

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Журнал издается с 1948 г.
выходит 6 раз в год на русском языке

Կ Ե Ր Ա Յ Դ Ի Ա Ն Դ Ո Ն Ե Ր Ե Ա

Մանյան Բ. Վ. (պատ. խմբագիր), Ազոնց Զ. Տ. (պատ. խմբագիր-անդամ),
Ալիբաբեյանի Վ. Վ., Զաղոյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Ե.,
Խարզոյան Յու. Լ., Խառնյան Մ. Վ., Տեր-Ազարե Ի. Ա.,
Փիլևսյան Վ. Վ. (պատ. խմբագիր-անդամ),
Պատասխանատու քարտուղար Խոնդանյան Զ. Վ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Косьян А. В. (ответ. редактор), Азоян Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Аюбян Р. Е., Закоян М. А.,
Шнаджян В. Р. (зам. ответ. редактора), Саркисян К. Д.,
Стихан М. Г., Тер-Азарьев И. А.
Ответственный секретарь Степанян З. И.

В. Г. АРАКЕЛЯН

ПОЛНОЕ ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ ЗАМЕЩЕНИЯ МАСС

Для погашения динамических нагрузок от масс механизма на фундамент необходимо полностью уравновесить главный вектор и главный момент сил инерции звеньев механизма. В работах [1, 2] предложен метод динамического уравновешивания масс механизмов, суть которого заключается в добавлении корректирующей массы на шатуне и в динамическом замещении массы шатуна двумя точечными массами, расположенными в его шарнирах и уравновешиваемыми вместе с массами кривошипа и коромысла с помощью противовесов. В указанных работах авторы ограничиваются рассмотрением лишь плоского четырехзвенного механизма с шатуном, имеющим плоскость симметрии, параллельную плоскости движения механизма, и не учитывают пространственность системы сил инерции звеньев рассматриваемого ими плоского механизма. Если при статическом уравновешивании замена пространственной системы сил плоской не приводит к точным решениям, то при динамическом уравновешивании такое замещение приводит к частичному уравновешиванию главного момента сил инерции. Возникающая при этом неточность существенна для машин, содержащих значительное количество параллельно действующих плоских механизмов. Примером таких машин являются трикотажные машины и механизмы двигателей внутреннего сгорания.

Целью данной работы является развитие предложенного в [1] метода динамического уравновешивания масс механизма, его расширение на пространственные и плоские механизмы с произвольным распределением масс шатуна, при учете пространственности последних.

На рис. 1 представлен шатун плоского кривошипно-коромыслового механизма, имеющего произвольное распределение масс. Если массу такого шатуна динамически замещать сосредоточенными массами, расположенными на осях $z_1 - z_2$ и $z_3 - z_4$ вращательных кинематических пар, то задачу уравновешивания механизма можно свести к задаче уравновешивания подвижно соединенных с ним вращающихся звеньев. Чтобы система замещающих сосредоточенных масс была эквивалентна первоначальной, должны выполняться следующие условия:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \sum_{i=1}^k m_i = m; & \sum_{i=1}^k m_i (x_i^2 + y_i^2) = I_z; \\ \sum_{i=1}^k m_i x_i = 0; & \sum_{i=1}^k m_i x_i z_i = I_{xz}; \\ \sum_{i=1}^k m_i y_i = 0; & \sum_{i=1}^k m_i y_i z_i = I_{yz}. \end{array} \right. \quad (1)$$

где m_i — масса, сосредоточенная в заменяющей точке с индексом i ; m — масса шатуна; x_i, y_i, z_i — координаты i -й точки относительно осей, проходящих через центр масс шатуна; I_z и I_{xz}, I_{yz} — осевой и центробежные моменты инерции шатуна; k — число заменяющих точек.

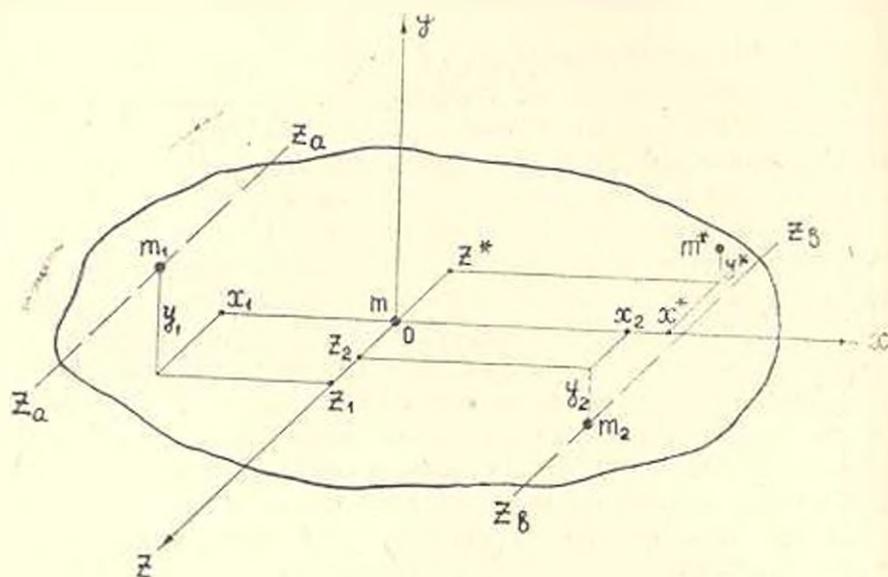


Рис. 1.

Из рассмотрения системы уравнений (1) следует, что в общем случае при заданных значениях x_i, y_i массу шатуна невозможно динамически замещать двумя ($k = 2$) сосредоточенными массами, расположенными на осях $z_a - z_a$ и $z_b - z_b$, ибо из 2×4 параметров заменяющих масс свободными остаются лишь 4, а число уравнений — 6. Для осуществления такого замещения необходимо добавить корректирующую массу m^* , параметры которой определяются из следующей системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 + m_2 = m + m^*; \\ m_1 x_1 + m_2 x_2 = m^* x^*; \\ m_1 y_1 + m_2 y_2 = m^* y^*; \\ m_1 (x_1^2 + y_1^2) + m_2 (x_2^2 + y_2^2) = I_z + m^* (x^{*2} + y^{*2}); \\ m_1 x_1 z_1 + m_2 x_2 z_2 = I_{xz} + m^* x^* z^*; \\ m_1 y_1 z_1 + m_2 y_2 z_2 = I_{yz} + m^* y^* z^*, \end{array} \right. \quad (2)$$

справедливых для системы координат, имеющей начало в центре масс шатуна до добавления корректирующей массы. При решении системы уравнений (2) задаются параметрами x_1, x_2, y_1, y_2 и двумя из 4 параметров корректирующей массы. Из четвертого уравнения следует, что для получения линейной системы уравнений необходимо задаться параметрами x^* и y^* корректирующей массы.

В случае пространственного движения шатуна условия динамической замены массы шатуна точечными массами описываются системой десяти уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n m_i = m; \quad \sum_{i=1}^n m_i x_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n m_i y_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n m_i z_i = 0; \\ \sum_{i=1}^n m_i (y_i^2 + z_i^2) = I_x; \quad \sum_{i=1}^n m_i x_i y_i = I_{xy}; \\ \sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + z_i^2) = I_y; \quad \sum_{i=1}^n m_i x_i z_i = I_{xz}; \\ \sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2) = I_z; \quad \sum_{i=1}^n m_i y_i z_i = I_{yz}. \end{array} \right. \quad (3)$$

Уравнения (3) записаны в системе координат, имеющей начало в центре масс шатуна. Анализ этой системы уравнений показывает, что для динамической замены массы шатуна двумя сосредоточенными массами, расположенными в центрах А и В элементов его кинематических пар (рис. 2), необходимо добавить, как минимум, две корректирующие массы, параметры которых определяются из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 + m_2 = m + m_1^* + m_2^*; \quad m_1 x_1 + m_2 x_2 = m_1^* x_1^* + m_2^* x_2^*; \\ m_1 y_1 + m_2 y_2 = m_1^* y_1^* + m_2^* y_2^*; \quad m_1 z_1 + m_2 z_2 = m_1^* z_1^* + m_2^* z_2^*; \\ m_1 (y_1^2 + z_1^2) + m_2 (y_2^2 + z_2^2) = I_x + m_1^* (y_1^{*2} + z_1^{*2}) + m_2^* (y_2^{*2} + z_2^{*2}); \\ m_1 (x_1^2 + z_1^2) + m_2 (x_2^2 + z_2^2) = I_y + m_1^* (x_1^{*2} + z_1^{*2}) + m_2^* (x_2^{*2} + z_2^{*2}); \\ m_1 (x_1^2 + y_1^2) + m_2 (x_2^2 + y_2^2) = I_z + m_1^* (x_1^{*2} + y_1^{*2}) + m_2^* (x_2^{*2} + y_2^{*2}); \\ m_1 x_1 y_1 + m_2 x_2 y_2 = I_{xy} + m_1^* x_1^* y_1^* + m_2^* x_2^* y_2^*; \\ m_1 x_1 z_1 + m_2 x_2 z_2 = I_{xz} + m_1^* x_1^* z_1^* + m_2^* x_2^* z_2^*; \\ m_1 y_1 z_1 + m_2 y_2 z_2 = I_{yz} + m_1^* y_1^* z_1^* + m_2^* y_2^* z_2^*. \end{array} \right. \quad (4)$$

записанных в системе координат, имеющей начало в центре масс шатуна до добавления корректирующих масс. В системе уравнений (4) содержатся квадратные уравнения, при решении которых подрадикальная функция может принимать отрицательные значения. В таких случаях необходимо добавить еще одну корректирующую массу. Таким образом, и для пространственных механизмов осуществляется динамическое замещение массы шатуна двумя сосредоточенными массами,

расположенными в центрах шарниров кривошипа и коромысла, что дает возможность свести задачу уравнивания масс пространственного механизма к задаче уравнивания вращающихся масс.

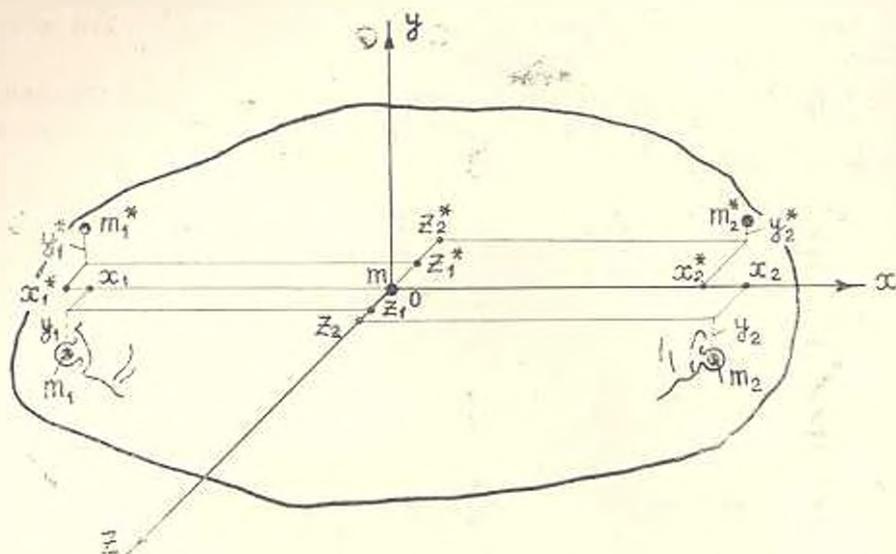


Рис. 2.

Песмотря на полную уравновешенность главного вектора и главного момента сил инерции, фундамент механизма через опорные шарниры испытывает давление со стороны кривошипа и коромысла, что объясняется динамической взаимосвязью привода и механизма. При уравнивании механизмов предлагаемым способом резко возрастают массы движущихся звеньев, что может привести к заметному увеличению входного движущего момента и реакции в кинематических парах механизма. Поэтому свободные параметры, появляющиеся при полном уравнивании механизма, целесообразно определить из условия минимизации динамических реакций и входного момента

Վ. Ն. ԱՍՏՈՎՅԱՆ

ԽՆԵԱՆԵԶՄՆԵՐԻ ԼՐԻՎ ԳԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ՀԱՎԱՍՏՐԱԿՇՈՒՄԻՄԸ ԶԱՆԳՎԱՑՆԵՐԻ ՓՈՆԵԱՐՆԵՐԱՆ ՄԵԹՈԳՈՎ

Ա մ փ ո փ ու լ մ

Զարգացված է մեխանիզմների դինամիկական հավասարակշռման մեթոդ՝ հիմնված շարժաթևի պոնդիվածների դինամիկական փոխարինման վրա, որը թույլ է տալիս հավասարակշռել հարթ մեխանիզմներ, հաշվի առնելով վերջիններիս տարածականությունը: Հայտնի մեթոդի բնղանրացումը թույլ է տալիս

կիրառելի արև կամայական տեղաբաշխված զանգվածներով շարժաթևով տուր-
բաժանական մեխանիզմների հավասարակշռման համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Berkof R. S. Complete Force and Moment Balancing of Inline Four-Bar Linkages.— Mechanism and Machine Theory. 1973, v. 8, p. 397—410.*
2. *Острооский А. П., Капинов А. С., Усманов А. У. Об уравновешивании сил инерции рычажных механизмов с вращательными парами— Докл. АН Узб.ССР, 1983, № 9, с. 18—19.*

МАШИНОСТРОЕНИЕ

К. А. АЛИХАНИЯН, Г. Л. АРТЕМЯН, А. С. СЫЧЕНКО, Ф. В. ДАВТЯН

МЕТОД УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ПОДШИПНИКОВЫХ
 УЗЛОВ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ
 МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Существующие методы испытаний асинхронных электродвигателей малой мощности не позволяют осуществить полноценный контроль соответствия показателей надежности и долговечности подшипниковых узлов требованиям технической документации. В частности, отраслевой стандарт ускоренных испытаний электродвигателей [1] предусматривает форсирование действующих на подшипники нагрузок, при этом учет фактических нагрузок осуществляется далеко не в полном объеме и с недостаточной оценкой реального состояния нагружения подшипниковых узлов. Так как при увеличении нагрузки длительность испытаний подшипников качения сокращается больше, чем при увеличении скорости вращения, разработанный нами метод базируется на форсировании нагрузочного режима, а именно — радиальных нагрузок. Математическая модель для любого закона распределения отказов при постоянном во времени коэффициенте ускорения имеет вид

$$K_y = \frac{t_n}{t_y} \quad (1)$$

где t_n и t_y — время проведения испытаний в нормальном эксплуатационном режиме и длительность ускоренных испытаний.

Для подшипников качения зависимость (1) принимает вид

$$K_y = \left(\frac{Q_\Phi}{Q_{\text{экв}}} \right)^{3,33} \quad (2)$$

где Q_Φ — форсированная эквивалентная нагрузка на подшипники при ускоренных испытаниях; $Q_{\text{экв}}$ — эквивалентная нагрузка на подшипники в нормальных условиях эксплуатации.

