

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

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

Կ Ե Ր Ա Ն Ր Դ Ո Ւ Ն Կ Ա Ն Ի Ն Ե Ր Ո Ւ Ն

Կոստյան Խ. Վ. (պատ. խմբագիր), Ազոնց Լ. Տ. (պատ. խմբագիր-տեղակայ),
Ալիբեկյանի Վ. Վ., Ահմեդյան Բ. Ա., Զաղարյան Բ. Խ.,
Սարգսյան Յու. Լ., Ստեփան Խ. Գ., Տեր-Ազատի Գ. Ա.,
Փինաջյան Վ. Վ. (պատ. խմբագիր-տեղակայ),
Գլխավորմամբ խմբագիր Առնոլդյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Анания М. В. (ответ. редактор), Азони Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Аничкин А. К., Ахонян Р. Е., Задонин М. А.,
Пинасджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян К. Л.,
Стахин М. Г., Тер-Азирьев Н. А.,
Ответственный секретарь Степанян З. К.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. К. ГЕВОРКЯН

ОЦЕНКА СУММАРНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ВАРИАЦИИ ОГРАНИЧЕННОГО ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ПО ИЗГИБУ

Расхождения результатов оценки надежности зубчатых колес по изгибу вызывают необходимость проведения комплексных исследований путем анализа влияния отдельных и совместных случайных факторов, связанных с технологией изготовления, на величину суммарного коэффициента вариации предела выносливости зубьев зубчатого колеса.

В работе [1] по результатам экспериментальных исследований уточнено влияние рассеивания значения параметров радиуса выкружки ρ , твердости HB и шероховатости поверхности R_z зубьев на величину коэффициента вариации γ_{Σ} ограниченного предела выносливости зубьев зубчатого колеса по изгибу, в также получены выражения, позволяющие раздельно оценить эти факторы.

В развитие [1, 2], в данной работе предложена формула для оценки совместного влияния рассеивания вышеуказанных составляющих ρ , HB и R_z на величину суммарного коэффициента вариации ограниченного предела выносливости зубьев зубчатого колеса по изгибу.

Поскольку разброс значений ρ , HB, R_z является результатом суммирования воздействий множества технологически независимых случайных факторов, то можно полагать [1], что рассеивания величины ρ , HB, R_z подчиняются нормальному закону распределения и являются некоррелированными случайными величинами. Как известно [3], в этом случае дисперсию суммарного предела выносливости можно определять как сумму дисперсий пределов выносливости, вызванных рассеиванием отдельных случайных факторов.

Использование и развитие идей, содержащихся в [4], позволяют после определения коэффициентов вариации, учитывающих влияния вышеуказанных факторов, оценить суммарный коэффициент вариации γ_{Σ} :

$$\gamma_{\Sigma} = \sqrt{\gamma_{\Sigma_{\max}}^2 + \gamma_{K_1}^2 + \gamma_{K_{HB}}^2 + \gamma_{K_z}^2} \quad (1)$$

где $\gamma_{\Sigma_{\max}}$ — коэффициент вариации ограниченного предела выносливости идентичного образца, в частности, зуба зубчатого колеса, изготовленного из материала одной плавки; γ_{K_1} , $\gamma_{K_{HB}}$, γ_{K_z} — коэффи-

иенты вариации, соответственно, учитывающие влияние рассеивания теоретического коэффициента концентрации напряжения, твердости и микронеровности. Определение их значений подробно изложено в [1].

Значение $v_{\text{натур}}$, которое характеризует естественное рассеивание одной из основных характеристик сопротивления усталости металла в связи со структурной неоднородностью, определяют экспериментальным путем [4]. Для ориентировочных расчетов можно использовать также значения $v_{\text{исп.л.}}$, полученные усталостными испытаниями лабораторных цилиндрических образцов из идентичного материала.

По результатам ранее проведенных исследований можно сделать вывод, что функцию распределения ограниченного предела выносливости зубчатых колес можно описать нормальным законом распределения. В этом случае, для подтверждения приемлемости формулы (1) можно ограничиться объемом информации, полученным из уравнений кривых усталости зубьев, которые соответствуют средним значениям $\bar{z}$, HB и $\bar{R}_\sigma$, а также текущими значениями этих параметров. Тогда коэффициент вариации ограниченного предела выносливости можно определить [5]:

$$v_{\text{натур}} = \frac{\sigma_{P_1} - \sigma_{P_2}}{\sigma_{P_1} U_{P_1} - \sigma_{P_2} U_{P_2}}, \quad (2)$$

где U_{P_1} , U_{P_2} и σ_{P_1} , σ_{P_2} — квантили нормального распределения и разрушающие напряжения, соответствующие вероятностям неразрушения $P(z_1)$ и $P(z_2)$.

Испытания на сопротивление усталости по изгибу зубьев зубчатых колес из термоулучшенной стали 40X с $z = 28$ и $m = 3$ мм проводили на четырех уровнях нагружения (рис. 1). Чтобы получить значения разрушающих напряжений σ_{P_1} с соответствующей вероятностью неразрушения $P(z_1) = 0,5$, на каждом уровне испытывались по три зуба, имеющие средние значения $\bar{r} = 1,57$ мм, HB = 300, $\bar{R}_\sigma = 60$ мм (из общей совокупности 140 шт. зубчатых колес). На тех же четырех уровнях нагружения (рис. 1) приведены результаты аналогичных испытаний зубьев с текущими значениями $r = 1,35 \pm 0,01$ мм, HB = 267 ± 1 , $R_\sigma = 165 \pm 3$ мм, у которых вероятности неразрушения $P(z_2) = 0,95$.

Результаты усталостных испытаний обработаны на основе линейного регрессионного анализа и получены уравнения кривой усталости, соответствующие вероятности неразрушения $P(z_1) = 0,5$ (рис. 1, кривая 1):

$$\lg N = -6,203 \lg \sigma + 23,32 \quad (3)$$

и при $P(z_2) = 0,95$ (рис. 1, кривая 2):

$$\lg N = -5,883 \lg \sigma + 21,88. \quad (4)$$

Из уравнений (3) и (4) вычислим значения разрушающих напряжений σ_{p_1} и σ_{p_2} , соответствующие $P(\sigma_1) = 0,5$ и $P(\sigma_2) = 0,95$. Подставляя эти значения в формулу (2), можно определить значения коэффициентов вариации γ , на разных уровнях нагружения.

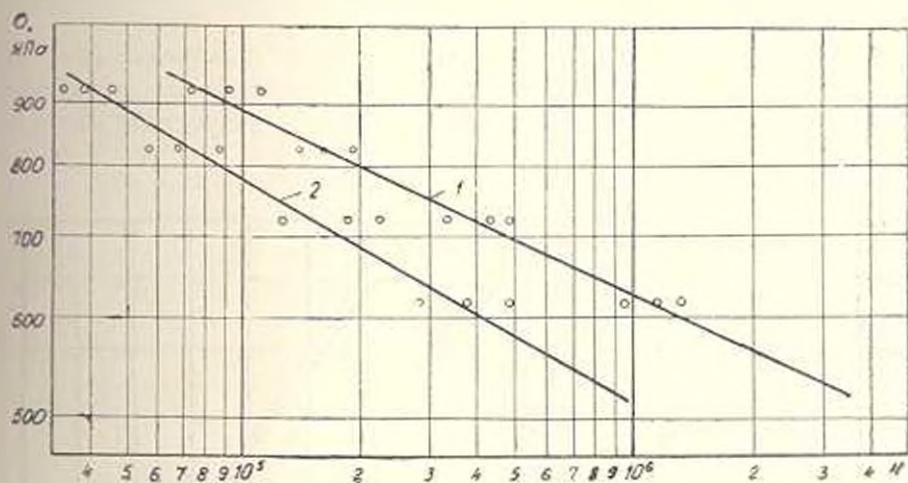


Рис. 1.

