости $\Delta III-C$; в) погрешности от износа деталей и узлов $\Delta II-C$; г) погрешности от недостаточной жесткости узлов $\Delta IV-C$; д) погрешности, в результате снятия внутренних напряжений в некоторых ответственных деталях станка $\Delta V-C$; е) погрешности, вносимые приводами подачи $\Delta VI-C$.

Погрешности от привода подачи статического характера $\Delta VI-C$ вносятся ошибками в режиме слежения при фиксированных значениях сигнала. Для многооперационного станка они представляют собой сумму следующих погрешностей: 1) погрешности, обусловленные зазорами в кинематической цепи от привода к рабочему органу станка, не-

ПЕРСОНАЛИИ

ПАМЯТИ ПРОФЕССОРА А. К. АНАНЯНА

12 октября 1981 г. на 67 году жизни скончался видный ученый в области гидротехники, гидравлики и подземной гидромеханики, заведующий кафедрой гидротехнического строительства Ереванского политехнического института им. К. Маркса, доктор технических наук, профессор Андик Карапетович Ананян.

Он родился в Ереване. После окончания Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева, работает по специальности в Москве, участвует в Великой Отечественной войне и в 1946 г. защищает кандидатскую диссертацию. С 1947 года переезжает в Ереван, где последовательно занимает должности старшего научного сотрудника, заведующего лабораторией и заместителя директора Водно-энергетического института АН Армянской ССР. В 1954 г. А. К. Ананян защищает докторскую диссертацию и с 1956 года в течение восьми лет руководит Институтом водных проблем АН Армянской ССР. После создания объединенного Института водных проблем и гидротехники Арминводхоза он занимает должность заместителя директора по научной работе этого института. С 1972 г. проф. А. К. Ананян переходит в Ереванский политехнический институт на должность заведующего кафедрой гидротехнического строительства, в которой одновременно вел исследовательскую работу в созданной им лаборатории математического моделирования. Им опубликованы более ста научных статей и несколько монографий.

Научно-педагогическую работу он сочетал с инженерной деятельностью. В этом отношении трудно переоценить значение проводимых под его руководством разработок схемы рационального использования и охраны водных ресурсов оз. Севан и подземных вод Араратской равнины. Им подготовлены многочисленные научные и инженерные кадры республики.

Несмотря на исключительную загруженность, Андик Карапетович уделял много времени общественной работе, являясь Председателем специализированного Совета ВАК СССР по защите кандидатских диссертаций по специальности «Гидротехнические сооружения», председателем Редакционно-издательского Совета Минвуза Арм. ССР по строительству, членом редакционной коллегии журнала «Известия АН Арм. ССР (серия технических наук)».

Внимательный и чуткий, скромный, требовательный к себе и другим, неизменно доброжелательный, таким остался в нашей памяти профессор А. К. Ананян.

РЕДКОЛЛЕГИЯ

Թ Ո Վ Ա Ն Գ Ա Կ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

ԼՐԱԳԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

- Ռ. Պ. Ջալալյան, Ա. Ի. Բուրլենկո: Հարթ վեղօղակ լծակային մեխանիզմների ելքի օղակների ծայրահեղ արագությունների մասին 17
- Վ. Կ. Բուսայան: Ուրակի քնդհանրացված ֆունկցիոնալով պինդ մարմնի դեկավարումը վերջնական ժամանակում 18

ԷՆԵՐԳԵՏԻԿԱ

- Ս. Հ. Հակոբյան: Դադատումն օպորտունի մեծ համակարգերում հոսքաբաշխման ստացիոնար ռեժիմի հաշվարկի դեկոմպոզիցիոն մեթոդ 16
- Լ. Հ. Հունանյան: Շրջանների վառելիքամատակարարման համակարգերի օպտիմալացումը վառելիքապահման ստոխաստիկ բնույթի դեպքում 22

Հ Ի Գ Ի Ա Վ Է Ի Ա

- Ջ. Ս. Թուրսյան: Ջրման պլոցհաի կրիտիկական ուժիմների մոդաբարական հետազոտումը 24

ՀԱՇՎՈՂԱԿԱՆ ՏՆՆՆԻՎ

- Ս. Ս. Ավետիսյան, Յու. Ա. Կաստյանց: Մեխանիկական համակարգի հուսալիության բուլոմագրերի որոշման մասին՝ պրոֆիլակտիկաների հաշվառմամբ 30

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈՒԵՐ

- Ռ. Մ. Թախյալյան, Է. Պ. Ալլիյանց: Խնչումային խողովակաշարում նվաղագույն ճնշման արժևրի որոշումը պոմպակայանի էլեկտրասնուցման անջատման դեպքում 34
- Հ. Վ. Ղաբաղյան, Վ. Ս. Խոմյակով: Հայն ունիվերսալ կոնսոլ-ֆրեզերային հաստոցի տատանումների փորձաքարական հետազոտումը 34
- Լ. Ա. Նալլաևյան: Բազմաօպերացիոն հաստոցների միա մշակման սխալների դասակարգումը 37

ԳԻՏՈՒԹՅԱՆ ԳՈՐԾԻՋՆԵՐ

- Կրոջևոր Ա. Կ. Անանյանի հիշատակին 44



СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- Р. И. Джалиля, А. И. Бористенко. Об экстремальных скоростях выходных звеньев плоских шестигранных рычажных механизмов 31
- В. К. Виртуля. Управление твердым телом по обобщенному функционалу качества за конечное время 11

ЭНЕРГЕТИКА

- В. Г. Акопян. Декомпозиционный метод расчета потоков распределения стоимости в режиме больших систем транспорта газа 19
- Л. А. Уналян. Оптимизация топливоснабжающих систем районной при стохастическом характере топливопотребления 29

ГИДРАВЛИКА

- Д. С. Торосян. Экспериментальное исследование критического режима процесса сепарирования 16

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- С. С. Аветисян, Ю. А. Кизилец. Об определении надежных характеристик системы с учетом профилактики 4

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

- Р. И. Рафаелян, Э. П. Ацимянц. Определение минимального напора и нагнетательного трубопроводе при отключении электропитания насосного агрегата 31
- О. В. Дабалян, В. Г. Хомджон. Экспериментальное исследование колебаний широкоуниверсального комбинированного станка 11
- В. А. Налбандян. Классификация погрешностей обработки на многооперационных станках (МОС) 11

ПЕРСОНАЛИИ

- Памяти профессора А. К. Аляниана 46