Рассматривается случай вертикального расположения электродвигателя со свободным концом вала вниз. Эквивалентная нагрузка, действующая на каждый подшипник в номинальных условиях эксплуатации, определяется по формуле [2]

$$Q_{\text{вс. } 1,2} = (XVF_{1,2}^* + YF_{1,2}^*) K_6 K_7, \quad (3)$$

где $F_{1,2}^*$, $F_{1,2}$ — соответственно радиальные и осевые нагрузки, H ; K_6 , K_7 , X , V , Y — коэффициенты, определяемые по [2]. Индексы 1 и 2 относятся соответственно к нижнему и верхнему подшипникам. Пользуясь (2), для более нагруженного подшипникового узла можно получить следующее условие определения форсированной нагрузки при ускоренных испытаниях

$$F_{1,2} = \frac{XVF_1^* + YF_1^*}{XV} K_y^{\frac{3}{2}} - \frac{YF_1^*}{XV}, \quad (4)$$

Радиальная нагрузка подшипникового узла в номинальных условиях эксплуатации электродвигателя складывается из силы магнитного притяжения F_m , динамических сил от собственных вибраций электродвигателя F_D , ударной и вибрационной нагрузок внешней эксплуатационной среды F_B , нагрузки от механизмов, сочлененных с двигателем P_1 , P_2 :

$$F_m = \mu D L \frac{I_0}{\delta} \cdot 10^3; \quad F_D = m \sqrt{\sum W_{r,i}^2} \cdot 10;$$

$$F_B = m \sqrt{W_B + W_0} \cdot 10; \quad P_1 = \frac{Tq_a}{R} \cdot \frac{l+a}{l}; \quad P_2 = -\frac{Tq_a}{R} \cdot \frac{a}{l},$$

где $T = \frac{9750P}{n}$, $H \cdot \text{м}$; $\mu = 1, 1,5$ — коэффициент, зависящий от числа

полюсов двигателя; D , L — диаметр и длина пакета ротора, м ; I_0 — начальный расчетный эксцентриситет ротора при вертикальном расположении вала, м ; δ — номинальный воздушный зазор между ротором и статором, м ; m — масса электродвигателя, кг ; $W_{r,i}$ — амплитуда спектральных составляющих виброускорений электродвигателя в радиальном направлении на i -ой частоте возмущения, $\text{м}/\text{с}^2$; W_B , W_0 — максимальные амплитуды вибрационной и ударной нагрузок внешней эксплуатационной среды, $\text{м}/\text{с}^2$; q_a — коэффициент, зависящий от вида передачи (для клиноременной передачи $q_a = 1,8$); R — радиус шкива, устанавливаемого на вал электродвигателя при его сочленении с рабочими механизмами, м ; l — расстояние между подшипниками электродвигателя, м ; a — расстояние от устанавливаемого на вал шкива до переднего подшипника, м ; n — номинальная частота вращения вала электродвигателя, $\text{об}/\text{мин}$; P — номинальная мощность электродвигателя, кВт .

Радиальные нагрузки на подшипники в номинальных условиях эксплуатации определяются по формулам

$$F_{1,2} = \frac{F_m}{2} + \frac{F_D}{2} + \frac{F_B}{2} + P_{1,2}$$

Осевые нагрузки подшипников F_1^* и F_2^* формируются за счет аксиальной составляющей магнитной силы F_m^* , эквивалентной осевой динамической нагрузки F_D^* и веса ротора G :

$$F_1^* = F_m^* + \frac{F_D^*}{2} + G; \quad F_2^* = F_m^* + \frac{F_D^*}{2},$$

где

$$F_m^* = \frac{2T}{D} \sin \alpha; \quad F_D = 10m \sqrt{\sum W_{a,i}^2};$$

α — угол скоса короткозамкнутых стержней ротора электродвигателя, град; $W_{a,i}$ — максимальная амплитуда спектральной составляющей виброускорения электродвигателя в аксиальном направлении на i -ой частоте вращения, м/с^2 .

Форсированная нагрузка должна обеспечить контактную прочность элементов подшипникового узла, сохраняемость смазочной пленки и перегрев подшипников не выше допустимых значений. Максимальные контактные напряжения между телами и дорожками качения σ_{max} и в подшипниковом гнезде шита σ_{max}^* для более нагруженного подшипника определяются по формулам

$$\sigma_{\text{max}} = 132 \cdot 10^7 \sqrt{\frac{F_1^*}{(D_1^2 - d^2) \cos \alpha_0}}, \quad \sigma_{\text{max}}^* = \frac{F_1^*}{D_2 B},$$

где D_1 — диаметр подшипникового гнезда шита, м ; b — ширина наружного кольца подшипника, м ; D_1 и d — наружный и внутренний диаметры подшипника, м ; α_0 — номинальный (начальный) угол контакта между телами и дорожками качения подшипников.

Из условия обеспечения контактной прочности определяются допустимые значения радиальных нагрузок при ускоренных испытаниях:

$$F_{1,\phi} \leq \left(\frac{[\sigma]}{132 \cdot 10^7} \right)^2 (D_1^2 - d^2) \cos \alpha_0; \quad F_{1,\phi} \leq [\sigma] D b. \quad (5)$$

Прочность масляной пленки в контакте тел качения с дорожками качения оценивается коэффициентом λ [2]. Рекомендуется выбирать $\lambda \geq 3$, что для наиболее нагруженного подшипника приведет к следующему ограничению величины радиальной нагрузки в режиме ускоренных испытаний:

$$F_{1,\phi} \leq \frac{1}{XY} \left[\frac{4,1 d_m^{0,57} (n d_m)^{0,75} v}{R_{a1} + R_{a2}} \right]^3 - \frac{y}{XV} F_1^*, \quad (6)$$

где R_{a1} и R_{a2} — средние арифметические значения параметров шероховатости трущихся поверхностей, мкм ; d_m — средний диаметр подшипника, мм ; v — параметр смазки, определяемый по [2]. Ограничения величин радиальных нагрузок на подшипники электродвигателей мощностью от 0,25 до 1 кВт, исходя из условий допустимого перегрева подшипниковых узлов, определяются зависимостями, представленными на рисунке.

При ускоренных испытаниях на надежность подшипниковых узлов целесообразно испытания осуществить на электродвигателях. С другой стороны, при работе двигателей в холостом режиме подшипниковые узлы нагружены силами F_m , F_D и G . Поэтому, если форсировать только радиальные нагрузки, то к подшипникам необходимо приложить силы

$$F_{1,\phi} = \left(\frac{F_m}{2} + \frac{F_D}{2} \right) \quad \text{и} \quad F_{2,\phi} = \left(\frac{F_m}{2} + \frac{F_D}{2} \right).$$

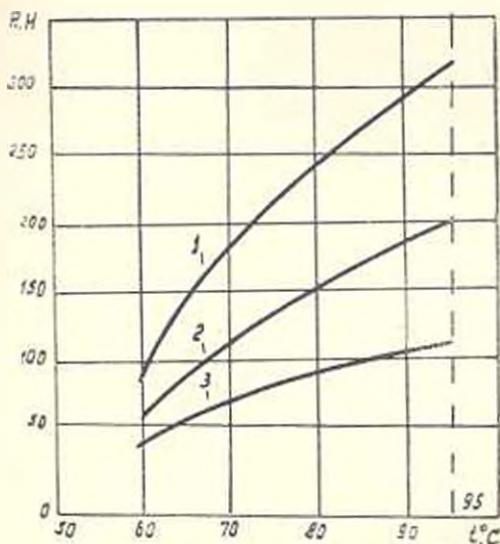


Рис. Зависимость температуры подшипникового узла от величины радиальной нагрузки при высоте оси вращения h : 1 — 63 мм; 2 — 56 мм; 3 — 50 мм.

Из условия равенства эквивалентных нагрузок на обоих подшипниках в режиме ускоренных испытаний получим:

$$F_{2,\phi} = F_{1,\phi} - \gamma (F_2' - F_1'),$$

Таким образом, выбор режимов ускоренных испытаний осуществляется в следующей последовательности: а) выбирается некоторое значение K_y (рекомендуется $K_y > 10$); б) из условия (4) определяется значение $F_{1,\phi}$; в) из условия (7) определяется K_y ; г) проверяется выполнение условий (5), (6), ограничений по рис. и условий прочности вала; д) если все условия выполняются, величина K_y увеличивается (с целью максимального сокращения длительности испытаний), при этом шаг увеличения K_y рекомендуется выбрать равным 3—5.

При практической реализации испытаний для воспроизведения сформированных нагрузок $F_{1,\phi}$ и $F_{2,\phi}$ на подшипники к концам вала на расстоянии b и c соответственно от нижнего и верхнего подшипников прикладываются силы F_1 и F_2 , которые определяются из условий статического равновесия:

$$F_1 = \frac{F_{1,\phi}(l+c) + F_{2,\phi}c - (F_u + F_D)\left(c + \frac{l}{2}\right)}{b+l+c};$$

$$F_2 = \frac{F_{1,\phi}b + F_{2,\phi}(b+l) - (F_u + F_D)\left(b + \frac{l}{2}\right)}{b+l+c}.$$
(8)

Необходимое количество испытываемых подшипниковых узлов определяется в зависимости от требований к вероятности их безотказной работы и от принятой доверительной вероятности.

ИИИ-электромаш

15. I. 1985

Կ. Ա. ԱՐԳԻՍՏՅԱՆ, Ն. Լ. ԱՐՏԵՄՅԱՆ, Ա. Ս. ՍԵՂԵՆՅԱՆ, Ն. Վ. ԳՈՎԺՅԱՆ

ԻՌԻՐ ԶՈՐՐՈՒԹՅԱՆ ԱՍԻՆԿՐՈՆ ԷԼԵԿՏՐԱՇԱՐԺԻՉՆԵՐԻ ԱՌԱՆՑՔԱՎԱԿԱՅԻՆ ԶԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ ԱՐԱԳԱՑՎԱԾ ՓՈՐՉՈՒՄԱՆ ԱՐԿԻՎ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Փոքր հզորության ասինխրոն էլեկտրաշարժիչների առանցքակալային հանդուցանների փորձարկման առաջարկվող մեթոդը հիմնվում է առանցքակալների շառավղային բեռների մեծացման սկզբունքի վրա՝ ապահովելով հանդուցանների էլեմենտների կոնտակտային ամրությունը, յուղման թաղանթի առկայությունը և առանցքակալների աաքացումը թույլատրելի սահմաններում: Հոդվածը պարունակում է նաև փորձարկման սարքավորումների բնարության նարքերը և փորձի իրագործման մեթոդագիան:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. ГОСТ 0 682.007-73 Двигатели асинхронные трехфазные короткозамкнутые общего применения мощностью от 0,12 до 100 кВт: Расчет надежности и долговечности выслных обмоток.— М.: Гос. ком. СССР по стандартам, 1977.
2. Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского.— М.: Машиностроение, 1984 — 280 с.

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

В. В. ЕСАЯН, Г. Г. КУРДЮМОВА, Ю. В. МИЛЬМАН, А. А. ДУРГАРЯН

ВЛИЯНИЕ ДИСЛОКАЦИЙ НА МИКРОПЛАСТИЧНОСТЬ
 В ОЦК МЕТАЛЛАХ

Проведено исследование температурной зависимости поглощения ультразвука и дефекта модуля в ОЦК металлах в $кГц$ области частот [1, 2]. На кривой температурной зависимости поглощения ультразвука в деформированном экстремей малолегированном молибдене при 1200 К с обжатием $\epsilon = 70\%$ на частоте 58 и 56 $кГц$ обнаруживаются два пика поглощения P_1 и P_2 в области 421 и 477 К с энергиями активации 0,27 эВ и 0,43 эВ и частотными факторами $8,5 \cdot 10^7 \text{ с}^{-1}$, $2 \cdot 10^8 \text{ с}^{-1}$ соответственно.

После пластической деформации (9%, при температуре 1170 К, в вакууме 10^{-3} тор) фон поглощения увеличивается почти на порядок и равные обнаруженные максимумы не выявляются на этом фоне (рис. 1).

Одновременно наблюдается выраженный узкий пик поглощения в области 373 К с энергией активации 0,43 эВ (P_2').

До деформации кристалла дефект модуля и зависимости от температуры меняется почти монотонно со скоростью

$$\frac{d}{dT} \left(\frac{\Delta E}{E} \right) \sim 10^{-7} \text{ К}^{-1}.$$

После деформации ниже 423 К скорость роста аналогичная, а выше этой температуры наблюдается аномальный рост

$$\frac{d}{dT} \left(\frac{\Delta E}{E} \right) \sim 10^{-6} \text{ К}^{-1} \text{ (рис. 1)}.$$

Поведение пиков P_1 и P_2 после отжига в вакууме при 1200 К и деформации показывает, что они имеют дислокационное происхождение. На частотной шкале спектра поглощения [3] эти пики попадают в область, где поглощение обусловлено взаимодействием дислокаций с точечными дефектами (3 пики в ОЦК кристаллах,

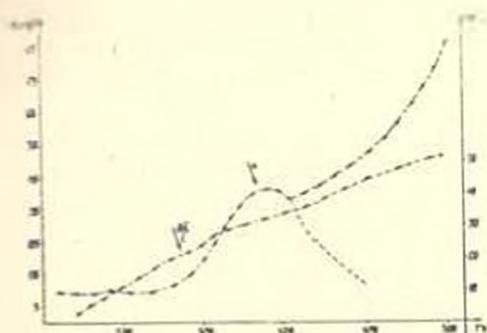


Рис. 1. Температурные зависимости поглощения ультразвука (α) и дефекта модуля (β) в кристаллах Mo после 9% деформации.

$f_0 \sim 10^5 \text{ с}^{-1}$). Учитывая, что пики P_2 и P_2' имеют почти одинаковые энергии активации (0,43 эВ) и на частотном спектре поглощения попадают в одну и ту же область ($\sim 10^5 \text{ с}^{-1}$), можно предположить, что P_2' является пиком P_2 , смещенным после деформации.

Аналогичное исследование проведено на поликристаллическом хроме. На температурной шкале в наклепанных кристаллах хрома на частоте 64,5 кГц в области 438 К и 483 К также наблюдается два пика поглощения P_1 и P_2 с энергиями активации 0,4 эВ и 0,5 эВ (рис. 2). После трехточечной пластической деформации на 10% при 1100 К фон поглощения в области максимумов увеличивается на порядок, а максимумы поглощения подавляются. Одновременно обнаруживаются максимумы поглощения P_2' в области 403 К и $\sim 0,57$ эВ, совпадающие с энергией активации пика P_2 . В этих кристаллах до 380 К дефект модуля растет

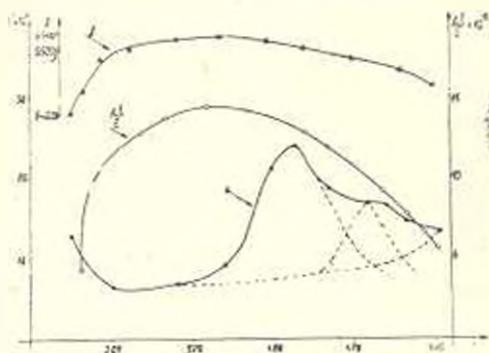


Рис. 2. Температурные зависимости поглощения ультразвука (●) и дефекта модуля (○) в кристаллах Ст и собственной частоты образца (▲).

со скоростью $9 \cdot 10^{-7} \text{ с}^{-1}$, а затем происходит уменьшение дефекта со скоростью $6 \cdot 10^{-7} \text{ с}^{-1}$ (рис. 2). После деформации эти изменения имеют значения $1,8 \cdot 10^{-7} \text{ с}^{-1}$ и $8,3 \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1}$. Поведение пиков после отжига, наклепа и деформации (10%) показывает, что они имеют дислокационное происхождение. Механизм процессов, обуславливающих максимумы поглощения по энергиям активации и положению пиков на частотной шкале спектра поглощения (10^5 с^{-1}) [3], соответствует движению дислокации в поле точечных дефектов. Аномальное изменение дефекта модуля в кристаллах обусловлено аналогичным поведением динамического модуля упругости, который до температуры 380 К увеличивается, а затем убывает (рис. 2).

В монокристаллах вольфрама на частоте 59 кГц после наклепа также обнаружены два пика поглощения дислокационного происхождения с энергиями активации 0,53 и 0,65 эВ, которые после 9% деформации полностью подавляются, а фон поглощения увеличивается в 2–3 раза. Скорость роста модуля до деформации составляет $\sim 8,8 \cdot 10^{-8} \text{ К}^{-1}$, а после деформации $\sim 10^{-7} \text{ К}^{-1}$. В кристаллах W до сих пор известны два а пика и 3 пик [4]. Обнаруженные в настоящей работе максимумы поглощения на частотном спектре попадают в область 9 пиков.