Для подтверждения справедливости использования формулы (1) при оценке суммарного коэффициента вариации γ_{Σ} , в таблице приведены значения этих коэффициентов для четырех уровней нагружения, которые получены согласно формулам (1) и (2). Как видно, расхождение между расчетными и опытными значениями не превышает 2,5%.

Таблица

Уровни нагружения		Коэффициент вариации ограниченного предела выносливости зубьев γ_{σ_0}	
		по формуле (1)	по формуле (2)
1	912	0,093	0,09
2	825	0,099	0,096
3	718	0,1	0,099
4	614	0,1	0,103

С целью доказать правомерность принятых допущений, на нормальной вероятностной бумаге для четырех уровней нагружения (рис. 2) представлены графики эмпирической функции распределения ограниченного предела выносливости зубьев зубчатого колеса по изгибу

(сплошные линии), а также расчетного закона распределения (пунктирные линии), определенного согласно формуле

$$x_p = \bar{x}(1 + v_{\text{огр}} U_p), \quad (5)$$

где $\bar{x}$ — медианное значение ограниченного предела выносливости; $v_{\text{огр}}$ — коэффициент вариации ограниченного предела выносливости, определенный по формуле (1).

Проверочные расчеты (табл.) и графические построения (рис. 2) с достаточной высокой точностью ($\Delta = 2\%$) подтверждают совпадение значений суммарного коэффициента вариации $v_{\text{огр}}$, полученных экспериментальным (2) и расчетным (1) путем.

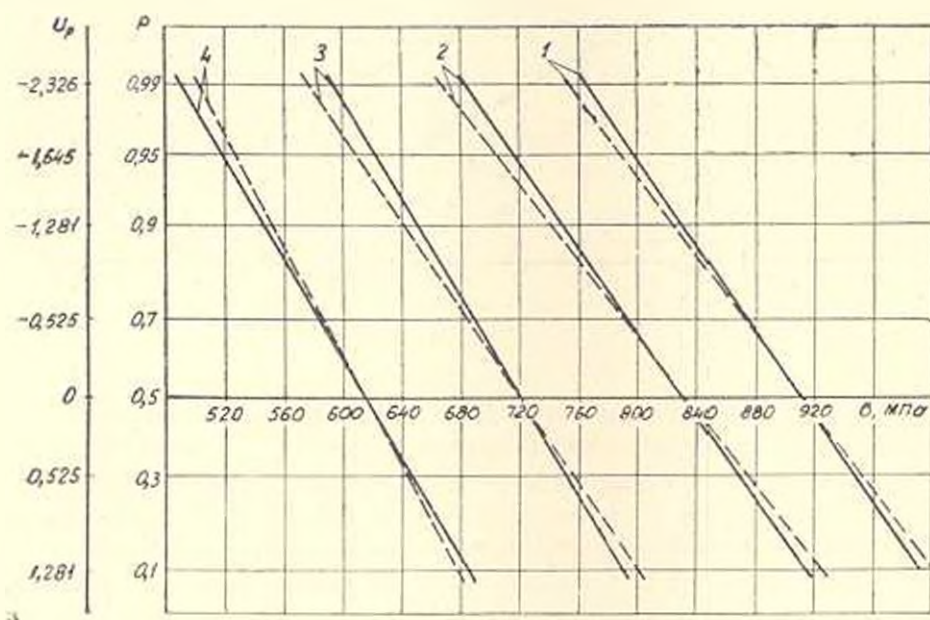


Рис. 2.

Проведенные исследования позволяют по результатам статистической обработки рассеивания значений радиуса выкружки R , твердости H_B и шероховатости R_z расчетным путем по формуле (1) оценить величину суммарного коэффициента вариации ограниченного предела выносливости зубьев зубчатых колес по изгибу. Из-за отсутствия экспериментальных данных зубьев по изгибу, для определения слагаемого $v_{\text{изг}}$, можно использовать опытные данные цилиндрических образцов, которые имеются в справочной литературе для целого ряда конструкционных материалов.

ԱՏԱՄԵԱՆՈՒՎԻ ԱՏԱՄԵ ԽՈՒՄԱՆ ՍԱՀՄԱՆԱՓԱԿ ԳԻՄԱՑԿԱՆՈՒԹՅԱՆ
ՄԱՀՄԱՆԻ ՓՈՓՈԽԱԿՄԱՆ ԳՈՒՄԱՐԱՅԻՆ ԳՈՐԾԱԿՑԻ ԳՆԱՀԱՏՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ու մ

Ինչևնով զուգակցված փորձնական հետազոտություններից՝ առաջարկված է առամենանիվի առումի ծոման սահմանափակ դիմացկանության սահմանի գումարային փոփոխական գործակցի արժեքի վրա մի շարք տեխնոլոգիական գործոնների համապեղ ազդեցության դնահատման մեթոդ: Առաջարկված է բանաձև, որը թույլ է տալիս գործոնների ազդեցության փոփոխական գործակցիների ավայելներով, հաշվարկային եղանակով դնահատել վերը նշված գործակցի արժեքը: Ստուգիչ հաշվարկները և զրաֆիկական կառուցումները հաստատում են հաշվարկային և փորձնական եղանակով ստացված այդ գումարային գործակցի արդյունքների բարձր ճշտությամբ համընկնումը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Гепоркян А. К. Влияние случайных факторов на величину коэффициента вариации предела выносливости зуба зубчатого колеса.— Изв. АН АрмССР (сер. ТИ), 1983, т. XXXVI, № 4, с. 28—33.
2. Гепоркян А. К. Оценка параметров распределения предела изгибной выносливости зубьев зубчатых колес.— Изв. АН АрмССР (сер. ТИ), 1981, т. XXXIV, № 5, с. 3—10.
3. Вентцель Е. С. Теория вероятностей.— М.: Наука, 1969.— 576 с.
4. Косиен В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени.— М.: Машиностроение, 1977.— 232 с.
5. Иваниц А. С. Оценка закона распределения предела выносливости детали по расщеплению предела выносливости образцов.— В сб.: Тр. МВТУ, 1978, № 278, с. 44—55.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Յ. Ա. ՄԱՆՎԵԼՅԱՆ, Ա. Յ. ԴԵՄԻՐՉՅԱՆ

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЖЕСТКОСТИ ПРИВОДА ПРИ РАСЧЕТЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ АВТОКОЛЕБАНИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ
СТАНКОВ С ЧПУ

При создании современных металлорежущих станков все большее значение приобретает совершенствование расчетных методов, позволяющих точнее определить действующие в деталях и узлах динамические нагрузки.

Создавая металлорежущий станок, конструктор еще не располагает методом расчета динамических нагрузок и вынужден оценить их ориентировочно. Современная вычислительная техника и уровень математического обеспечения позволяют применять расчетный анализ динамических характеристик несущей системы и уже на стадии проектирования выбрать оптимальный вариант конструкции станка по выходным показателям.