В отожженных и слегка наклепанных монокристаллах Nb не было обнаружено максимума поглощения, но дефект модуля как и в Ст имеет аномальное изменение: до 410 К он растет со скоростью $2 \cdot 10^{-8} \text{ К}^{-1}$,

а выше этой температуры убывает со скоростью $1,25 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$. В отличие от хрома, модуль упругости до температуры 420 К уменьшается, а затем увеличивается. После пластической деформации на 6% обнаружен пик поглощения с энергией активации 0,5 эВ, обусловленный взаимодействием дислокаций с точечными дефектами. По значению энергии активации и частотного фактора ($f_0 \sim 1,7 \cdot 10^{11} \text{ с}^{-1}$) обнаруженный пик является пиком β , [4]. По-видимому, известные в литературе β , и γ пики остались под фоном, т. к. в этой области температур фон растет экспоненциально. В деформированных кристаллах Nb аномальное изменение дефекта модуля в зависимости от температуры не наблюдается, а $\frac{\Delta F}{E}$ растет со скоростью $(2-2,6) \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$.

Из полученных результатов следует, что в кристаллах Mo, W, Cr, Nb обнаружена серия β пиков поглощения, обусловленных движением дислокации в поле точечных дефектов и примесей, причем, кроме Nb в остальных кристаллах они являются дублетами. В кристаллах Mo и Cr обнаружены также узкие смещенные пики поглощения после деформации, которые не являются частью расщепления широких пиков, как указывается в [4].

Из фона дислокационного поглощения ультразвука по теории Келлера—Гранато—Люкке (КГЛ) рассчитана температурная зависимость коэффициентов торможения дислокаций в кристаллах W, Mo, Cr, Nb. Учитывая, что в теорию КГЛ входит плотность активных дислокаций, а методом избирательного травления определяется их общее число, правильным представляется вычисление отношения коэффициента торможения к плотности дислокаций $\frac{B}{N}$. При снижении температуры отношение $\frac{B}{N}$ резко возрастает в Cr и Nb, некоторый рост наблюдается и в Mo и W (рис. 3).

В работе [5] было введено представление о характеристической температуре деформации t^* , ниже которой становится существенным напряжение Пайерлса—Нагарро и уменьшается подвижность дислокаций. Для ОЦК металлов $t^* \approx 0,15-0,2$ и по гомологической шкале ниже этой температуры резко возрастает предел текучести кристаллов. Температуры начала резкого роста $\frac{B}{N}$ и дефекта модуля в кристаллах Mo примерно соответствуют t^* . При температуре выше t^* резко увеличивается плотность подвижных дислокаций, снижается сопротивление

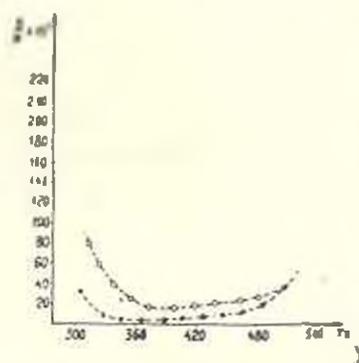


Рис. 3 Температурные зависимости $\frac{b}{N}$ в кристаллах Nb (o) и Cr (x).

их движению со стороны кристаллической решетки, а примесное торможение становится преобладающим над решеточным. Таким образом, характер изменений фона поглощения и дефекта модуля в отношении $\frac{B}{N}$ при температуре выше 450 К подтверждает представление о существенном изменении механизма пластической деформации в районе характеристической температуры деформации [5].

Выявленные пики дислокационного поглощения на температурной шкале обусловлены термоактивационным движением дислокаций с определенными частотными факторами и энергиями активации. В таком случае резкое увеличение амплитуды ультразвука в области пиков поглощения приводит к размножению дислокаций и возникновению текучести в кристаллах.

Многие детали машин и режущих инструментов содержат Mo, W и другие ОЦК металлы, причем, эксплуатационные частоты, температуры этих деталей колеблются в широких пределах. В целях повышения долговечности и надежности эксплуатации этих инструментов и деталей необходимо подобрать такой режим термообработки, при котором исключались бы релаксационные процессы, проявляющиеся при эксплуатации режущих инструментов и деталей машин.

Վ. Վ. ԵՍԱՅԱՆ, Գ. Գ. ԿՈՒՐԿՅՈՒՄՈՎԱ, ՅՈՒ. Վ. ՄԻՎՄԱՆ, Ա. Ա. ԳՈՐԿՆԱՐՅԱՆ

**ԴԻՍԼՈԿԱՑԻԱՆԵՐԻ ԱԶԴԵՅՈՒԹՅՈՒՆԸ ԾԱՎԱԼԱԿԵՆՏՐՈՆԱՑՎԱԾ
ԽՈՐԱՆԱՐԴԱՅԻՆ, ԲՅՈՒՐԵԴԱՑԱՆՑՈՎ ՄԵՏԱԴՆԵՐԻ
ՄԻԿՐՈՊԼԱՍՏԻԿՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ**

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Ուսումնասիրվել են ուլտրաձայնի կլանման ջերմաստիճանային կախումները և մոդուլի արատը Mo, Cr, W, Nb բյուրեղներում կիլոհերցային հաճախության տիրույթում, 300—550 К ջերմաստիճանի դեպքում: Բացի Nb բյուրեղից, մյուս բյուրեղների համար հայտնաբերվել են կլանման երկու գազափներ, որոնք պայմանավորված են դիսլոկացիաների և կետային արատների փոխազդեցությամբ (կլանման β-գազափներ):

Հաշվարկված են ակտիվացման էներգիան և այն պրոցեսների հաճախային գործոնները, որոնցով պայմանավորված են կլանման գազափները, ինչպես նաև մոդուլի արատի փոփոխության արագությունները՝ կախված ջերմաստիճանից, Բացահայտված են այդ բյուրեղների արգելափման գործակիցի և դիսլոկացիաների խտության $\frac{B}{N}$ հարաբերության ջերմաստիճանային կախումները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Швидковский Е. Г., Дургарян А. А. Зависимость внутреннего трения и модуля Юнга от температуры для некоторых металлов.— Науч. докл. высш. шк. (Физ. мат. науки), 1958, 5, с. 211—216.
- 2 Дургарян А. А., Есян В. В., Егиазарян А. А. Дискриминатор на микросхемах для измерения внутреннего трения.— ПТЭ, 1975, 4, с. 135—136.
- 3 Дургарян А. А. Спектр релаксации термоактивационного движения дислокаций в условиях ультразвукового нагружения.— ДАН АрмССР, сер. физ., 1983, вып. 4, с. 173—177.
- 4 Чидберс Р. Дислокационная релаксация в объемноцентрированных кубических переходных металлах.— В кн.: Физическая акустика /под ред. Р. Мезона.— М.: Мир, т. 3А, 1969, с. 578—624.
- 5 Trefilov V. J., Milman Yu. V., Gridneva J. V. Characteristic Temperature of Deformation of Crystalline Materials.— Crystal Res. de Technol, 1984, v. 19, 3, p. 413—421.



ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Р. Г. ДЖЕНТЕРЕДЖЯН, О. П. МИХАЙЛОВ

ВАРИАЦИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЯКОРЯ И НЕРАВНОМЕРНОСТЬ
 ВРАЩЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СТАНОЧНЫХ
 ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

В современных станочных электроприводах полаг диапазон регулирования скорости достигает 10 000 и выше с одновременным обеспечением равномерности вращения не более 30% в области низких скоростей [1]. Неравномерность вращения электроприводов вызывается, в основном, внутренними возмущениями в электродвигателе, среди которых одним из наиболее существенных является неустойчивость сопротивления щеточного контакта. Для обеспечения высокой равномерности вращения появляется необходимость исследования изменения сопротивления щеточного контакта и увеличения его стабильности. Эксперименты показали, что мгновенное значение сопротивления цепи якоря $R(t)$, значительная часть которого приходится на сопротивление щеточного контакта, изменяется в широких пределах. Колебания величины $R(t)$ могут составить 50% и более. Естественно, что подобные отклонения изменяют статические и динамические характеристики двигателя и на низких скоростях неравномерность вращения привода может превышать (35—40)%.

Воспользуемся передаточной функцией двигателя постоянного тока в виде:

$$\Omega = \frac{c}{c^2 + Ip(R + Lp)} U - \frac{R + Lp}{c^2 + Ip(R + Lp)} M_c \quad (1)$$

где c — конструктивная постоянная машины; I, L — момент инерции и индуктивность якоря.

Дифференцируя (1) по сопротивлению цепи якоря, вводя электромагнитную $T_u = \frac{L}{R_u}$ и электромеханическую $T_m = \frac{IR}{c^2}$ постоянные времени и учитывая, что $U = c\Omega_0$, где Ω_0 — скорость идеального холостого хода, напишем выражение для относительного изменения скорости

$$\dot{\tau}_\omega = - \left\{ \frac{1}{[1 + T_u p (1 + T_m p)]^2} \left(T_m p + \frac{R}{c^2 \Omega_0} M_c \right) \right\} \dot{\tau}_R \quad (2)$$

где $\tau_v = \frac{\Delta\Omega}{\Omega_0}$, $\tau_R = \frac{\Delta R}{R}$ — соответственно относительное изменение скорости и сопротивления цепи якоря.

В общем случае изменение скорости, согласно (2) зависит от величины и спектрального состава вариации сопротивления $\Delta R(t)$.

Экспериментальное исследование процесса изменения сопротивления щеточного контакта проводилось на электродвигателях постоянного тока типов ПБСТ22 и ПБВ100М при различных значениях плотностей тока под щеткой и скорости вращения коллектора. Изменение сопротивления щеточного контакта определялось методом регистрации переходного падения напряжения на щеточном контакте $U_m(t)$. Подобный метод широко применяется при экспериментальном определении вольт-амперной характеристики электрических щеток [2].

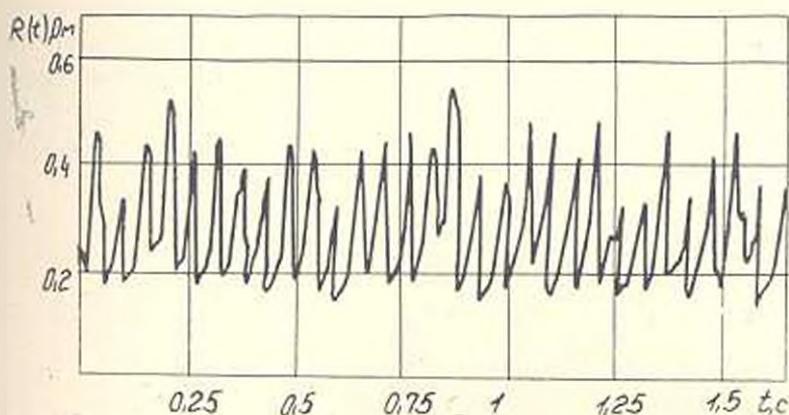


Рис. 1.

На рис. 1 приведен фрагмент кривой изменения сопротивления щеточного контакта во времени для электродвигателя ПБСТ22 при скорости вращения $\omega = 1 \text{ рад/с}$ и плотности тока под щеткой $j = 1 \text{ А/см}^2$.

Многочисленные наблюдения отдельных реализаций процесса изменения сопротивления щеточного контакта показали, что в каждой фиксированной точке измерений величина мгновенного значения сопротивления при неизменных режимах испытаний с течением времени изменяются в пределах до 10%. Значения математического ожидания и дисперсии практически не меняются, следовательно, это позволяет считать характер изменения сопротивления цепи якоря стационарным случайным процессом. На основании этих реализаций определялись корреляционная функция и спектральная плотность изменения сопротивления щеточного контакта. Вычисления проводились на ЭВМ ЕС1022.

Нормированная корреляционная функция случайного процесса изменения сопротивления щеточного контакта аппроксимируется следующей зависимостью:

$$r^b(\tau) = a_1 e^{-\tau} + a_2 \cos K \Omega_0 \tau + \sum_{i=1}^n a_i \cos H_i \Omega_0 \tau, \quad (3)$$

где K — количество коллекторных пластин; a_1, \dots, a_n — коэффициенты, определяемые экспериментально по конкретной реализации графика $\Delta R(t)$.

Целесообразно при исследовании применять спектральную плотность случайной функции, которая связана с корреляционной функцией преобразованием Фурье

$$S_R(\omega) = (\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} r(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau. \quad (4)$$

Типичный характер спектральной плотности сопротивления щеточного контакта приведен на рис. 2. Здесь отчетливо проявляется спектральная составляющая на частоте $K\Omega_0$, связанная с переходом щеток от одной коллекторной пластины к другой. Плотный состав близко расположенных (боковых) частот возникает, в основном, из-за случайного характера изменения сопротивления при движении щеток по пластинам. Низкочастотные составляющие в спектре порождаются вследствие резкого изменения сопротивления в отдельные моменты времени на некоторых участках коллектора.

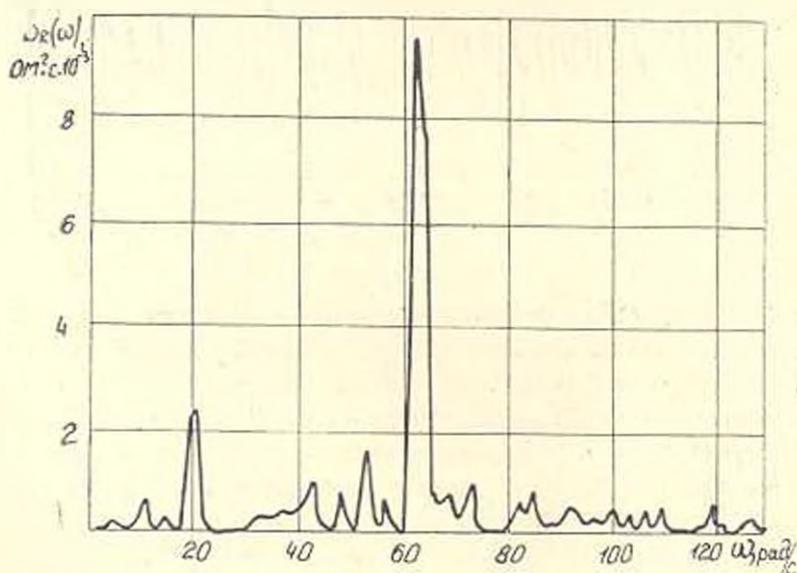


Рис. 2.

Характер графика $S_R(\omega)$ показывает, что на отдельных участках спектральную плотность можно представить узкополосным спектром. Для наиболее ярко выраженной гармоник можно записать:

$$S(\omega) = \sigma^2 \left| \frac{1}{\alpha^2 + (K\Omega_0 - \omega)^2} + \frac{1}{\alpha^2 + (K\Omega_0 + \omega)^2} \right|. \quad (5)$$

где σ^2 — дисперсия вариации сопротивления цепи якоря с частотным диапазоном, соответствующим данному узкополосному спектру.

Используя (5) и (2), можно найти спектральную плотность колебания скорости двигателя, вызванную вариацией сопротивления цепи якоря

$$S_{\dot{\Omega}}(\omega) = \left| \frac{T_u(j\omega) + \frac{RM_c}{c^2 \Omega_0}}{|T_u T_a(j\omega)^2 + T_u(j\omega) + 1|} \right|^2 S_R(\omega) \quad (6)$$

и дисперсию скорости вращения

$$\sigma^2 \Delta \Omega / \Omega_0 = \frac{1}{\pi \Omega_0^2} \int_0^{\infty} S_{\dot{\Omega}}(\omega) d\omega. \quad (7)$$

Спектральная плотность, определяемая выражением (6), может быть представлена дробно-рациональной функцией частоты, после чего интеграл (7) получает аналитическое решение. Однако, практическая ценность подобного сложного выражения невелика. Возможно также графоаналитическое решение, при котором строится квадрат функции чувствительности, значения которого затем графически умножаются на спектральную плотность сопротивления. Расчеты по формуле (7) показали, что дисперсия скорости вращения носит выраженный гиперболический характер, существенно повышаясь в области низких скоростей (рис. 3).