В настоящей работе предлагается методика оценки жесткости привода подачи движущегося узла на примере направляющих станков при расчете механических релаксационных автоколебаний. С целью аналитического исследования механических релаксационных автоколебаний, а также оценки жесткости привода с учетом комплекса параметров (масса, коэффициент вязкого затухания системы, статические и кинематические фрикционные характеристики направляющих станков) принята известная модель Ван-дер-Поля, являющаяся классическим примером, иллюстрирующим скачкообразное движение при трении.

Этапы относительного движения с учетом вязкого затухания системы могут быть описаны дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{x} - \varphi(x) + \beta\dot{x} + Cx = 0, \quad (1)$$

где m — масса; $\varphi(x)$ — сила трения скольжения; C — жесткость привода; β — коэффициент вязкого затухания системы.

Наличие нелинейного члена $\varphi(x)$ в уравнении (1) не позволяет получить ее решение в квадратурах. Для этого использован дельта-метод с применением ЭВМ, который позволяет учитывать реальные зависимости силы трения от скорости и времени неподвижного контакта, полученные опытным путем с учетом реальных условий работы пары тре-

ния. Методика решения задачи подробно изложена в [1]. Применительно к работе металлорежущих станков решена задача с использованием ЭВМ типа ЕС, для которой составлена специальная программа. С целью получения фактических данных о жесткости, необходимых при создании новых станков, испытывали лабораторную установку МТ-75, а также горизонтально-расточной станок мод. 2М614 Чаренцаванского станкостроительного завода. При этом установлено, что жесткость привода по направлению движения наиболее слабая по деформациям инженер в станке. Предварительные расчеты и эксперименты показали, что на долю привода приходится значительная часть динамической податливости в общем балансе.

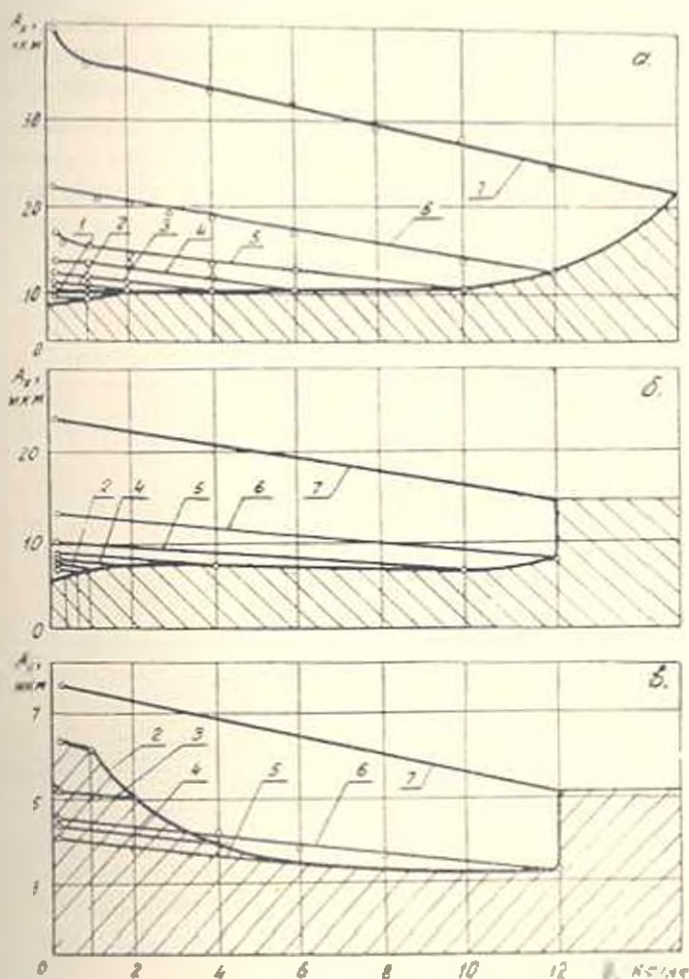


Рис. 1. Зависимость величины скачков от коэффициента низкого затухания при жесткости системы: а) $C = 6$ кН/мм; б) $C = 8$ кН/мм; в) $C = 15$ кН/мм и скорости скользящего: 1 — $v = 0,5$ мм/мин, 2 — $v = 1$ мм/мин, 3 — $v = 1,5$ мм/мин; 4 — $v = 2$ мм/мин, 5 — $v = 3$ мм/мин, 6 — $v = 6$ мм/мин, 7 — $v = 12$ мм/мин.

Учитывая конструктивные особенности бабки, рассматривался случай трения антискачковой пасты ЭДМА-10 и цинкового сплава

ЦАМ10-5 по стали 45 в качестве фрикционных пар для направляющих станков. Всего рассмотрено около 1000 вариантов решений с варьированием основных параметров в следующих диапазонах: жесткость — (6—30) кН/мм; масса — (0,125—0,288) кг и скорость относительного скольжения — (0,5—10) мм/мин. Для всех пар трения предварительно на лабораторной установке МТ-75 были получены экспериментальные зависимости силы трения от скорости скольжения и времени неподвижного контакта. Результаты вычислений показывают, что для каждой совокупности параметров (жесткости C , массы m , скорости скольжения v) получаются упругие системы с вполне определенными критическими скоростями. Значения критической скорости и величины скачка Δ , можно менять изменением одного из вышеуказанных параметров. Так, например, как видно на рис. 1а, при $C = 6$ кН/мм критическую скорость можно уменьшить от 9 до 1,5 мм/мин, изменяя коэффициент вязкого затухания β от 12 до 4 Н·с/мм. соответственно, а величина скачка при этом уменьшится от 40 до 10 мкм. Подобные изменения показаны на рис. 1б, 1в. Правда, здесь величину скачков удается уменьшить не настолько, как в первом случае, но их абсолютные значения с увеличением жесткости намного уменьшаются. Расчеты показывают, что увеличение жесткости приводит к уменьшению зоны скоростей, в которой они могут существовать. Зоны устойчивых перемещений на рис. 1 заштрихованы. Анализ выявляет влияние жесткости системы на величину скачка, а также на критическую скорость.

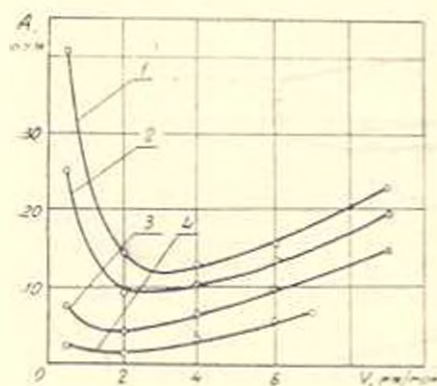


Рис. 2 Зависимость величины скачка от скорости перемещения ленты при $\beta = 0,12$ Н·с/мм и жесткости системы: 1 — $C = 6$ кН/мм; 2 — $C = 8$ кН/мм; 3 — $C = 15$ кН/мм; 4 — $C = 30$ кН/мм

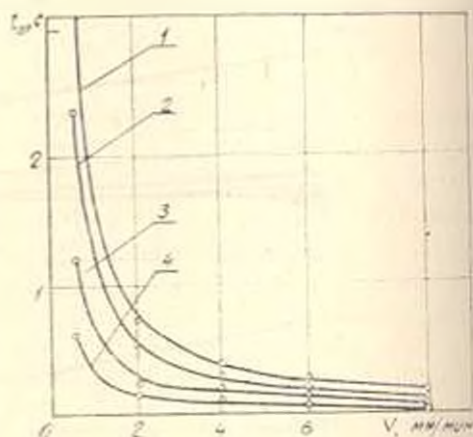


Рис. 3 Зависимость времени неподвижного контакта от скорости перемещения ленты при $\beta = 0,12$ Н·с/мм и жесткости системы: 1 — $C = 6$ кН/мм; 2 — $C = 8$ кН/мм; 3 — $C = 15$ кН/мм; 4 — $C = 30$ кН/мм

На рис. 2 показаны зависимости величины скачков от скорости перемещения при различных значениях жесткости системы. Расчеты показывают, что при прочих равных условиях увеличением жесткости систе-

мы в пять раз, можно, примерно, во столько же раз уменьшить величину скачков.

Продолжительность жизни фрикционного контакта, как известно [2], зависит от скорости принудительно-подвижного элемента. На рис. 3 показаны эти зависимости при различных значениях жесткости системы, полученные расчетным путем на ЭВМ. Наличие этих зависимостей важно при анализе процессов, протекающих на фрикционном контакте и при оценке «стоп-эффекта» для конкретной пары трения.

Выводы

1. Результаты аналитического исследования механических релаксационных автоколебаний с применением ЭВМ показывают, что жесткость привода существенно влияет на равномерность медленных движений и точность перестановки столов станков.

2. Теоретический анализ релаксационных автоколебаний подтверждает, что с увеличением жесткости уменьшаются зоны скоростей, в которых они могут существовать.

3. Установлено, что с увеличением жесткости привода уменьшается максимальное значение амплитуды автоколебаний и амплитуды, соответствующей переходу от релаксационных к гармоническим колебаниям.

4. Как показывает анализ, все мероприятия по повышению устойчивости движения следует рассматривать в комплексе.

ЕрПИ им. К. Маркса

2 IX 1982

Չ. Ա. ՄԱՆԿԱՅԱՆ, Շ. Ջ. ԴԵՄԻՐՃՅԱՆ

ԹՅՎ ՀԱՍՏՈՑՆԵՐԻ ՀԱՐԺԱՐԻՐԻ ԿՈՇՏՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ՄԵԹՈԴԸ
ՈՒՂՂՈՐԻՆԵՐԻ ԻՆՖԵՐԱՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հաստոցների ուղղորդների օրինակով առաջարկված է առաձգական համակարգերի կոշտության գնահատման մեթոդիկա: Ցույց է տրված, որ շարժման կայունությանը ապահովող բոլոր միջոցառումները անհրաժեշտ է դիտարկել ամբողջական ձևով, այլ ոչ թե առանձին-առանձին, ինչպես դա արվում է գործնականում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Манаемян З. А. Оценка устойчивости медленных перемещений в направляющих станков с ЧПУ с применением ЭВМ.—Изв. АН АрмССР (сер. ТИ). 1977. т. XXX. № 6, с. 13—19.
2. Крагельский Н. В. Трение и трение. — М. Машиностроение, 1968.— 180 с.

ЭНЕРГЕТИКА

Л. Г. КУЛОЯН, Л. С. ОГАНЕСЯН, В. З. МАРУХЯН

АЛГОРИТМИЗАЦИЯ РАСЧЕТОВ КОНДЕНСАЦИОННО-ОХЛАДИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ВОПРОСЫ ИХ УПРАВЛЕНИЯ

Работа конденсационно-охладительных установок (КОУ) происходит в условиях сложной взаимосвязи между различными по характеру факторами: природно-климатическими, гидро- и аэродинамическими, режимными, конструктивно-компоновочными и т. д. Для их эффективной эксплуатации и оптимального управления оказалось необходимым получить математическое описание основных узлов КОУ — смешивающего конденсатора (СК), радиаторно-охладительной башни (РОБ) или всей установки в целом. В [1] эта задача решена методом планирования эксперимента, а для РОБ — аналитическим методом (в первом приближении) [2]. В целях дальнейшего развития этих разработок были использованы новые расчетно-экспериментальные материалы и в результате разработана блок-схема алгоритма расчета КОУ существующей конструкции и компоновки.

Алгоритмизация расчетов по КОУ, кроме всего, дала возможность точнее учесть влияние отдельных факторов на охладительную способность РОБ. В результате стало возможным тщательно обосновать рекомендации по модернизации отдельных узлов КОУ.

Исследование влияния системы предварительного увлажнения воздуха (ПУВ) на интенсификацию работы РОБ и энергоэкономическая оценка этой системы были выполнены специальной расчетной программой [3], разработанной на основе блок-схемы алгоритма расчета КОУ.

Известно, что доминирующим в процессе эксплуатации является мощность, развиваемая энергоблоком (в соответствии с графиком электрических нагрузок), а указанные расчетные программы привязаны лишь к тепловой нагрузке РОБ. Кроме этого, в нормативных тепловых характеристиках, рекомендованных Союзтехэнерго, полное не учитываются влияние ветра и состояние внешней поверхности охлаждающих колонн. Поэтому для реальной оценки эффективности работы КОУ, а также получения достоверных технико-экономических показателей работы энергооборудования оказалось необходимым разработать совершенные и практически легко реализуемые алгоритмы расчета КОУ с учетом режимов работы энергоблока в целом. В отличие от предыдущих, разрабо-

танная блок-схема расчета КОУ точнее учитывает региональные условия, а также возможные режимные и природноклиматические ограничения при эксплуатации энергоблока К-200-130 с КОУ.

Исходными данными для алгоритма расчета являются:

- электрическая мощность турбины N , МВт;
- температура воздуха на входе в РОБ t_a , °С;
- скорость ветра w , м/с;
- температурный напор в смешивающем конденсаторе Δt , °С;
- число охлаждающих колонн n_k , шт.

Согласно составленной блок-схеме и расчетной программе КОУ осуществляется 3 итерационный цикл для определения: а) расхода воздуха на колонну; б) температурного напора в РОБ; в) температуры и давления конденсации.

Необходимая для расчета величина расхода циркулирующей воды определяется в зависимости от количества охлаждающих колонн n_k и с учетом их гидравлического сопротивления, сопротивления трубопроводов, и также характеристик насосов.

В конкретных условиях Разданской ГРЭС, например, расход охлаждающей воды определяется по выражению:
для энергоблоков №№ 1—3 (с групповым расположением РОБ) —

$$G_k = \frac{[0,7 n_k^2 + n_k (4,563 n_k^2 + 4505)]^{0,5} \cdot 10^3}{0,1197 n_k^2 + 1325} \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (1)$$

для энергоблока № 4 (с открытой компоновкой РОБ) —

$$G_k = \frac{7 n_k^2 + n_k (1064,3 n_k^2 + 1746 \cdot 10^4)^{0,5}}{1,54 \cdot 10^{-3} n_k^2 + 26,5} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2)$$

Тепловая нагрузка РОБ определяется по величинам паровой нагрузки конденсатора D_k и энтальпии отработавшего пара t_k . Последние оцениваются при помощи полиномиальных выражений, полученных обработкой соответствующей режимной диаграммы путем регрессионного анализа.