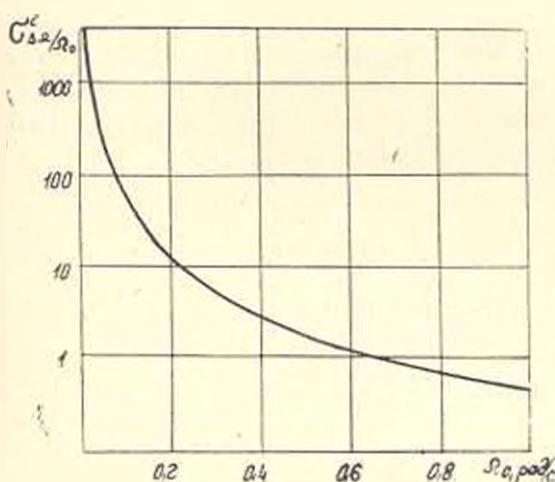


Рис. 3.

Синтез замкнутых систем подчиненного регулирования с применением быстродействующих преобразователей не в состоянии полностью компенсировать неравномерность вращения двигателя, т. к. с изменением сопротивления якорной цепи изменяются постоянные времени T_a и T_u , происходит расстройка контуров тока и скорости, вследствие чего резко ухудшаются динамические характеристики привода. Как показали эксперименты, удвоение числа щеток приводит к снижению дисперсии сопротивления в 8—10 раз и более.

С целью увеличения равномерности вращения станочных электроприводов необходимо проектировать электродвигатели с низкими значениями дисперсии сопротивления щеточного контакта:

— применять мягкие электрографитные и меднографитные щетки со сравнительно низким контактным сопротивлением в паре с медными коллекторами общепромышленного назначения;

— увеличить число щеток в каждом щеточном узле и установить их с некоторым смещением друг относительно друга.

При эксплуатации политура на поверхности коллектора не должна быть нарушена.

ИПО «Армстанок»

17. I. 1985

Ի. Շ. ՆՆՏՆՐԻՆՅԱՆ, Ս. Պ. ԽՐԻՍՏՅԱՆ

ԽԱՐԻՑԻՆԻ ԳԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ԻՌՈՒՆՈՒՄԸ ԵՎ ՀԱՍՏՈՑՆԵՐԻ
ԷԼԵՏՐՈՐՈՒԼՆԵՑՄԱՆ ՇԱՐՔԻՉՆԵՐԻ ՊՏՈՒՅՏԻ ԱՆՀԱՎԱՍՏԱՐԱԶԱՓՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա մ փ ո փ ո ռ ռ

Հետազոտված է հաստոցների բանեցման հաստատուն հոսանքի շարժիչների խողանակաչին կոնտակտի դիմադրության ակնթարթային մեծության կախվածությունը մամանակից: Իրականացված է խողանակաչին կոնտակտի դիմադրության փոփոխության պատահական սրոցերի սպեկտրալ վերլուծություն: Պրոցեսի սպեկտրաչին խտության և շարժիչ արագության ըստ դիմադրության փոխանցման ֆունկցիայի միջոցով որոշվել է արագության ցրման մեծությունը ցածր պոտենցիալների դեպքում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Эффективность применения высокомоментных двигателей в станкостроении [Э. Г. Корзев, И. А. Волкомирский, А. М. Лебедев и др.— М.: Машиностроение, 1981.— 144 с.
2. Ашшц П. С. Щетки для электрических машин.— М.: Госэнергоиздат, 1961.— 215 с.

Օ. Ո. ԴԱՏՔԱՐՅԱՆ

ИССЛЕДОВАНИЕ АБСОЛЮТНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
НЕЛИНЕЙНЫХ МНОГОСВЯЗНЫХ СИСТЕМ МЕТОДОМ
ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ

1. *Введение.* В работе дается распространение метода характеристических передаточных функций (ХПФ) [1] на задачу исследования абсолютной устойчивости нелинейных многосвязных систем автоматического регулирования (МСАР). Показано, что при определенных допущениях можно выразить частотные условия абсолютной устойчивости МСАР непосредственно через характеристические годографы линейной части и придать этим условиям геометрическую интерпретацию, известную по классической теории регулирования.

2. *Абсолютная устойчивость МСАР общего вида. Метод Попова.* Рассмотрим n -мерную нелинейную МСАР на рис. 1, где $W(p)$ — передаточная матрица устойчивой линейной части общего вида, $\text{diag}\{F_i(x_i)\}$ — диагональная матрица нелинейностей, которые для простоты будем считать однопипными с характеристиками, расположенными в секторах $[0, K_i]$ (рис. 2, а):

$$0 \leq y_i, x_i \leq K_i, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (1)$$

Согласно критерию Попова [2] для абсолютной устойчивости положения равновесия $x \equiv 0$ МСАР на рис. 1 достаточно, чтобы существовала диагональная матрица $\text{diag}\{Q_i\}$ с действительными Q_i такая, что для всех $\omega > 0$ эрмитова матрица

$$\text{Re}P(j\omega) = \frac{1}{2} [P(j\omega) + P^*(j\omega)] \quad (2)$$

являлась бы положительно-определенной (для краткости будем писать $\text{Re}P(j\omega) > 0$), где $*$ — символ сопряжения, а $P(j\omega)$ имеет вид

$$P(j\omega) = [I + j\omega \text{diag}\{Q_i\}] W(j\omega) + \text{diag}\{1/K_i\}. \quad (3)$$

Для выполнения условия $\text{Re}P(j\omega) > 0$ необходимо и достаточно, чтобы были положительными все собственные значения $\mu_i(\omega)$ или главные диагональные миноры $\Delta_i(\omega)$ матрицы $\text{Re}P(j\omega)$ (2). В литературе описаны различные алгебраические методы проверки условий $\mu_i(\omega) > 0$

или $\Delta_r(\omega) > 0$ при заданных Q_i . Среди них наибольшее распространение получили алгоритмический метод Штурма, метод Д. Шильяка и некоторые другие [3]. Применение метода Попова в инженерной практике связано с существенными трудностями, поскольку в настоящее время отсутствуют какие-либо регулярные приемы определения оптимальных значений Q_i , исходя из алгебраических критериев положительной определенности матрицы $\text{Re } P(j\omega)$. Не приводит к заметным упрощениям и отмеченный в [3] прием замены диагональной матрицы $\text{diag}\{Q_i\}$ скалярной QI , т. к. и здесь остается открытым вопрос о связи оптимального значения параметра Q с передаточной матрицей $W(p)$ и числами K_i в (1). Ниже будет показано, как можно на базе метода ХПФ придать задаче выбора Q простую и наглядную геометрическую интерпретацию, аналогичную используемой в одномерном случае [4].

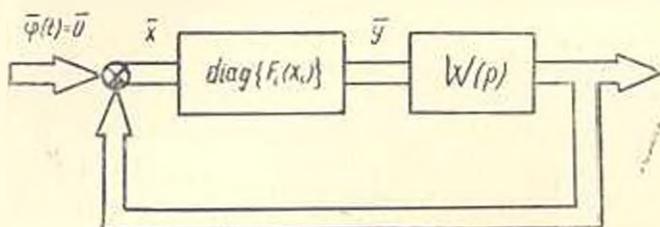


Рис. 1

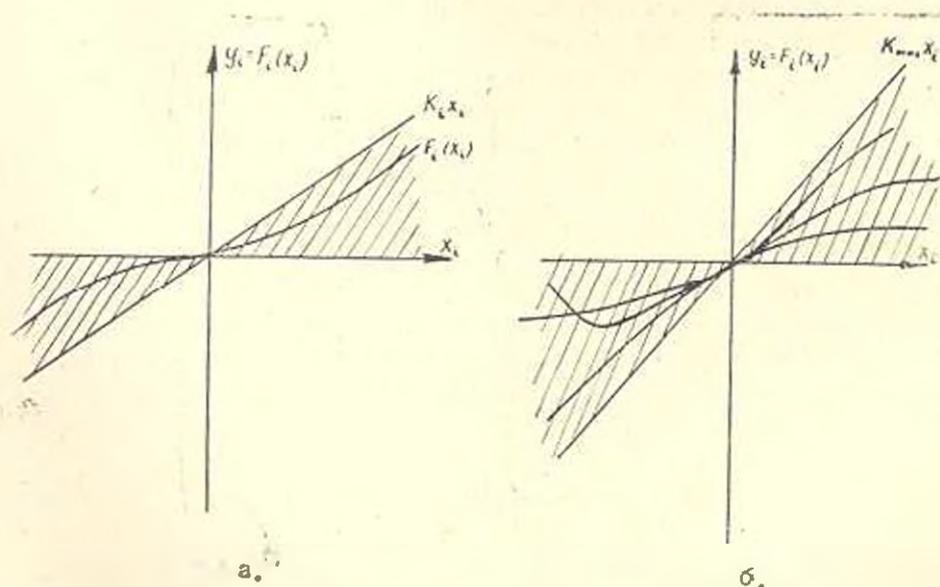


Рис. 2.

Заменим в (3) матрицу $\text{diag}\{Q_i\}$ скалярной QI , а матрицу $\text{diag}\{1/K_i\}$ - скалярной $(1/K_{max})I$, где $K_{max} = \max |K_i|$. Геометрически последняя операция соответствует введению сектора $[0, K_{max}]$, охватывающего все характеристики нелинейностей $F_i(x_i)$ (рис. 2б). Тогда, воспользовавшись каноническим представлением передаточной матри-

цы линейной части $W(j\omega)$, при помощи преобразования подобия получим:

$$W(j\omega) = C(j\omega) \text{diag} \{q_i(j\omega)\} C^{-1}(j\omega), \quad (4)$$

где $C(j\omega)$ -модальная матрица; $q_i(j\omega)$ -ХГФ линейной части [1]

Матрицу $P(j\omega)$ (3) можно привести к виду

$$P(j\omega) = C(j\omega) \text{diag} \{(1 + j\omega Q) q_i(j\omega) + 1/K_{max}\} C^{-1}(j\omega). \quad (5)$$

Согласно (5) матрица $P(j\omega)$ приводится к диагональному виду в каноническом базисе линейной части, а ее комплексные собственные значения равны

$$\gamma_i(j\omega) = (1 + j\omega Q) (q_i(j\omega) + 1/K_{max}), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (6)$$

На основании известной в теории матриц теоремы Гирша [5] наибольшее и наименьшее значения $\mu_{max}(\omega)$ и $\mu_{min}(\omega)$ из собственных значений $\mu_i(\omega)$ эрмитовой матрицы $\text{Re } P(j\omega)$ строго ограничивают сверху и снизу множество вещественных чисел $\text{Re} |\gamma_i(j\omega)|$:

$$\mu_{min}(\omega) < \text{Re} |\gamma_i(j\omega)| < \mu_{max}(\omega). \quad (7)$$

Однако необходимые и достаточные условия положительной определенности матрицы $\text{Re } P(j\omega)$ (2) заключаются в положительности всех ее собственных значений. С другой стороны, если хотя бы одно из $\text{Re} |\gamma_i(j\omega)| < 0$, то $\mu_{min}(\omega) < 0$. Следовательно, необходимые условия выполнения $\text{Re } P(j\omega) > 0$ запишутся в виде

$$\text{Re} \{(1 + j\omega Q) q_i(j\omega) + 1/K_{max}\} > 0. \quad (8)$$

Условия (8) имеют простой геометрический смысл. Назовем комплексные функции

$$q_i^*(j\omega) = \text{Re} \{q_i^*(j\omega)\} + j \text{Im} \{q_i^*(j\omega)\}, \quad (9)$$

где $\text{Re} \{q_i^*(j\omega)\} = \text{Re} |q_i(j\omega)|$ и $\text{Im} \{q_i^*(j\omega)\} = \omega \text{Im} |q_i(j\omega)|$, модифицированными ХГФ линейной части МСАР. Тогда уравнение

$$\begin{aligned} \text{Re} \{(1 + j\omega Q) q_i(j\omega) + 1/K_{max}\} = \text{Re} |q_i^*(j\omega)| - \\ - Q \text{Im} |q_i^*(j\omega)| + 1/K_{max} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

определяет на комплексной плоскости семейства $|q_i^*(j\omega)|$ прямую линию Π (прямую Попова), проходящую через точку $-1/K_{max}$, $j0$ и имеющую наклон $1/Q$ [4]. Отсюда приходим к выводу, что для $\text{Re } P(j\omega) > 0$ необходимо, чтобы все семейство $|q_i^*(j\omega)|$ модифицированных характеристических годографов линейной части МСАР лежало правее прямой Π (10), т. е. обычный критерий Попова должен выполняться по отношению к каждой из одномерных характеристических систем. Оптимальное значение параметра Q определяется таким накло-

ном прямой II, при котором обеспечивается наибольшее удаление этой прямой от семейства модифицированных годографов $q_i^m(j\omega)$. Выполнение при некотором $Q = \text{const}$ условий (8) еще не гарантирует абсолютную устойчивость положения равновесия МСАР, поэтому выбрав указанным способом оптимальное значение Q , нужно проверить и выполнение условия $\text{Re } P(j\omega) > 0$ стандартными методами [3].

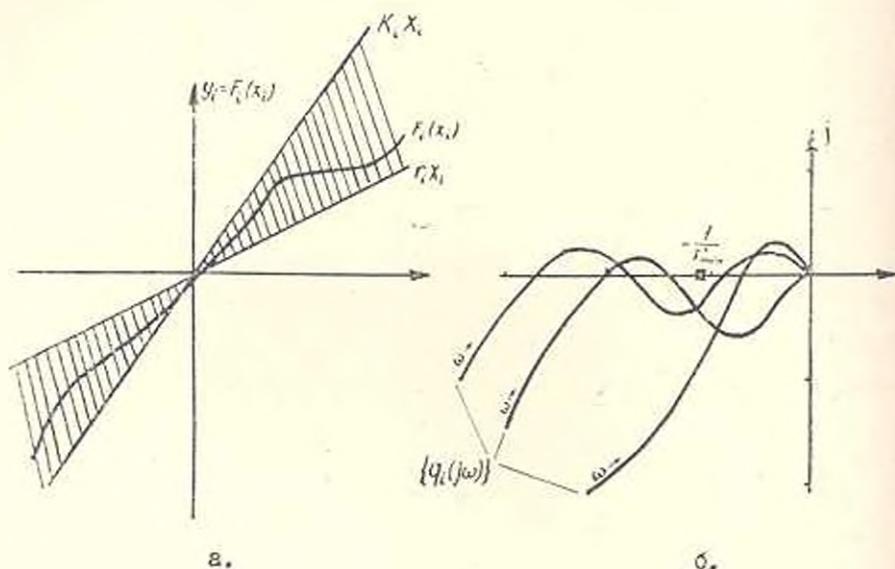


Рис. 3.

3. *Внеосевой круговой и параболический критерии абсолютной устойчивости.* Перейдем теперь к более общему случаю МСАР с неустойчивой или «условно устойчивой» линейной частью $W(p)$ и нелинейностями, расположенными в секторах $[r_i, K_i]$ (рис. 3а):

$$r_i \leq y_i x_i \leq K_i. \quad (11)$$

Под условно устойчивыми здесь понимаются матрицы $W(j\omega)$ с «ключвообразными» характеристическими годографами $q_i(j\omega)$ (рис. 3б).

Данную задачу нетрудно привести к предыдущей. Для этого введем сектор $[r_{min}, K_{max}]$, содержащий все характеристики $F_i(x_i)$, и допустим, что передаточная матрица $W(p)$, охваченная отрицательной обратной связью посредством скалярной матрицы $r_{min} I_1$ устойчива (рис. 3б). Тогда можно воспользоваться эквивалентным структурным преобразованием МСАР, представленным на рис. 4, где передаточная матрица преобразованной линейной части

$$W_{11}(p) = [I + r_{min} W(p)]^{-1} W(p) \quad (12)$$

по предположению устойчива, а характеристики $F_i^{11}(x_i) = F_i(x_i) - r_{min} x_i$ лежат в секторе $[0, K_{max} - r_{min}]$. Как видим, по отношению

к преобразованной МСАР на рис. 4 выполняются все условия применимости критерия Попова в рассмотренной выше форме, причем, в место (8) будем иметь

$$\operatorname{Re} \{ (1 + j\omega Q) q_i(j\omega) [1 + r_{\min} q_i(j\omega)] + 1 / (K_{\max} - r_{\min}) \} > 0. \quad (13)$$

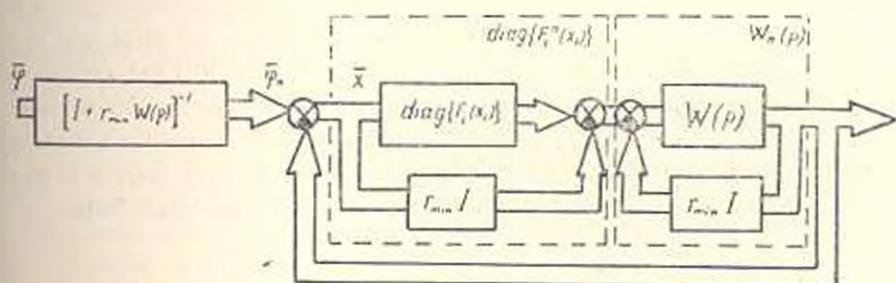


Рис. 4

При этом построении нужно проводить на плоскости модифицированных характеристических годографов $q_{ii}^n(j\omega)$ преобразованной матрицы $W_n(p)$ (12), что не совсем удобно с практической точки зрения. Поэтому рассмотрим еще один подход, который использует характеристические годографы $q_i(j\omega)$ исходной линейной части и приводит к обобщению на многомерный случай известного кругового критерия [4]. Выделив в (13) действительные части, после несложных алгебраических преобразований можно получить

$$\left| \operatorname{Re} \{ q_i \} + \left(\frac{K_{\max} + r_{\min}}{2K_{\max} r_{\min}} \right) \right|^2 + \left| \operatorname{Im} \{ q_i \} - \omega Q \left(\frac{K_{\max} + r_{\min}}{2K_{\max} r_{\min}} \right) \right|^2 > \left(\frac{K_{\max} - r_{\min}}{2K_{\max} r_{\min}} \right)^2 (1 + \omega^2 Q^2). \quad (14)$$

Но если заменить в (14) знак $>$ на знак равенства, то придем к уравнению окружности на комплексной плоскости семейства $\{ q_i(j\omega) \}$ с центром в точке $U(\omega)$ с координатами

$$\operatorname{Re} \{ U(\omega) \} = -\frac{1}{2} (1/r_{\min} + 1/K_{\max}), \quad (15)$$

$$\operatorname{Im} \{ U(\omega) \} = \frac{1}{2} \omega Q (1/r_{\min} - 1/K_{\max})$$

и радиусом $R(\omega) = \sqrt{1 + \omega^2 Q^2} [(1/r_{\min} - 1/K_{\max})/2]$. Это позволяет дать следующую геометрическую интерпретацию условиям (13). Для положительной определенности матрицы $\operatorname{Re} P(j\omega)$ (2) при некоторой частоте $\omega = \omega_k$ необходимо, чтобы множество n точек на $|q_i(j\omega)|$ при $\omega = \omega_k$ было расположено вне соответствующей окружности с центром

в $U(\omega_k)$ и радиусом $R(\omega_k)$ (рис. 5а), т. е. по отношению к каждому годографу $q_i(j\omega)$ должен выполняться обычный внесосовой круговой критерий [4]. Выбор оптимального значения параметра Q при этом осуществляется, как и в одномерном случае, последовательными приближениями. Аналогично обобщается на многомерный случай и параболический критерий абсолютной устойчивости [4]. Можно показать, что если при некотором $Q = \text{const}$ выполняется внесосовой круговой критерий, то семейство модифицированных годографов $q_i^*(j\omega)$ исходной линейной части МСАР расположено вне параболы, проходящей через точки $-1/r_{\min}$ и $-1/K_{\max}$ на действительной оси, причем касательные к параболе в этих точках имеют наклоны $-1/Q$ и $+1/Q$, т. е. правая касательная совпадает с обычной прямой Полова (рис. 5б).

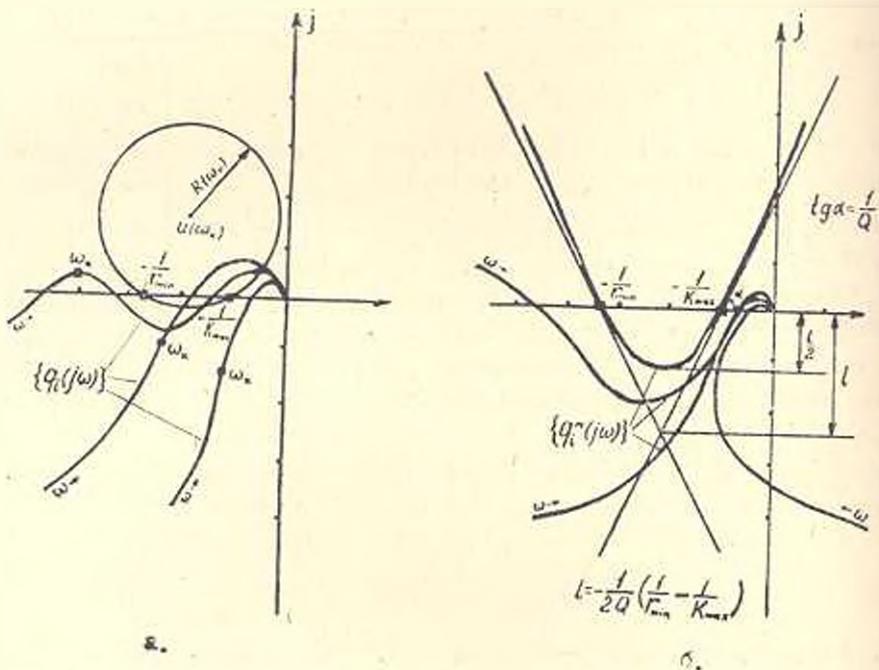


Рис. 5.

26. V. 1983

Օ. Ն. ԳԱՏՎԱՐՏԱՆ

ՈՂ ԳՄԱՆԱԿԱՆ ԲԱԶՄԱՆՈՒԳ ՀԱՄԱԿԱՐԿԵՐԻ ԲԱՑԱՐՉԱԿ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՀԵՏԱԶՅՈՏՈՒՄԸ ԲՆՈՒԹԱԳՐՈՂ ՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ՖՈՒՆԿՑԻՈՆՆԵՐԻ ՄԵԹՈԴՈՎ

Ա մ փ ո փ ո ռ մ

Տրված է բնութագրող փոխանցման ֆունկցիաների մեթոդի տարածումը ոչ դժարին բաղմակապ այստեղից կարգադրման համակարգերում (ԲԱԿՀ)

Համասարակշռության դիրքի և հարկադրական պրոցեսների բացարձակ կայունությունը հետազոտման խնդրի վրա:

Յույց է տրված, որ սրուշակի Լնթադրությունների դեպքում բացարձակ կայունության հաճախակային պայմանները կարելի է արտահայտել գծային մասի բնութագրող հոդադրաձևերի միջոցով և առ այդ պայմաններին կարգավորման դասական տեսությունից հայտնի երկրաչափական մեկնարանում: Զեակներսված Լն բացարձակ կայունության արտատունայքային շրջանային և պարարոլիկ շափանիչները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Гасприян О. Н. Исследование автоколебаний в нелинейных многосвязных системах резонирования методом характеристических нечетаточных функций.— Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1981, с. XXXVII, № 5, с. 31—39.
2. Методы исследования нелинейных систем автоматического управления / Под ред. Р. А. Нелепина.— М.: Наука, 1975.— 418 с.
3. Муттер В. М. Аналого-цифровые автоматические системы.— Л.: Машиностроение, 1981.— 199 с.
4. Сун Д., Мейер А. Современная теория автоматического управления и ее приложения.— М.: Машиностроение, 1972.— 341 с.
5. Мирхус М., Минк Х. Обзор по теории матриц и матричных неравенств.— М.: Наука, 1972.— 232 с.

ТЕХНИЧЕСКАЯ КИБЕРНЕТИКА

Б. Е. САФАРОВ

ОПТИМАЛЬНОЕ НОРМИРОВАНИЕ НЕПРЕРЫВНО
ПОПОЛНЯЕМЫХ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ
С ПОМОЩЬЮ НОМОГРАММЫ

Надежность эксплуатации различных технических средств (ТС) во многом зависит от их обеспеченности в процессе технического обслуживания запасными частями, чему в условиях экономии материальных ресурсов может способствовать развитие и внедрение научно обоснованных методов управления ресурсами запасных частей. В работе [1] была предложена номограмма установления норматива запаса регионального склада, полученная на основе экономико-математического моделирования процесса обеспечения ТС запасными частями в условиях периодического пополнения запасов склада.

В данной работе рассматривается аналогичная номограмма расчета для непрерывного пополнения ресурсов запасных частей. Предполагается, что региональный склад на начало планового периода обеспечивается запасными частями в количестве x_{ni} для i -го типа запасных частей ($i = 1, n$), а от обслуживаемых ТС на склад поступает пуассоновский поток требований с постоянной интенсивностью λ_i на выдачу i -го типа запасных частей. При поступлении требования от ТС на выдачу определенной запасной части последняя выдается из наличных запасов склада, а поступившая с требованием неисправная запасная часть передается на ремонт. Время восстановления распределено по показательному закону с постоянной интенсивностью μ_i . После восстановления запасной части она в исправном состоянии возвращается на региональный склад. Если при поступлении требования на складе необходимой запасной части нет в наличии, происходит отказ системы снабжения. Тогда производится экстренная (аварийная) поставка необходимой запасной части со склада вышестоящего уровня, в течение которой данное ТС простаивает.

В терминах системы массового обслуживания (СМО) считается, что число запасных частей на складе в начальный момент x_{ni} есть число каналов обслуживания, а величина λ_i — плотность потока требований, причем $\rho_i = \frac{\lambda_i}{\mu_i}$ — параметр обслуживания, где t_{oi} — среднее время обслуживания требования. Данная схема пополнения запасов склада

соответствует модели СМО /M/M/∞/ с «потерянными требованиями», где образование очереди требований запрещено. Для этой схемы справедливо выражение [2, 3]:

$$p_{ik} = \frac{\lambda_i^k / k!}{\sum_{k=0}^{x_{ni}} \lambda_i^k / k!} \quad (1)$$

где

$$p_i = \frac{\lambda_i}{\nu_i} \quad (2)$$

Здесь p_{ik} — вероятность того, что в произвольный момент времени из начального количества x_{ni} запасных частей, k запасных частей находятся в ремонте (обслуживанием заняты k каналов). С помощью выражения (1) можно получить математическое ожидание числа запасных частей i -го типа, которые будут немедленно выданы по поступающим требованиям за плановое время t_n :

$$E[x_{y_{ni}, i}] = a_i (1 - p_{x_{ni}, i}), \quad (3)$$

где a_i — математическое ожидание числа требований на выдачу запасных частей i -го типа, поступивших на склад в течение времени t_n , а $p_{x_{ni}, i}$ — стационарная вероятность получения отказа в выдаче со склада запасной части i -го типа.

Величина $p_{x_{ni}, i}$ получается из выражения (1) при $k = x_{ni}$, т. е. условию, что все запасные части находятся на восстановлении.

Аналогичным образом математическое ожидание числа требований, немедленно не удовлетворяемых складом за время t_n (ожидаемое число экстренных поставок), равно:

$$D[x_{ni}] = a_i - E[x_{y_{ni}, i}]. \quad (4)$$

Выражения (3) и (4) с учетом (1) приводятся к виду [3]:

$$E[x_{y_{ni}, i}] = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{ni} = 0, \\ a_i \frac{p_{x_{ni}-1}}{p_{x_{ni}}} & \text{при } x_{ni} > 0; \end{cases} \quad (5)$$

$$D[x_{ni}] = a_i \frac{p_{x_{ni}}}{p_{x_{ni}}}, \quad (6)$$

где $p_{x_{ni}}$ и $P_{x_{ni}}$ — табличные функции распределения Пуассона:

$$p_{x_{ni}} = \frac{\lambda_i^{x_{ni}}}{x_{ni}!} e^{-\lambda_i}; \quad (7)$$

$$P_{x_{ni}} = \sum_{k=0}^{x_{ni}} \frac{\lambda_i^k}{k!} e^{-\lambda_i}. \quad (8)$$

Перейдем к получению экономико-математической модели определения оптимальной нормы запаса склада по критерию минимума суммарных издержек системы ТС-ЗИП. Постановка задачи сводится к отысканию оптимального плана целочисленных значений вектора

$$x_{ii}^0 = [x_{ii}^0], \quad x_{ii}^0 \geq 0, \quad \forall i, \quad (9)$$

минимизирующего выражение И годовых суммарных издержек системы ТС-ЗИП

$$И = \sum_{i=1}^n И_i, \quad (10)$$

$$И_i = И_{xi} + И_{zi} + И_{ci}. \quad (11)$$

Здесь x_{ii}^0 — оптимальный норматив (начальный запас) запасных частей i -го типа; $И_i$ — годовые суммарные издержки системы по i -му типу запасных частей; $И_{xi}$, $И_{zi}$, $И_{ci}$ — издержки по хранению на складе экстренным поставкам и простоям обслуживаемых ТС для i -го типа запасных частей за год.

Отдельные слагаемые выражения (11) представим в виде:

$$И_{xi} = \beta c_i x_{ii}; \quad (12)$$

$$И_{zi} = \alpha_i D[x_{ii}]; \quad (13)$$

$$И_{ci} = \kappa \tau_{zi} D[x_{ii}], \quad (14)$$

где β — коэффициент удельных затрат хранения запаса в течение года на складе (издержки иммобилизации средств в запасе, $\beta = 0,15$); c_i — стоимость одной запасной части i -го типа, руб.; α_i — стоимость экстренной поставки запасной части i -го типа (оформление заказа и транспортные расходы), руб.; κ — ущерб, вызванный простоем одного ТС за единицу времени, руб/ч; τ_{zi} — время экстренной поставки i -ой запасной части, ч.

Выражение (11) с учетом (12—14) принимает вид:

$$И_i = \beta c_i x_{ii} + (\alpha_i + \kappa \tau_{zi}) D[x_{ii}]. \quad (15)$$

Можно показать, что функция $И_i$ по параметру x_{ii} является вогнутой унимодальной, а минимизация сепарабельной функции (10) равносильна минимизации функции (11) $\forall i$. Для нахождения оптимального значения аргумента x_{ii}^0 функции (15) определим разности первого порядка этой функции:

$$\begin{cases} И_{x_{ii}+1} - И_{x_{ii}} \geq 0; \\ И_{x_{ii}} - И_{x_{ii}-1} \leq 0. \end{cases} \quad (16)$$

Из (16) с учетом (6) и (15) получим условие

$$\frac{1}{\frac{P_{x_{от}}-1}{P_{x_{от}-1}} - \frac{P_{x_{от}}}{P_{x_{от}}}} > G_i > \frac{1}{\frac{P_{x_{от}}}{P_{x_{от}}} - \frac{P_{x_{от}+1}}{P_{x_{от}+1}}} \quad (17)$$

где

$$G_i = 6,67a_i B_i; \quad (18)$$

$$B_i = \frac{a_i + x_{от}^0}{c_i}; \quad (19)$$

Выражение (17) позволяет с помощью табличных данных распределения Пуассона [5] построить графическую зависимость

$$x_{от}^0 = x_{от}^0(G_i, \rho_i), \quad (20)$$

имеющую характер номограммы. Для этого, задаваясь определенными значениями $x_{от}$ и ρ_i , по выражению (17) находят соответствующие значения G_i .

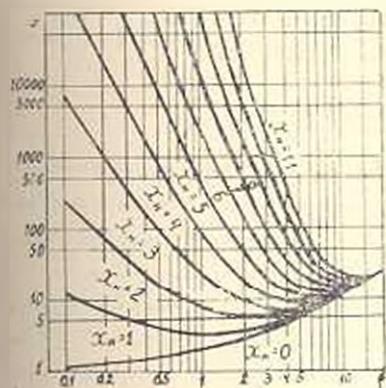


Рис. 1. Номограмма определения оптимального норматива складского запаса.