Поправки температуры конденсации t_k , учитывающие влияние скорости ветра, основываются на экспериментальные данные и после соответствующей обработки имеют вид (для условий Разданской ГРЭС):
для энергоблоков № 1—3 —

$$\Delta t_k = 1,59w - 0,133w^2 + 0,0055w^3 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3)$$

для энергоблока № 4 —

$$\Delta t_k = 0,0126w^3 - 0,29w^2 + 2,57w - 4,273 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4)$$

Кроме того, в расчетной программе КОУ введен ряд ограничений по температуре наружного воздуха t_a , с учетом надежной работы РОБ в зимних условиях (например, при $t_a < -10^\circ$, $t_k^0 > 20^\circ\text{C}$). При

определении ряда других величин, входящих в блок-схему расчета, были использованы соответствующие зависимости, полученные в результате натурно-экспериментальных исследований КОУ. Указанная блок-схема реализована на ЭВМ, причем программа отлажена таким образом, что при исходных значениях t_a , ω , N , δt , n_k расчет производится с изменением температуры воздуха t_a шагом в 2 °С. Затем, при изменении мощности N все расчеты повторяются с шагом 10 МВт.

Результаты расчетов позволяют получить полную информацию о работе КОУ и строить точные графические характеристики, которые могут служить основой для утверждения новых нормативных характеристик КОУ.

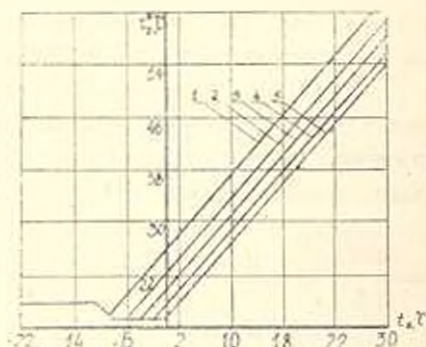


Рис. 1 1 — $N = 200$ МВт, $\omega = 6$ м/с;
2 — 200 МВт, $\omega = 8$ м/с; 3 — 200 МВт,
 $\omega = 0$; 4 — $N = 110$ МВт, $\omega = 4$ м/с;
5 — $N = 110$ МВт, $\omega = 0$.

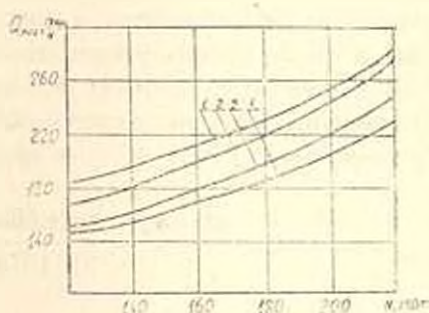


Рис. 2 1 — $t_a = +32$ °С; 2 — $t_a = +22$ °С;
3 — $t_a = +10$ °С; 4 — $t_a = -10$ °С.

На рис. 1 приведена зависимость $t_w^0 - t_a$ при различных значениях N , ω и n_k . Как видно, со снижением температуры наружного воздуха, начиная с $t_a = -10$ °С, температура воды на выходе из РОБ должна поддерживаться постоянной и равной +18 °С для предупреждения замораживания и выхода из строя охлаждающих элементов. Поэтому с учетом надежности РОБ наиболее экономичный режим работы КОУ перемещается в область более высоких температур воздуха $t_a = -8 \div -0$ °С, для которой допустимая минимальная температура на выходе из РОБ ограничивается величиной $t_w^0 = 18$ °С. Следует также отметить, что эта область наиболее экономичного режима работы КОУ с ростом мощности N сужается. Рис. 1 иллюстрирует также отрицательное влияние скорости ветра. В частности, при $N = 200$ МВт и $n_k = 238$ увеличение скорости ветра ω от 0 до 4 м/с приводит к повышению t_w^0 .

На рис. 2 показано изменение тепловой нагрузки РОБ $Q_{роб}$ зависимости электрической мощности электроблока N при $n_k = 238$, $\omega = 2$ м/с, $t_a = -10 \div +32$ °С.

ԿՈՆԴԵՆՍԱՑԻՈՆ-ՀՈՂԱՑՈՒՑԻՉ ՏԵՂԱԿԱՅԱՆՔՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԱԼԿՈՐԻԹՄԱՑԻՄԸ ԵՎ ԴՐԱՆՑ ԿԱՌԱՎԱՐՄԱՆ ՀԱՐՑԵՐԸ

Ա մ փ օ փ ս ւ մ

ԿՀՏ-ի աշխատանքը սեղի է ունենում տարրեր գործոնների մեջ եղած բարդ փոխադարձ կապի պայմաններում, որի կառավարման օպտիմիզացման համար մշակված է նրա մաթեմատիկական մոդելը, ալգորիթմների և հաշվարկային ծրագրերի ձևով:

Հողվածում դիտվում է ԿՀՏ-ի հաշվարկի ալգորիթմացման առանձնահատկությունները և առավելությունները: Կոնկրետ օրինակներով ապացուցվում է, որ նշված հաշվարկային ալգորիթմները, որոնք ներդրման են բեղունված Հրադղանի ՊՇԷԿ-ում, թույլ են տալիս ճշտորեն գնահատել ամենակարևոր գործոնների ազդեցությունը ԿՀՏ-ի աշխատանքի արդյունավետության վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мирухан В. З., Кулоян Л. Т. Применение статистических методов для получения аналитических характеристик воздушно-конденсационных установок — Тепло-энергетика, 1977, № 5, с. 73—76.
2. Кулоян Л. Т., Оганесян Л. С. Приближенная математическая модель РОБ. — В сб.: Докл. Всесоюз. науч. технич. конф. «Тепломассообмен и моделирование в энергетических установках», Тула, 1975, с. 75—76.
3. Кулоян Л. Т., Мирухан В. З., Оганесян Л. С. Интенсификация работы конденсационно-охладительных установок — Изв. вузов, Энергетика, 1981, № 1, с. 53—60.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Э. С. ФРИДЖИВАНЯН, Л. С. НАРВАНЯН

СТРУКТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АСИНХРОННЫХ
МАШИН С УЧЕТОМ НАСЫЩЕНИЯ И ВЗАИМНОГО
ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ СЕРДЕЧНИКОВ

Для исследования электромагнитных процессов в электрических машинах важное место занимают структурные моделирующие устройства, обладающие возможностью адекватного отображения моделируемых явлений не только в математическом, но и в пространственно-временном смысле. Изложенные в [1] основные принципы структурного моделирования электрических машин базируются на схемах замещения, полученных методом проводимостей зубцовых контуров. Однако, при вариации геометрических параметров исследуемой машины в процессе работы возникает необходимость многократного обращения к ЦВМ для расчета магнитных полей от токов зубцовых контуров, что чрезмерно усложняет процедуру решения задачи.

В связи с этим в настоящей работе рассматривается один из возможных путей создания структурного моделирующего устройства, позволяющего по геометрическим параметрам и свойствам используемых материалов воспроизводить установившиеся и переходные электромагнитные процессы в асинхронных машинах с учетом насыщения, двухсторонней зубчатости сердечников и реальной структуры обмоток.