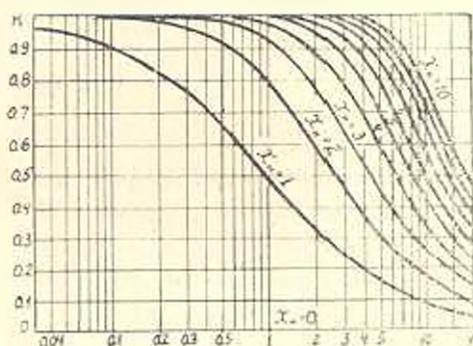


Рис. 2. Определение коэффициента обеспечения надежности ТС запасными частями.

Графическая зависимость (рис. 1), построенная в логарифмических координатах, представляет семейство кривых граничных значений оптимального норматива запасных частей. Кривые рисунка делят координатную плоскость на зоны, каждой из которых соответствует свое оптимальное значение запаса. Зоне под нижней кривой соответствует условие $x_{от}^0 = 0$, т. е. отсутствие необходимости содержать запасные части данного типа. Точки, расположенные на самих кривых, могут быть отнесены к любой из примыкаемых к данной кривой зон. Таким образом, номограмма (рис. 1) позволяет по известным значениям G_i и ρ_i определять соответствующие оптимальные значения $x_{от}^0$.

Для облегчения определения величины R_i -коэффициента обеспечения ТС запасными частями, который используется при решении ряда задач оптимального управления запасными частями, с помощью зависимости, приводимой в [4]:

$$R_i = \frac{E|x_{r,i}|}{u_i} \quad (21)$$

построены кривые (рис. 2) зависимости R_i от z_i при фиксированных значениях норматива запаса $x_{r,i}$.

Приводимые в работе зависимости и номограмма позволяют вручную устанавливать не только оптимальный норматив запаса регионального склада, но и решать ряд других задач оптимального управления ресурсами запасных частей в системе технического обслуживания, как, например, определение плановой потребности в запасных частях, оценка состояния обеспеченности запасными частями, распределение запаса между отдельными складами и другие задачи.

Ր. Բ. ՍԱՀԱՐՈՎ

ԱՆԵՆԳԶԱՏ ԼՐԱՅՎՈՂ ՊՈԼՆՈՏԱՄԱՍԵՐԻ ՕՊՏԻՄԱԿԱԼ
ՆՈՐՄԱՎՈՐՈՒՄԸ ՆՈՐՄԿՐԱՄԻ ՕՂՆՈՒԹՅԱՄԸ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. լ. մ.

Քննարկվում է պահեստամասերի օպտիմալ նորմատիվի որոշման նոմոգրամի ստացումը տեխնիկական միջոցների սպասարկման համար պահեստամասերի տնընդհատ լրացման դեպքում: Պահեստի պաշարի լրացման նման տարատեղիան բնորոշ է վերականգնվող պահեստամասերի համար, որոնք շարքից դուրս գալուց անմիջապես հետո ուղարկվում են նորոգման Աշխատանքում բերվող բանաձևերը և նամեղրամները հնարավորություն են տալիս բավականին պարզ ձևով լուծել տեխնիկական սպասարկման համակարգում պահեստամասերի սխտրսների օպտիմալ դիկավարման մի շարք խնդիրներ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Сафаров Б. Е. Номограммы оптимальных нормативов на запасные части при периодическом пополнении запасов региональных складов.— Надежность и контроль качества, 1985, № 2. с. 3—10.
2. Клейнрок Л. Теория массового обслуживания.— М.: Машиностроение, 1979.— 432 с.
3. Нольков О. А., Петухов С. И. Прикладные вопросы теории массового обслуживания.— М.: Советское радио, 1969.— 393 с.
4. Сафаров Б. Е. Определение показателя обеспеченности СВТ запасными частями в модели непрерывного пополнения запасов регионального склада.— В сб.: «Вопросы радиоэлектроники», М.: Изд-во ИИИЭИР, 1984, сер. ЭВТ, вып. II, с. 57—62.
5. Миллер П., Штарм Р., Нойман П. Таблицы по математической статистике.— М.: Финансы и статистика, 1982.— 278 с.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Э. А. КАЗАРЯН, А. К. ПОГОСЯН, И. А. ПОГОСЯН

ОДНОКАНАЛЬНАЯ СИСТЕМА С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯМИ
 И ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Рассматривается система массового обслуживания с поступающими потоками вызовов L_i ($i = \overline{1, r}$), в которой вызовы потока L_i имеют некоторый приоритет по отношению к вызовам потока L_j при $i < j$ ($j = \overline{i+1, r}$). Если τ_i — время между двумя последовательными поступлениями вызовов потока L_i в систему, то $P\{\tau_i < t\} = A_i(t)$, ($i = \overline{1, r}$).

Для обслуживания вызовов в системе имеется один обслуживающий прибор, а для вызовов потока L_i — всего N_i мест для ожидания ($i = \overline{1, r}$). Если L_i в момент поступления данного вызова потока L_i на обслуживающий прибор не превосходит N_i^* , то время его обслуживания имеет функцию распределения $G_i(t)$, если же их больше, чем N_i^* , но меньше или равно N_i , то оно имеет функцию распределения $G_i^*(t)$.

Каждый вызов потока L_i ($i = \overline{1, r}$) с вероятностью A_i считается полностью обслуженным и покидает систему, или с дополнительной вероятностью $q_i = 1 - P_i$ обслуживание считается незавершенным (при $i = r$ вызов теряется) и данный вызов возвращается в конец очереди вызовов потока L_{i-1} и в дальнейшем обслуживается как вновь пришедший вызов потока L_{i-1} , ($i = \overline{1, r-1}$). Если же в очереди для вызовов потока L_{i-1} нет свободных мест, то данный вызов проходит по всем очередям потоков L_{i-k} ($k = \overline{2, r-i+1}$) и при первом нахождении свободного места в очереди для вызовов потока L_i ($i+2 < j < r$) остается там, а в дальнейшем обслуживается как вызов потока L_j . В случае отсутствия свободных мест в очереди вызов теряется.

Если в момент поступления вызова потока L_i ($i = \overline{1, r}$) в систему все N_i места для ожидания заняты, то этот вызов сканирует очереди потоков более низких приоритетов и при наличии первого свобод-

ного места становится в начало очереди и в дальнейшем будет обслуживаться как вызов того потока, которому соответствует занятое им место в очереди. В противном случае, т. е. когда все места у остальных потоков L_i ($j = \overline{i+1, r}$) заняты, вызов теряется.

При общей постановке задачи и произвольных законах распределения $A_i(t)$, $G_i(t)$, $G_i^*(t)$, ($i = \overline{1, r}$) исследование системы и нахождение основных характеристик функционирования в аналитической форме представляет определенные трудности, поэтому целесообразно замарковские модели приближенно свести к марковским, используя при этом аппроксимацию общих законов эрланговскими распределениями. В данной работе рассматривается вариант анализа системы, когда вышеперечисленные функции распределения эрланговские. Не нарушая общности решения и с целью сокращения выкладок, рассмотрим случай, когда $r = 2$.

Пусть потоки L_1 и L_2 эрланговские с параметрами $(\lambda_1, \dots, \lambda_r)$ ($\gamma_1, \dots, \gamma_r$) соответственно. Функции распределений $G_1(t)$, $G_1^*(t)$, $G_2(t)$, $G_2^*(t)$ также эрланговские с параметрами $(\mu_1^{(1)}, \dots, \mu_2^{(1)})$, $(\mu_1^{(2)}, \dots, \mu_n^{(2)})$, $(\mu_1^{(3)}, \dots, \mu_m^{(3)})$, $(\mu_1^{(4)}, \dots, \mu_m^{(4)})$. Ввиду того, что процесс функционирования рассматриваемой системы представляет собой скачкообразный процесс, на основе [1, 2] функционирование исследуемой системы описывается с помощью вложенного полумарковского процесса с конечным числом состояний. Будем считать, что система находится в состоянии E_{uijxyz} ($u = \overline{0, L}$, $i = \overline{0, N_1}$, $j = \overline{0, N_2}$, $x = \overline{1, l}$, $y = \overline{1, k}$, $z = \overline{0, x}$), $x = \max(n, n', m, m')$, если в системе i вызовов первого потока и j вызовов второго потока, поступление находится на фазе x и y соответственно для вызовов первого и второго потоков, обслуживание на приборе находится на фазе z , причем, обслуживается вызов первого потока, если $u = 1, 2$ и вызов второго — если $u = 3, 4$. При $u = 0$ система свободна от вызовов, т. е. $i = 0, j = 0, z = 0$. Пусть $P_{u'ij'x'y'z'}$ — стационарная одношаговая вероятность перехода системы в состояние $E_{u',i',j',x',y',z'}$, если она находилась в состоянии E_{uijxyz} ; $\tau_{u'ij'x'y'z'}$ (u', i', j', x', y', z') — случайное время пребывания системы в состоянии $E_{u'ijxyz}$ до перехода в состояние $E_{u',i',j',x',y',z'}$ за один шаг;

$$E = \{(u'ij'xyz): u = \overline{0, 4}; i = \overline{0, N_1}; j = \overline{0, N_2}; x = \overline{1, l}; \\ y = \overline{1, k}; z = \overline{0, x}\};$$

$$E_0 = \{(u'ijxyz): u = i = j = z = 0; x = \overline{1, l}; y = \overline{1, k}\}.$$

Значения переходных одношаговых вероятностей и математические ожидания времен пребывания в состояниях, введенных выше, находятся элементарно в силу определения системы и поэтому в данной работе не приводятся. Введем обозначения: $f_{u'ij'x'y'z'}$ — время пребывания системы в подмножестве состояний $E - E_0$ с момента попадания си-

системы в состояние $E_{ni/jxyz}$, до попадания в свободное от вызовов состояние E_0 :

$$M\eta_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') = \tilde{\eta}_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z');$$

$$M\tilde{\eta}_{ni/jxyz} = \varphi_{ni/jxyz};$$

$I_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z')$ — индикатор перехода системы из состояния $E_{ni/jxyz}$ в $E_{0', l', j', x', y', z'}$ за один шаг. С учетом введенных обозначений можно установить справедливость следующей системы линейных уравнений $((ni/jxyz) \in E - E_0)$:

$$\begin{aligned} \tilde{\eta}_{ni/jxyz} = & \sum_{l_0} I_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') \eta_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') + \\ & + \sum_{l_0} I_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') \times \\ & \times [P_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') + \tilde{\eta}_{0', l', j', x', y', z'}]. \end{aligned} \quad (1)$$

Переходя в последней системе уравнений к математическим ожиданиям [1], получаем систему линейных уравнений:

$$\begin{aligned} \varphi_{ni/jxyz} = & \sum_{l_0} P_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') \tilde{\eta}_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') + \\ & + \sum_{l_0} P_{ni/jxyz}(ni/jxyz) [\tilde{\eta}_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') + \varphi_{0', l', j', x', y', z'}]. \end{aligned} \quad (2)$$

Аналогично рассуждениям, приведенным в [2], можно из (1) найти уравнение для функции распределения случайных величин $K_{ni/jxyz}$. Пусть $K_{ni/jxyz}$ — среднее число потерянных вызовов с момента попадания системы в состояние $E_{ni/jxyz}$ до первого момента, когда система переходит в состояние E_0 . Тогда $K_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z')$ — среднее число потерянных вызовов при переходе в состояние $E_{0', l', j', x', y', z'}$ за один шаг из $E_{ni/jxyz}$.

Аналогично (2) получим:

$$\begin{aligned} K_{ni/jxyz} = & \sum_{l_0} P_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') K_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') + \\ & + \sum_{l_0} P_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') \times \\ & \times [K_{ni/jxyz}(u', l', j', x', y', z') + K_{0', l', j', x', y', z'}]. \end{aligned} \quad (3)$$

Потеря вызова происходит только во время некоторых переходов: в момент поступления вызова, когда заполнены все места для ожидания обоих потоков; в момент окончания обслуживания вызова, когда у второго потока заняты все места для ожидания с вероятностью q_1 или q_2 .

Введем следующие обозначения: $P_{ni/jxyz}(t)$ — вероятность того, что в момент времени t система находится в состоянии $E_{ni/jxyz}$, если в момент времени $t = 0$ она находилась в состоянии $E_{ni/jxyz}$.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} P_{ni/jxyz}(t) = P_{ni/jxyz};$$

T_{aijxyz}^{1z} — среднее время пребывания фиксированного вызова первого потока в системе, с момента попадания системы в состояние $E_{a, i, x, j, y, z}$ до момента, когда этот вызов покинет систему, при условии, что этот вызов i -ый в очереди для вызовов первого потока, а за ним в очереди еще x вызовов; T_{aijxyz}^{2z} — среднее время пребывания конкретного вызова второго потока в системе с момента попадания системы в состояние $E_{a, j, x, k, y, z}$ до момента, когда этот вызов покинет систему, если он j -ый в очереди для вызовов второго потока, а за ним еще x вызовов в очереди.

На основе формулы полной вероятности и математического ожидания нетрудно составить систему линейных уравнений. [3] для T_{aijxyz}^{1z} , T_{aijxyz}^{2z} , $P_{a, i, x, y, z}$, после решения которой величины среднего периода занятости Π_c примет вид:

$$\Pi_c = \sum_{y=1}^k \varphi_{1101y1} P_{c, x, i, y, 0} (1101y1) P_{000, x, i, 0} + \sum_{x=1}^i P_{000, x, i, 0} P_{000, x, i, 0} (300x11) \varphi_{301x11}.$$

Аналогичным образом вычисляется среднее число потерянных вызовов за период занятости K_c :

$$K_c = \sum_{y=1}^k P_{c, 0, 0, i, y, 0} P_{1101y1} (1101y1) K_{1101y1} + \sum_{x=1}^i P_{000, x, i, 0} P_{000, x, i, 0} (301x11) K_{301x11}.$$

Среднее время пребывания виртуального вызова в системе запишется в следующем виде:

а) для вызовов первого потока —

$$W_1 = \sum_{E: i \in N_1} P_{a, i, x, y, z} T_{a, i, x, y, z}^{10} + \sum_{(a, N_1, x, y, z) \in E: j \in N_2} P_{a, N_1, x, y, z} T_{a, N_1, x, y, z}^{20}$$

а) для вызовов второго потока —

$$W_2 = \sum_{E: j \in N_2} P_{a, i, x, y, z} T_{a, i, x, y, z}^{20}$$

Երթիմ Կ. Մարգև

12.1.1985

Է. Ա. ՉԱԶԱՐՅԱՆ, Ա. Կ. ՓՈՂՈՍՅԱՆ, Ի. Ա. ՓՈՂՈՍՅԱՆ

ՀԵՏԱԳԱՐՁ ԿԱՓՈՎ ԵՎ ՓՈՒՆԱԶԱՏՈՒԹՅՈՎ ԸՐԱԿԱՆԱԿ ԶԱՐԿԱԿԱՐԳ

Ա. Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Վ

Գիտարկվում է փոխանցատունով և հետադարձ կապով համակարգի փոստիված են՝ գրադիանտային պարբերությունը, նրա բնթացքում կորած և սպառարկված պահանջների քանակը, տարրեր հարբերի պահանջների համակարգում գտնվելու ժամանակները և կայունացված հավանականությունները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Корольюк В. С., Турбин А. Ф. Процессы марковского включения в задачах надежности систем.— Киев: Наукова думка, 1982.— 235 с.
2. Сильвестрова Л. С. Полумарковские процессы с дискретным множеством состояний.— М.: Советское радио, 1980.— 271 с.
3. Гнеденко Б. В., Коваленко И. Н. Введение в теорию массового обслуживания.— М.: Наука, 1966.— 521 с.

ГИДРОТЕХНИКА

Վ. Ս. ՏԱՐԿԻՅԱՆ, Ա. Զ. ՇԻՏՅԱՆ, Ա. Ա. ՏԱՐԳՅԱՆ

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРОЦЕССА ОСВЕЩЕНИЯ
 СУСПЕНЗИИ НА ВОДООЧИСТНЫХ ФИЛЬТРАХ

При фильтрации малоконцентрированных суспензий через пористый слой фильтра в нем происходят процессы отложения и переноса загрязнений, которые описываются уравнениями фильтрации, материального баланса и кинетики отложения [1]. Рассмотрим работу фильтра с постоянным расходом воды (скорость фильтрации $v = \text{const}$). Если пренебречь диффузионным переносом веществ по сравнению с конвективным, то дифференциальное уравнение материального баланса примет вид:

$$v \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{\partial b}{\partial t} + \pi_0 \frac{\partial c}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

где c — объемная концентрация загрязнений в водной среде; b — удельное объемное отложение загрязнений в слое загрузки; π_0 — начальная пористость загрузки; x и t — координата и время.

Кинетика отложения загрязнений может быть описана следующим уравнением:

$$\frac{\partial b}{\partial t} = \alpha b_0 c, \quad (2)$$

где b_0 — предельное объемное отложение; α — коэффициент скорости отложения.

Процесс отложения и переноса загрязнений в пористой среде протекает в две стадии [2]. В первой стадии продолжительность t_0 на поверхности загрузки еще не достигнута предельная емкость отложения вещества ($b < b_0$), поэтому начальные и граничные условия будут:

$$c_1(0, t) = c_0; \quad b_1(x, 0) = 0, \quad (3)$$

где c_0 — исходная концентрация суспензии.

Вторая стадия характеризуется тем, что при $t > t_0$ образуется некоторая зона с координатой x_0 , в пределах которой $b = b_0$, а $c = c_0$. Эта зона ограничена подвижной границей, перемещающейся от сечения $x = 0$ вглубь слоя загрузки. Для второй стадии крайние условия имеют вид:

$$\begin{aligned}
 c_2(x_0, t) &= c_0; & b_2(x_0, t) &= b_0; \\
 c_2(x, t_0) &= c_1(x, t_0); & b_2(x, t_0) &= b_1(x, t_0).
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Решая (1), (2) при краевых условиях (3), (4) (с учетом $c_0 \ll b_0$), находим изменение концентрации и удельного объемного отложения веществ:

для первой стадии —

$$c_1 = c_0 \exp\left(-\alpha \frac{b_0}{v} x\right), \quad 0 \leq x \leq l; \tag{5}$$

$$b_1 = b_0 \frac{t}{t_0} \exp\left(-\alpha \frac{b_0}{v} x\right), \quad t_0 = \frac{1}{\alpha c_0}, \tag{6}$$

а для второй —

$$c_2 = c_0 \exp\left[-\alpha \frac{b_0}{v} (x - x_0)\right], \quad x_0 \leq x \leq l; \tag{7}$$

$$b_2 = b_0 \exp\left[-\alpha \frac{b_0}{v} (x - x_0)\right], \quad x_0 = \frac{c_0 v}{b_0} (t - t_0), \tag{8}$$

где l — толщина слоя загрузки.

В процессе очистки на выходном сечении фильтра ($x = l$) концентрация загрязнений, содержащихся в воде, не должна превышать предельно допустимую $c \leq c_s$. Задаваясь величиной c_s и l из (7), можно определить продолжительность работы фильтра. Имеем:

$$t_s = t_0 \left(1 - \ln \frac{c_s}{c_0}\right) + \frac{b_0 l}{c_0 v}. \tag{9}$$

При фильтрации суспензии проницаемость пористой среды изменяется, что приводит к увеличению напора воды h над фильтром. Поэтому продолжительность работы фильтра лимитируется не только по c_s , но и по предельному напору воды h_s над фильтром. Изменение h для первой и второй стадий можно представить следующим образом:

$$h_1 = \int_0^l i dx - l, \quad i = \frac{\mu v}{\gamma k}; \tag{10}$$

$$h_2 = \int_0^{x_0} i_1 dx + \int_{x_0}^l i_2 dx - l, \quad i_2 = \frac{\mu v}{\gamma k}, \tag{11}$$

где l , i_1 — гидравлические уклоны зон массообмена и насыщения; μ — динамический коэффициент вязкости; γ — объемный вес воды; k , k_2 — проницаемости зон массообмена и насыщения.

Проницаемости, следуя Д. М. Минцу, можно представить в следующем виде:

$$k = k_0 \left(1 - \frac{b}{n_0}\right)^3; \quad k_* = k_0 \left(1 - \frac{b_0}{n_0}\right)^3, \quad (12)$$

где k_0 — начальная проницаемость загрузки.

Для получения аналитической зависимости $h = h(t)$, осредним b для первой стадии по всему объему загрузки, а для второй стадии — по объему зоны массообмена. Тогда получим:

$$\bar{b}_1 = \frac{v}{\alpha l} \cdot \frac{t}{t_0} \left[1 - \exp\left(-\alpha \frac{b_0}{v} t\right) \right]; \quad (13)$$

$$\bar{b}_2 = \frac{v}{\alpha(l-x_0)} \left\{ 1 - \exp\left[-\alpha \frac{b_0}{v} (l-x_0)\right] \right\}. \quad (14)$$

Из (10)–(14) найдем закономерность $h(t)$ для обеих стадий:

$$h_1 = \frac{\mu v}{\gamma k_0} t \left\{ 1 - \frac{c_0 v}{n_0 l} t \left[1 - \exp\left(-\alpha \frac{b_0}{v} t\right) \right] \right\}^{-3} - t; \quad (15)$$

$$h_2 = \frac{\mu v}{\gamma k_0} \left[\left(1 - \frac{b_0}{n_0}\right)^{-3} x_0 + \left(1 - \frac{v}{\alpha n_0 (l-x_0)} \left\{ 1 - \exp\left[-\alpha \frac{b_0}{v} (l-x_0)\right] \right\} \right)^{-3} (l-x_0) \right] - t. \quad (16)$$

Зная h_1 , методом подбора можно из выражения (16) определить t_* . В вышеприведенных зависимостях величины c_0 , v , μ , γ и l являются исходными, а параметры α , b_0 , n_0 , k_0 — неизвестными, которые определяются из эксперимента. Параметры n_0 и k_0 определяются по известной методике. Для определения α и b_0 необходимо иметь значения выходных концентраций c_{21} и c_{22} в моменты времени t_1 и t_2 . Тогда из (7) будем иметь:

$$\alpha = \frac{\ln c_{22} / c_{21}}{c_0 (t_2 - t_1)}; \quad (17)$$

$$b_0 = \frac{v c_0}{l} \left[t_1 - t_0 + (t_2 - t_1) \frac{\ln c_0 / c_{21}}{\ln c_{22} / c_{21}} \right]. \quad (18)$$

Полученные аналитические зависимости позволяют прогнозировать изменение c и b от x и t , а также определить продолжительность работы загрузочного фильтра.

ՉՐԱԶՏԻՉ ՖԻՏՐԵՐՈՒՄ ԱՌԻՊԵՆԶԻԱՆԵՐԻ ՊԱՐԶԵՑՄԱՆ ՊՐՈՑԵՍԻ
ՇԻՄԱԿԱՆ ՕՐԻՆԱԶՄԱՓՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Դիտված են բևեռիչ ֆիլտրերում լուծված և նուրբ սաքրալուծված նյութեր պարունակող ջրի ծծանցման ֆիզրոդինամիկական և ֆիզիկաքիմիական պրոցեսները: Քերված են աշվային բանաձևերը, որոնք թույլ են տալիս որոշել ֆիլտրի աշխատանքի տեղյակությունը տրված սահմանային ճնշման և ֆիլտրատի իսպասարելի խտություն համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Минц Д. М. Теоретические основы технологии очистки воды. — М. Стройиздат, 1961. — 155 с.
2. Верисин Н. Н., Родзиллер Н. Д. Очистка нефтяных вод методом фильтрации — Нефтяное хозяйство, 1956, № 10, с. 52—56.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Д. С. ТОРОСЯН

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТАРЕЛЬЧАТЫХ
СЕПАРАТОРОВ

При моделировании процесса тонкослойного сепарирования не удается удовлетворять условиям однозначности, поэтому известные методы моделирования имеют ограничения принципиального характера и не всегда применимы для практического использования [1, 2]. Поэтому выбор режима процесса тонкослойного сепарирования осуществляют по разделяемости жидкой гетерогенной системы и по разделяющему фактору сепаратора [3], по числу осветления и эквивалентной поверхности осаждения [1, 2, 4]. Однако и здесь не учитываются ряд факторов, искажающих результаты масштабного перехода, как, например, неравномерное распределение жидкости по высоте пакета тарелок и масштабный фактор при моделировании процесса тонкослойного сепарирования. Кроме того, принятая прямолинейная зависимость между производительностью и индексом производительности (эквивалентной поверхности осаждения) не имеет места.

Производительность центробежного тарельчатого сепаратора при собственном процессе разделения записываем в виде [5]

$$Q = \Psi [c_0 / (c_0 - c_d) - \varphi_0] \cdot Q_0 \quad (1)$$

где c_0 и c_d — содержание частиц дисперсной фазы жидкой гетерогенной системы до и после разделения; φ_0 и Q_0 — постоянные величины, определяемые однозначно из экспериментальных данных; Ψ — фактор эффективности сепаратора, который определяется из равенства

$$\Psi = \frac{Q}{Q_0} \quad (2)$$

Фактор эффективности сепаратора Ψ при разделении жидкой гетерогенной системы на исследуемом сепараторе при определенных механических параметрах аппарата зависит от физико-химических параметров обрабатываемой жидкости и определяется котангенсом угла наклона экспериментальных прямых $c_0 / (c_0 - c_d) = f(Q)$ к оси абсцисс [5]. При этом оказывается, что между Ψ и эффективной эквивалентной поверхностью осаждения аппарата существует линейная связь. Однако из-за существования масштабного фактора [6] для каждого центробеж-

ного тарельчатого сепаратора имеет место определенная зависимость $\Psi = f(\Sigma_{эф})$, угол наклона которой зависит от величины поверхности осаждения тарелок. Следовательно, если один из центробежных тарельчатых сепараторов принять в качестве модельного аппарата, на основании графиков $\Psi = f(\Sigma_{эф})$ можно установить экспериментальную величину масштабного фактора. Тогда производительность модельного сепаратора записываем в виде

$$Q_M = \beta_{\Sigma} \Sigma_{эф} [c_0 / (c_0 - c_{\phi}) - \varphi_0] + Q_0, \quad (3)$$

где $\Sigma_{эф}$ — эффективная эквивалентная поверхность осаждения модельного сепаратора, представляющая произведение поверхности осаждения тарелки на фактор разделения сепаратора при количестве межтарелочных пространств, при котором наблюдается равномерное распределение жидкости по пакету тарелок:

$$\Sigma_{эф} = \pi z_{кр} (r_2^2 - r_1^2) \omega^2 r_{cp} (g \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha), \quad (4)$$

где r_1 , r_2 и r_{cp} — наименьший, наибольший и средний радиусы тарелки; ω — угловая скорость вращения ротора сепаратора; g — ускорение свободного падения; α — угол наклона образующей тарелки к вертикали; $z_{кр} < z$ — критическое число межтарелочных пространств, при котором наблюдается равномерное распределение жидкости по высоте пакета тарелок [7]. Значение $z_{кр}$ для суспензии азопигментов определяется по эмпирической формуле

$$z_{кр} = a + bs, \quad (5)$$

где $a = 12$, $b = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ — постоянные величины; s — поверхность осаждения тарелки, м^2 .

Тогда на основании [6] значение производительности натурального сепаратора запишем в виде

$$Q_N = \beta_{\Sigma} \Theta \Sigma_{эф} [c_0 / (c_0 - c_{\phi}) - \varphi_0] + Q_0, \quad (6)$$

где Θ — масштабный фактор.

Для определения величины Θ в реальных условиях тонкослойного сепарирования высокодисперсную суспензию (бордо «Ж») с содержанием азопигмента в исходной жидкой гетерогенной системе с массовой концентрацией 0,13% разделяют на сепараторе модели ОТ-ОР-230 при температуре процесса 289 К и роторах, геометрические размеры пакетов и количество тарелок в которых изменяют в определенных пределах. Для этого использовали пакеты тарелок наибольшим диаметром 0,1, 0,12 и 0,15 м (наименьший диаметр тарелок составляет 0,066 м) с количеством межтарелочных пространств, соответственно равным 17, 22, 30 и расстоянием между тарелками $0,5 \cdot 10^{-3}$ м. Угловую скорость вращения ротора изменяли в пределах (493—950) рад/с , а производительность — $(0,3—15) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

По результатам экспериментов определяем значения фактора эффективности сепаратора Ψ для каждого пакета тарелок и строим зависимость $\Psi = f(\Sigma_{\text{эф}})$, которая приведена на рис. 1. Затем вычисляем значения

$$\beta_{0,1} = 8,8 \cdot 10^{-7} \text{ м/с}, \quad \beta_{0,12} = 6,1 \cdot 10^{-7} \text{ м/с} \text{ и } \beta_{0,15} = 4,5 \cdot 10^{-7} \text{ м/с}.$$

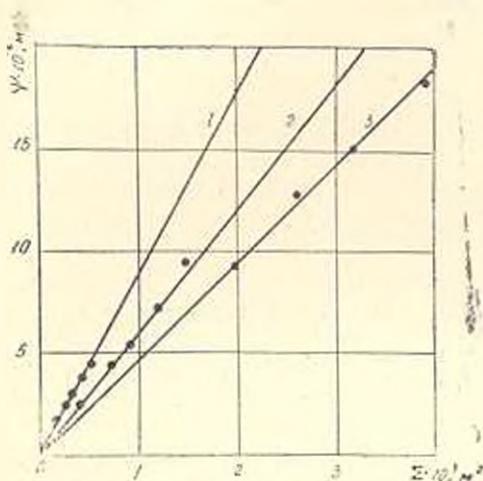


Рис. 1. Зависимость $\Psi = f(\Sigma_{\text{эф}})$ при наибольшем диаметре пакета тарелок: 1 — 0,1, 2 — 0,12 и 3 — 0,15 м.

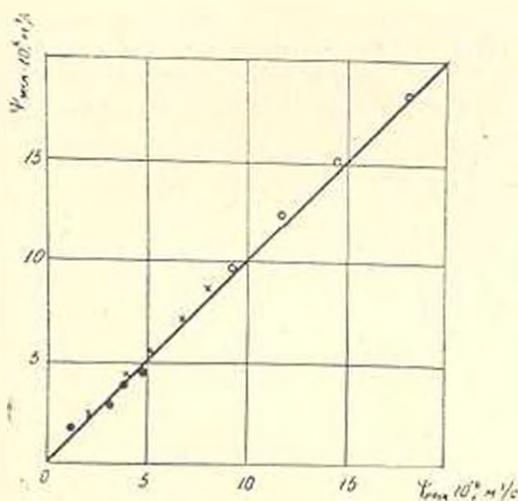


Рис. 2. Корреляционный график $\Psi_{\text{расч}} = f(\Psi_{\text{акт}})$.

Если в качестве модельного сепаратора брать сепаратор с пакетом тарелок с наибольшим диаметром 0,1 м, тогда получаем выражение для установления величины масштабного фактора:

$$\Theta = [c(s_{\text{н}}/s_{\text{м}}) + d]^{-1}, \quad \Theta \leq 1, \quad (7)$$

где $c = 0,45$, $d = 0,55$ — безразмерные величины; $s_{\text{н}}$ и $s_{\text{м}}$ — поверхности осаждения натурального и модельного тарелок в сепараторе.