На рис. 1 представлена блок-схема моделирующего устройства, включающая аналоговый вычислительный блок (АВБ) для решения уравнения движения ротора, формирования импульсов управления коммутаторами 1, 2, 3 имитатора вращения ротора, а также для формирования напряжений питания модели обмотки статора. Модель обмотки статора содержит соединенные через коммутатор 1 масштабный преобразователь 4 для задания магнитодвижущей силы и измерения потокоцеплений обмотки статора без учета лобового рассеяния и схему моделирования активного сопротивления и индуктивности лобового рассеяния обмотки статора. Связь между резистивными сетками 6, 7 и 8 осуществляется через коммутаторы 2 и 3. Модель обмотки ротора воспроизводит зависимость тока обмотки ротора от магнитного потока машины и задает магнитодвижущую силу обмотки ротора. Питаящая моделируемую машину сеть бесконечной мощности имитируется трехфазным генератором синусоидального напряжения.

На рис. 2 представлена модель плоскопараллельного магнитного поля асинхронного двигателя, выполненная из сетки линейных и нелинейных резисторов, воспроизводящих, соответственно, магнитные проводимости воздушных и ферромагнитных участков магнитной цепи, где электрическому потенциалу τ поставлено в соответствие некоторый магнитный потенциал A оригинала. На рис. 2 резистор $R_{\sigma 1}^I$ моделирует тело, а пара резисторов $R_{\sigma 1}^{II}$ — коронку зубца статора машины. Аналогично резисторами $R_{\sigma 2}^I$ и $R_{\sigma 2}^{II}$ моделируются зубцы ротора. Ярма статора и ротор воспроизводятся нелинейными резисторами $R_{\sigma 1}$ и $R_{\sigma 2}$, выбранными в предположении ориентации потока в ярме только в тангенциальном направлении. Линейные резисторы $R_{\sigma 1}^I$, $R_{\sigma 1}^{II}$, $R_{\sigma 2}^I$ и $R_{\sigma 2}^{II}$ моделируют магнитные проводимости участков пазов статора и ротора для потоков пазового рассеяния, а резисторы $R_{\sigma 11}$, $R_{\sigma 12}$ — магнитные проводимости шлицов для составляющих магнитного потока в зазоре, проходящих через пазы статора и ротора

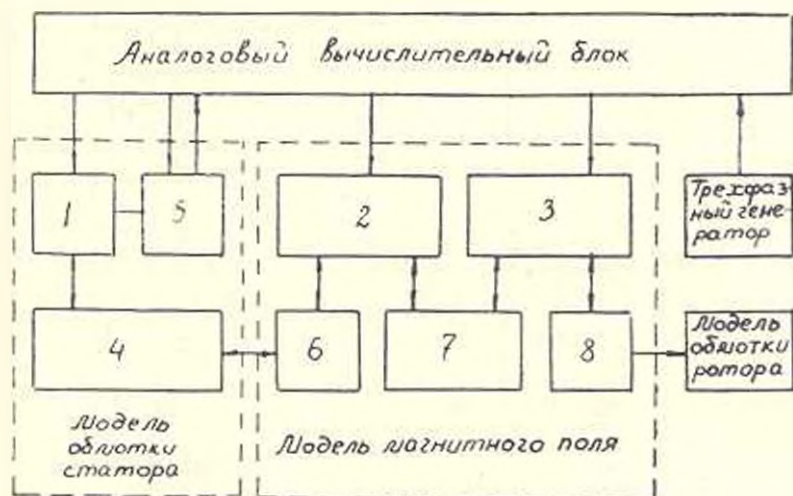


Рис. 1. Блок-схема моделирующего устройства МЛ.

машины. Воздушный зазор воспроизводится одномерной сеткой из $6z_1$ резисторов R_z , где $z_1 = 12$ — число зубцов статора моделирующей машины. При сеточном моделировании магнитной цепи непрерывное вращение ротора заменяется дискретным, причем, без существенной потери точности моделирования шаг дискретизации можно принять равным половине зубцового деления статора. При этом количество коммутирующих элементов существенно сокращается, если вращение ротора относительно статора заменить некоторыми согласованными движениями ротора и обмотки статора, представляемыми выражениями:

$$\varphi_{r0} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\pi}{z_1} 1 \left[t - (n - 0,5) \frac{2\pi}{\omega z_1} \right] - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\pi}{z_1} 1 \left(t - n \frac{2\pi}{\omega z_1} \right);$$



Принятый подход к структурному моделированию магнитной цепи позволяет решать систему дифференциальных уравнений электро-механического равновесия машины, представленную в координатных осях А, В, С фаз в следующем виде:

$$\begin{cases} \int U_A dt = \psi'_A + L_{\sigma A} i_A + r \int i_A dt; \\ \int U_B dt = \psi'_B + L_{\sigma B} i_B + r \int i_B dt; \\ \int U_C dt = \psi'_C + L_{\sigma C} i_C + r \int i_C dt; \end{cases} \quad (1)$$

$$0 = \psi'_n + 2L_n i_n^2 + r_{\sigma n} \int (i_{n1}^2 + i_{n2}^2) dt + 2r_n \int i_n^2 dt; \quad (2)$$

(n = 1, 2, 3, ..., N)

$$\omega_p = \frac{1}{y} \int (m_m - m_r) dt, \quad (3)$$

где $U_A, U_B, U_C, i_A, i_B, i_C$ — напряжения и токи фаз обмотки статора; $\psi'_A, \psi'_B, \psi'_C$ — потокосцепления фаз обмотки статора без учета лобового рассеяния; ψ'_n — потокосцепление n -го контура короткозамкнутой обмотки ротора, образованного двумя соседними стержнями и замыкающими их участками короткозамыкающих колец, без учета лобового рассеяния (рис. 3в) ($n = 1, 2, \dots, 9$); r, L_{σ} — активное сопротивление и индуктивность лобового рассеяния обмотки статора; i_{n1}, i_{n2}, i_n — токи стержней и участков колец n -го контура обмотки ротора; N — число контуров обмотки ротора; $r_{\sigma n}$ — активное сопротивление стержня; r_n, L_n — активное сопротивление и индуктивность участка короткозамыкающего кольца между соседними стержнями обмотки ротора; $m_m = \frac{1}{\sqrt{3}} [i_B(\psi'_A - \psi'_C) + i_C(\psi'_B - \psi'_A) + i_A(\psi'_C - \psi'_B)]$ — электромагнитный момент; m_r — тормозящий момент на валу двигателя; y — момент инерции ротора.

Интегралы напряжений трехфазного генератора, соответствующие $\int U_A dt, \int U_B dt, \int U_C dt$, с выхода аналогового вычислительного блока поступают на вход модели обмотки статора, посредством которой решается система дифференциальных уравнений (1), описывающих процессы в фазах статора. Причем, в модели обмотки статора (рис. 3б) конденсаторами C_r и резисторами $R_{\sigma A}$, соответственно, воспроизводят активные сопротивления и индуктивности лобового рассеяния фаз статора.

Масштабный преобразователь 1 включает группу трансформаторов Тр.1—Тр.6 (рис. 3а), первичные обмотки которых соединены между собой в соответствии со схемой соединения катушек обмотки статора и через конденсаторы C_r и резисторы $R_{\Delta 1}$, а также коммутатор 1 подключены к началам фаз а, в, с. Вторичные обмотки трансформаторов соединены с узлами 1с—12с сеточной модели, соответствующими пазам статора. Измеряемые в модели обмотки статора величины токов и напряжений первичных обмоток трансформаторов поступают в АБВ для решения уравнения (3) движения ротора. Найденное в АБВ напряжение, соответствующее угловой скорости вращения ротора, далее преобразуется в частоту следования импульсов, управляющих коммутаторами 1, 2, 3.