Если $s_m > s_n$, то величину Θ можно определить из равенства

$$\Theta' = c(s_m/s_n) + d, \quad \Theta \geq 1. \quad (8)$$

На рис. 2 приведен корреляционный график между расчетным и экспериментальным значениями $\Psi_{\text{расч}}$ и $\Psi_{\text{исп}}$, полученный на основании опытных данных и расчетные и опытные данные согласуются друг с другом. При этом расчетное значение $\Psi_{\text{расч}}$ определяем из формулы

$$\Psi_{\text{расч}} = \beta_m \Theta \Sigma_{\text{эф}}^n. \quad (9)$$

Ленинградский Гос. пед. и-т
им. М. Нальбандяна

30. I. 1985

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Соколов В. И. Центрифугирование — М.: Химия, 1976 — 408 с.
2. Шкоропид Д. Е. Центрифуги для химических производств. — М.: Машиностроение, 1975. — 248 с.
3. Бремер Г. И. Жидкостные сепараторы — М.: Машиз, 1957. — 244 с.
4. Романков П. Г., Плюшкин С. А. Жидкостные сепараторы — Л.: Машиностроение, 1976. — 256 с.
5. Торосян Д. С. Уравнение седиментации при сепарировании. — ДАН АрмССР, 1984, т. 78, № 1, с. 37—42.
6. Торосян Д. С. Масштабный фактор при моделировании тонкослойного сепарирования — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1985, т. XXXVIII, № 5, с. 36—40.
7. Торосян Д. С. Исследование влияния способа загрузки пакета гарелок на эффективность сепарирования. — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1983, т. XXXVI, № 5, с. 47—49.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Լ. Ս. ԿԱՏԵՎՈՍՅԱՆ, Վ. Ա. ՎԱՍԻԼՅԵՎ, Ս. Ս. ԱՎԱԳՅԱՆ

ИССЛЕДОВАНИЕ АБРАЗИВНОЙ И КОРРОЗИОННОЙ
 СТОЙКОСТИ СЕРЫХ ЧУГУНОВ

Многие механизмы горношахтного оборудования работают в условиях совместного действия абразивного и коррозионного износов. Шахтные воды, в которых работают эти механизмы, характеризуются не только наличием абразивных частиц, но также сравнительно высоким содержанием кислот, образующихся при гидролизе железных солей сильных кислот (в основном, сульфатов), которые агрессивны по отношению к чугуну. Кроме того, ионы железа могут действовать как сильные деполаризаторы [1]. Совместное действие обоих факторов вызывает повышенный износ деталей машин.

По методике, описанной в [2], в гидроабразивной установке изнашивания исследовался износ образцов из серых чугунов перлитного и перлитно-ферритного классов в зависимости от распределения структурных составляющих фаз металлической основы. Определена средняя микротвердость \bar{H}_0 каждого образца, дисперсия распределения микротвердости s , а также вычислен структурно-чувствительный параметр

$$\beta = 3 + 6 \frac{s^2}{\bar{H}^2}$$

Проведено две серии испытаний: а — в шахтной воде с абразивом; б — в шахтной воде без абразива. Примерный химический состав шахтной воды приведен в табл. 1.

Таблица 1

pH	Жесткость, мг-экв/л	Ca ²⁺ , мг/л	Mg ²⁺ , мг/л	CO ₂ , мг/л	CO ₃ ²⁻ , мг/л	HCO ₃ ⁻ , мг/л	SO ₄ ²⁻ , мг/л	Cl ⁻ , мг/л
6,93	13,1	164	60	21	27	312	500	143

Износ образцов в шахтной воде с абразивом \bar{W} и измеренные величины \bar{H}_0 и β приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ образцов	W , мкг/с.см ²	H , МПа	β	l , мг.А/с.см ²
3	11,5	1810	3,3	1,64
5	9,6	1650	3,41	1,51
6	11,6	2200	3,26	1,73
7	11,4	1740	3,24	1,6
8	13,8	2150	3,14	1,92
9	12,5	2080	3,21	1,7
10	13,4	2050	3,15	1,85
11	11,2	1610	3,29	1,66
12	11,8	1650	3,2	1,67
13	11,2	1670	3,24	1,68
14	9,2	2060	3,5	1,41

На рис. 1 показана зависимость между β и W за 4 часа испытаний. Общий характер этой зависимости описывается уравнением

$$W = A \left(\frac{B}{\beta^2} \pm 1 \right). \quad (1)$$

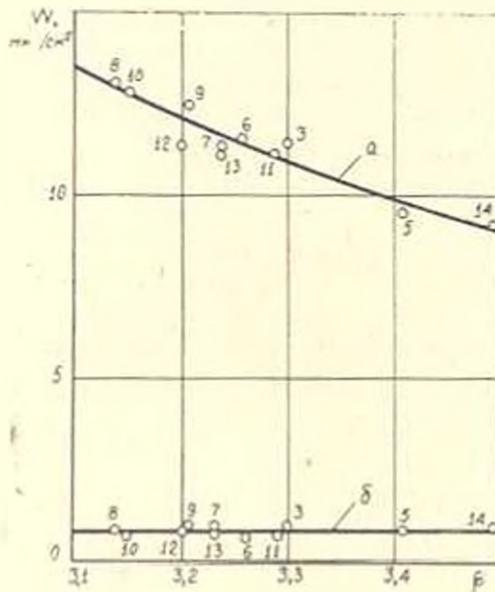


Рис. 1. Зависимость износа W от параметра β . a — в шахтной воде с абразивом; b — в шахтной воде без абразива.

По методике, описанной в [3], определены коэффициенты $A = 7,05$ и $B = 27,83$. Таким образом, эмпирическая зависимость гидроабразивного износа серых чугунов в шахтной воде имеет вид

$$W = 7,05 \left(\frac{27,83}{\rho^2} - 1 \right), \quad r = 0,98,$$

где r — коэффициент корреляции.

Анализ уравнения (1) показал, что повышение средней микротвердости материала приводит к повышению величины износа, а повышенные дисперсии распределения микротвердости — к ее снижению, что хорошо согласуется с результатами исследования.

Во второй серии испытаний (рис. 1, кривая б) износ материала велик (в среднем — $0,8 \text{ мкг/см}^2$) и приблизительно одинаков для всех образцов. Здесь также, как и в первой серии происходит растворение металла. Однако, в первой серии испытания абразивные частицы, присутствующие в смеси, непрерывно очищают поверхностный слой, активируя тем самым поверхность. В результате интенсифицируются поверхностные химические реакции, поэтому общий износ увеличивается и обнаруживается зависимость износа от структуры. Во второй серии испытаний происходит накопление продуктов коррозии на поверхности. Этот слой, покрывая поверхность металла, замедляет диффузию атомов металла в окружающую среду и экранирует поверхность.

В исследованиях коррозии стали и чугуна в природной воде было найдено, что существует линейная зависимость между потенциалом и наложенной анодной и катодной плотностями тока в области их низких значений [1]. Зависимость тока от потенциала выражается уравнением Тафеля в виде

$$\lg i = C \pm \frac{1}{b} \varphi,$$

где b — постоянная Тафеля. Графики зависимости скорости реакции i от потенциала φ обычно строят в координатах $\lg i - \varphi$. Точка пересечения анодной и катодной поляризационных кривых на оси абсцисс дает величину стационарного потенциала φ_c , а на оси ординат — величину коррозионного тока i_c . Так как вблизи φ_c кривые перестают укладываться в полупологарифмическую зависимость, то коррозионный ток находят по точке пересечения экстраполированных поляризационных кривых.

Для нахождения связи между структурой металла и коррозионным износом была использована анодно-поляризационный метод. Измерения проводились на потенциостате П5827М в потенциостатическом режиме. Коррозионная среда — шахтная вода. Скорость развертки потенциала составляла 30 мВ/мин . Значения потенциалов изменялись на 80 мВ положительней и отрицательней, чем φ_c . Результаты измерений токов коррозии i приведены в табл. 2.

Суммарные поляризационные кривые для некоторых образцов представлены на рис. 2. Сопоставление величин скорости коррозии, рассчитанных на основании этих кривых, с полученными непосредственно из убыли веса на установке изнашивания показало, что эти два ряда

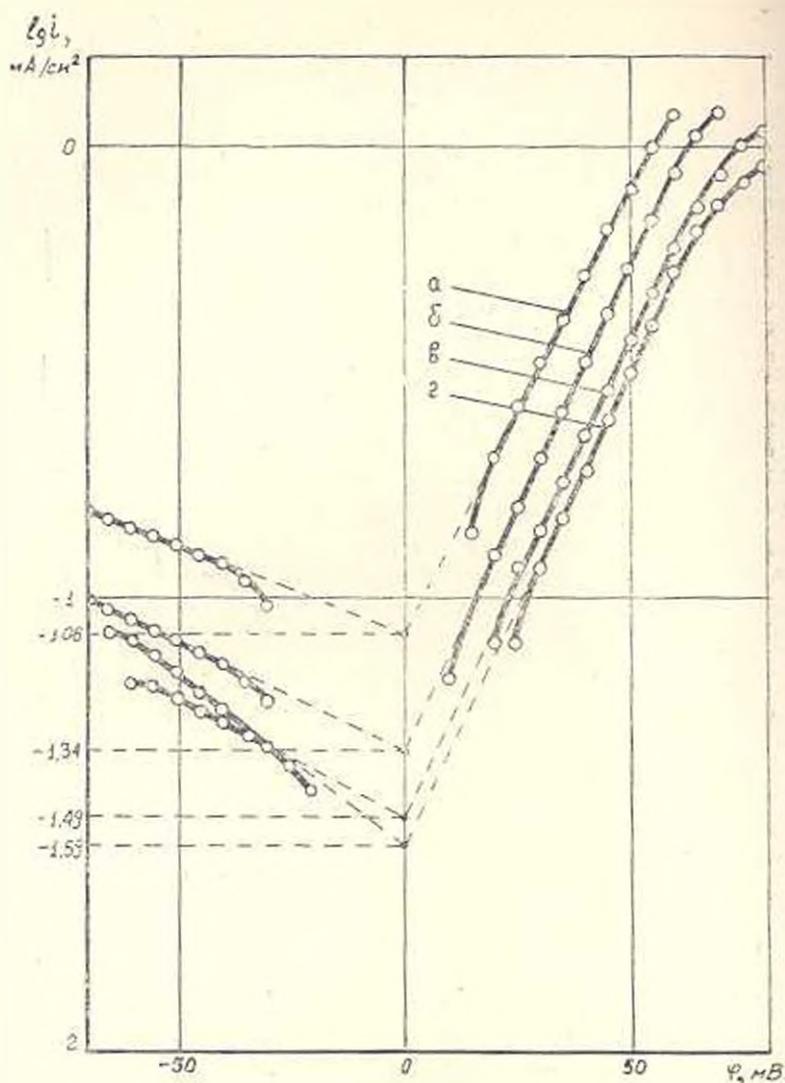


Рис. 2. Суммарные поляризационные кривые исследованных чугунов в шахтной воде (i_c во всех измерениях от -450 до -460 мВ), а — образец № 8, б — № 11, в — № 5, г — № 14.

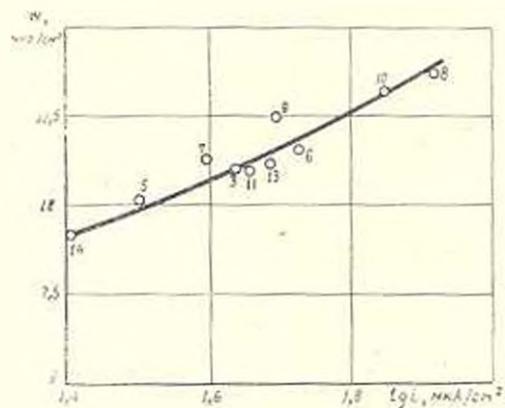


Рис. 3. Зависимость между током коррозии I и износом W в шахтной воде с абразивом.

совпадают друг с другом в пределах ошибки опыта. На рис. 3 показана зависимость между токами коррозии и износом образцов.

Проведенное исследование показало, что износ серых чугунов перлитного и перлитно-ферритного классов в гидроабразивных средах уменьшается с увеличением дисперсии распределения микротвердости и уменьшением токов коррозии.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Коррозия: Справочник / Под ред. Шрайера Л. Л.— М.: Металлургия, 1981.— 632 с.
2. Хрущев М. М., Бабичев М. А. Абразивное изнашивание.— М.: Наука, 1970.— 252 с.
3. Сидяко В. М., Грушко Н. М. Основы научных исследований.— Харьков: Вища школа, 1977.— 200 с.

ՄԵՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

- Վ. Զ. Առախլյան: Մեխանիկական յրիվ դիսամիկական հավասարակշռումը պանզվածների փոխարինման մեթոդով 3
- Կ. Ա. Ալիխանյան, Զ. Լ. Աբունյան, Ս. Ա. Սիլվեկո, Յ. Վ. Գալիլյան: Փոքր հզորության ապինիթոն էլեկտրաշարժիչների առանցքակալալին հանգույցների արագացված փորձարկման մեթոդ 8

ՆՏՈՒԹԱԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆ

- Վ. Վ. Եսայան, Գ. Գ. Կուրգյանովա, Յու. Վ. Միլման, Ա. Ա. Կուրգալյան: Գիստոկազիաների ազդեցությունը ծավալական տրոնացված խորանարդային բյուրեղացանցով մեծաաղների միկրոպլաստիկության վրա 12

Է Լ Ե Կ Տ Բ Ա Տ Ե Ն Ի Կ Ա

- Թ. Զ. Ճենեռեհյան, Ա. Պ. Սիխայյով: Խարխախի դիմադրության փոփոխումը և հաստացների էլեկտրարանեցման շարժիչների պոտյոտի տնհավատարաչափությունը 18

ՏՆՆՆԻԿԱԿԱՆ ԿԻՔԵՐՆՆՏԻԿԱ

- Օ. Ն. Գասպարյան: Այ զծային բաղմակապ համակարգերի բողբոռակ կայունության հետազոտումը բնութագրող փոխանցման ֆունկցիաների մեթոդով 23
- Ռ. Ե. Սաֆարով: Անընդհատ լրացվող պահեստամասերի սպախմալ նորմալորումը նոսրամի ազնայությամբ 30

ՀԱՆՎՈՂԱԿԱՆ ՏՆՆՆԻԿԱ

- Է. Ա. Չալաբյան, Ա. Կ. Պողոսյան, Ի. Ա. Պողոսյան: Հետապարձ կապով և փոխանցատունով միախանալ համակարգ 25

ՀԻՒԲՈՏԵՆԻԿԱ

- Վ. Ա. Սարգսյան, Ա. Թ. Զիտյան, Ա. Ա. Սարգսյան: Ջրազտիչ ֆիլտրերում սուսպենզիաների պարզեցման պրոցեսի հիմնական որինաչափությունները 39

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈԹՈՒ

- Ջ. Ա. Փոբոսյան: Կենտրոնախույս օպտակալոր զատիչ մեքենաների մոդելավորումը 43
- Լ. Ս. Քաղևայան, Վ. Ա. Վասիլև, Ս. Ա. Ավսալյան: Կորշ լուրուհեների հղկանյութային և կորոզիոն կայունության հետազոտումը 47

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- В. Г. Аракелян.* Полное динамическое уравнивание механизмов методом замещения масс 3
- К. А. Алиханян, Г. Л. Артемян, А. С. Сыченко, Ф. В. Дагян.* Метод ускоренных испытаний подшипниковых узлов асинхронных электродвигателей малой мощности 8

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

- В. В. Есаян, Г. Г. Курдюмова, Ю. В. Мильман, А. А. Дурсарян.* Влияние дислокаций на ОПК металлы 13

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

- Р. Г. Джентерджян, О. П. Михайлов.* Вариации сопротивления якоря и неравномерность вращения исполнительных двигателей ступенчатых электронприводов 18

ТЕХНИЧЕСКАЯ КИБЕРНЕТИКА

- О. Н. Гаспарян.* Исследование абсолютной устойчивости нелинейных много-связных систем методом характеристических передаточных функций 23
- Б. Е. Сифаров.* Оптимальное нормирование непрерывно пополняемых запасных частей с помощью диаграмм 30

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- Э. А. Казарян, А. К. Погосян, Н. А. Погосян.* Одноканальная система с переключением и обратной связью 35

ГИДРОТЕХНИКА

- В. С. Саркисян, А. Ж. Читчян, А. А. Саргсян.* Основные закономерности процесса осветления суспензий на водоочистных фильтрах 39

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

- Д. С. Торосян.* Моделирование центробежных тарельчатых сепараторов 43
- Л. С. Гатевосян, В. А. Васильев, С. С. Авагян.* Исследование абразивной и коррозионной стойкости серых чугунов 47