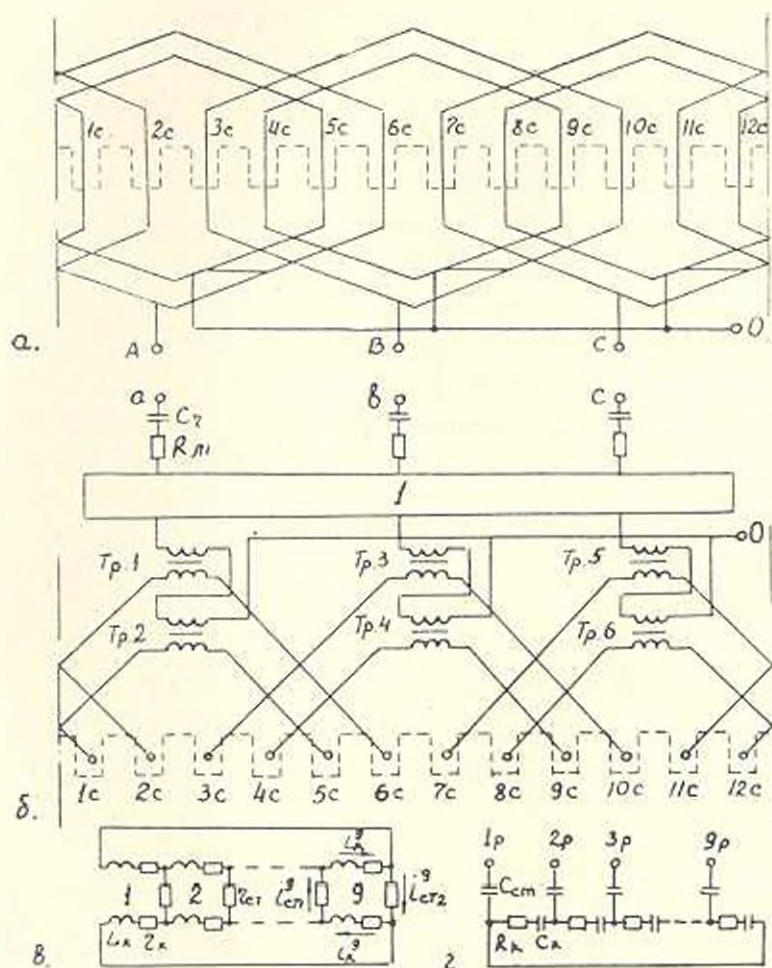


Рис. 3. Модели обмоток статора и ротора АМ.

На рис. 3в и г представлены схема замещения электрических контуров ротора, соответствующая уравнению (2), и схема модели обмотки ротора, реализующей это уравнение. Здесь посредством см-

кости c , и активного сопротивления R , моделируются суммарное активное сопротивление $2r$ и суммарная индуктивность $2L$ участков каждого из N контуров обмотки ротора, а с помощью емкости c_s воспроизводится активное сопротивление стержня. При этом между подключаемыми к модели магнитного поля клеммами 1р—9р модели обмотки ротора измеряются напряжения, соответствующие потоко-сцеплениям Ψ_k контуров обмотки ротора.

Предложенное моделирующее устройство предназначено для решения задач анализа и синтеза асинхронных машин на стадии их проектирования, однако оно может быть успешно использовано также в качестве элемента модели энергетической системы, содержащее асинхронные машины.

ЕрПИ им. К. Маркса

25 IX 1983

Է. Ս. ՆՐԱՅԻՐԱՇԱՆ, Լ. Ս. ՓԱՐՎԱՆՅԱՆ

ԱՍԻՆԽՐՈՆ, ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԿԱՌՈՑՎԱԾՓՈՅՅՈՒՆ, ՄՈՒՆԵԼԱՎՈՐՈՒՄԻ ԶԱԳԵՑՄԱՆ, ԵՎ ԱՏԱՄԱՆԱՎՈՐ ՄԵՋՈՒԹՅՈՒՆԵՐԻ ՓՈԽԱԿԱՐԳ ՏԵՂԱՇԱՐՔԻ ԶԱՇՎԱՌՄԱՄԵՐ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. ի. մ.

Փախույթների և մագնիսական շղթայի կառուցվածքային մոդելավորման, ոռոորի պատման նմանակման, յուրօրինակ սխեմաների հիման վրա առանց էլեկտրական մեքենաների վերլուծական տեսության մի շարք պարզեցնող ընդունելիությունների, առաջարկված է մոդելավորող սարք ասինխրոնի մեքենաներում հաստատված և անցյալի էլեկտրամագնիսական պրոցեսները հետազոտման համար: Այն կարող է օգտագործվել գիտահետազոտական և հոտագծային կազմակերպություններում որպես արդյունավոր գործիք ժամանակակից ասինխրոնի մեքենաներ նախադժեյու համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Иванов-Смоленский А. В., Фридрихсман Э. С. Моделирующее устройство для рас-
чета электромагнитных процессов в асинхронных машинах.— Изв. АН СССР.
Энергетика и транспорт, 1981. № 3, с. 68—73.

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

В. А. ВАГАРШАКЯН, Л. Н. ГУСТИН

ОБ ОДНОМ КЛАССЕ НЕПРЕРЫВНЫХ СИСТЕМ, ДЛЯ КОТОРЫХ
РАЗРЕШИМА ЗАДАЧА ДИАГНОЗА ПО РАСПОЗНАНИЮ ОБРАЗОВ
ВЫХОДНЫХ СИГНАЛОВ

Рассмотрим задачу диагностирования единичных неисправностей в линейных системах непрерывного действия по анализу образов выходных сигналов. Пусть $U(x_1, x_2, \dots, x_n, t)$ — выходной сигнал системы непрерывного действия, где $x_1, x_2, \dots, x_n$ — параметры, от стабильности которых зависит состояние системы. При нормальном режиме функционирования допустим, что параметры $x_1, x_2, \dots, x_n$ принимают значения $x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0$. Считаем, что система пригодна к эксплуатации, если имеет место неравенство:

$$\max |U(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0, t) - U(x_1, x_2, \dots, x_n, t)| \leq \varepsilon, \quad (1)$$

где ε определяется из технических требований, предъявленных к данной системе.

Если изменения параметров $x_1, x_2, \dots, x_n$ приводят к незначительным изменениям $U(x_1, x_2, \dots, x_n, t)$, то такие отклонения практически невозможно обнаружить. В случае непрерывной дифференцируемости зависимости выходного сигнала от параметров $x_i, i = \overline{1, n}$, можно указать пределы изменения, при которых работоспособность системы не нарушается.

В силу известной формулы Тейлора можно написать:

$$\begin{aligned} & U(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0, t) - U(x_1, x_2, \dots, x_n, t) \approx \\ & \leq \left| \sum_{i=1}^n \frac{\partial U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right| \leq \max_{(\xi_1, \dots, \xi_n) \in \Omega} \times \\ & \times \left(\sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i} \right| \max_i \Delta x_i \right), \\ & (\Delta x_i = x_i - x_i^0), \end{aligned}$$

где $|\xi_i - x_i| \leq \Delta x_i$, а Ω — область в R^n , откуда принимают значения параметры нашей системы. Следовательно, если

$$\Delta x_i = \frac{\max_r \max_{(\xi_1, \dots, \xi_n) \in Q} \sum_{l=1}^n \left| \frac{\partial U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial \xi_l} \right|}{i = 1, 2, \dots, n},$$

то такие изменения параметров $x_1, x_2, \dots, x_n$ не повлияют на нормальную работу системы.

Теорема. Если для любого i существует такое $t = t_{(i)}$, что имеют место неравенства (для всех $j, i \neq j$):

$$\begin{aligned} 2\varepsilon + \frac{\xi_1}{2} \max_{(\xi_1, \dots, \xi_n) \in Q} \left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t_{(i)})}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t_{(i)})}{\partial x_j^2} \right| < \\ < \min \left(\xi_0 \left| \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(i)})}{\partial x_i} - \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(i)})}{\partial x_j} \right|, \right. \\ \left| \xi_0 \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(i)})}{\partial x_i} - \xi_1 \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(i)})}{\partial x_j} \right|, \\ \left. \left| \xi_1 \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(i)})}{\partial x_i} - \xi_0 \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(i)})}{\partial x_j} \right| \right), \end{aligned}$$

то по выходному сигналу можно определить тот параметр, который изменился на Δx_i , где $\xi_0 \leq \Delta x_i \leq \xi_1$, при условии, что остальные параметры находятся в норме.

Доказательно. В силу теоремы Тейлора имеем:

$$\begin{aligned} U(x_1^0, \dots, x_i^0 + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t) = U(x_1^0, \dots, x_n^0, t) + \\ + \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i} \Delta x_i + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 U(x_1^0, \dots, x_i^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i^2} (\Delta x_i)^2, \end{aligned} \quad (2)$$

где $|\Delta x_i| \geq |x_i^1 - x_i^0|$.

Заметим, что если существует такое t_0 , что

$$U(x_1^0, \dots, x_i^0 + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t_0) \neq U(x_1^0, \dots, x_i^0 + \Delta x_j, \dots, x_n^0, t_0)$$

для любых $\xi_0 \leq |\Delta x_i| \leq \xi_1$ и $\xi_0 \leq \Delta x_j \leq \xi_1$, то изменение x_i и x_j можно отличить друг от друга. Момент t_0 в общем случае зависит от i и j .

Если существует t_0 , не зависящее от j , то можем отличить изменение i -ого параметра от всех остальных.

После некоторого преобразования (2) получим:

$$\begin{aligned} \left| U(x_1^0, \dots, x_i^0 + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t) - U(x_1^0, \dots, x_n^0, t) - \right. \\ \left. - \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \leq \frac{1}{2} \max_{(\xi_1, \dots, \xi_n) \in Q} \left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i^2} \right| (\Delta x_i)^2. \end{aligned}$$

Аналогично имеем:

$$\left| U(x_1^0, \dots, x_i + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t) - U(x_1^0, \dots, x_i^0, \dots, x_n^0, t) - \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \leq \frac{1}{2} \max_{(\xi_1, \dots, \xi_n) \in \Omega} \left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i^2} \right| (\Delta x_i)^2, \quad (3)$$

следовательно

$$\begin{aligned} & |U(x_1^0, \dots, x_i^0 + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t) - U(x_1^0, \dots, x_j + \Delta x_j, \dots, x_n^0, t)| \geq \\ & \geq \left| \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i} \Delta x_i - \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_j} \Delta x_j \right| - \\ & - \frac{1}{2} \left(\left\| \frac{\partial^2 U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i^2} \right\| (\Delta x_i)^2 + \left\| \frac{\partial^2 U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_j^2} \right\| (\Delta x_j)^2 \right) \geq \\ & \geq \left| \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i} \Delta x_i - \frac{\partial U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_j} \Delta x_j \right| - \\ & - \frac{\delta_1^2}{2} \left(\left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| + \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_j^2} \right\| \right), \end{aligned}$$

где

$$\|g\| = \max_{(\xi_1, \dots, \xi_n) \in \Omega} |g(\xi_1, \dots, \xi_n)|.$$

Из геометрических соображений очевидно, что

$$\left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \Delta x_i - \frac{\partial U}{\partial x_j} \Delta x_j \right| \geq \min \left(\delta_0 \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} - \frac{\partial U}{\partial x_i} \right|, \left| \delta_0 \frac{\partial U}{\partial x_i} - \delta_1 \frac{\partial U}{\partial x_i} \right|, \left| \delta_1 \frac{\partial U}{\partial x_j} - \delta_0 \frac{\partial U}{\partial x_j} \right| \right).$$

Обозначая через M правую часть неравенства (3), можно написать:

$$\begin{aligned} & |U(x_1^0, \dots, x_i^0 + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t) - U(x_1^0, \dots, x_j + \Delta x_j, \dots, x_n^0, t)| \geq \\ & \geq M - \frac{\delta_1^2}{2} \left(\left\| \frac{\partial^2 U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_i^2} \right\| + \left\| \frac{\partial^2 U(x_1^0, \dots, x_n^0, t)}{\partial x_j^2} \right\| \right). \end{aligned}$$

Согласно неравенству (1) все выходные сигналы, которые отличаются не более, чем на величину ε , неразличимы. Поэтому оценка представляет интерес только в том случае, когда она больше 2ε .

Таким образом, приходим к условию:

$$M - \frac{\delta_1^2}{2} \left(\left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| + \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_j^2} \right\| \right) > 2\varepsilon,$$

что совпадает с условием теоремы. Теорема доказана.

Скажем, что параметры отличимы, если существует такая функция $j(t)$, что значения функции

$$V(x_1, \dots, x_n) = \int_0^T U(x_1, \dots, x_n, t) F(t) dt$$

позволяют отличить уходы разных параметров.

Повторяя вышеприведенные рассуждения, получим:

$$\begin{aligned} & |V(x_1, \dots, x_i + \Delta x_i, \dots, x_n^0, t) - V(x_1^0, \dots, x_j + \Delta x_j, \dots, x_n)| \geq \\ & \geq \min \left(\delta_0 \left| \int_0^T \frac{\partial U}{\partial x_i} F(t) dt - \int_0^T \frac{\partial U}{\partial x_j} F(t) dt \right|, \right. \\ & \quad \left| \delta_0 \int_0^T \frac{\partial U}{\partial x_i} F(t) dt - \delta_1 \int_0^T \frac{\partial U}{\partial x_j} F(t) dt \right|, \\ & \quad \left| \delta_1 \int_0^T \frac{\partial U}{\partial x_i} F(t) dt - \int_0^T \delta_0 \frac{\partial U}{\partial x_i} F(t) dt - \frac{\delta_1^2}{2} \int_0^T |F(t)| dt \right| \max_{t(\xi_1, \dots, \xi_n) \in \Omega} \times \\ & \quad \times \left(\left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i^2} \right| + \left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i \partial x_j} \right| \right). \end{aligned}$$

Если U может изменяться более, чем на ε , то V может изменяться не более, чем ε_0 :

$$\begin{aligned} |V(x) - V(y)| &= \left| \int_0^T U(x, t) F(t) dt - \int_0^T U(y, t) F(t) dt \right| < \\ &< \varepsilon \int_0^T |F(t)| dt = \varepsilon_0. \end{aligned}$$

Таким образом, мы приходим к условию:

$$\begin{aligned} & 2\varepsilon_0 + \frac{\delta_1^2}{2} \int_0^T |F(t)| dt \max_{t(\xi_1, \dots, \xi_n) \in \Omega} \left(\left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i^2} \right| + \right. \\ & \quad \left. + \left| \frac{\partial^2 U(\xi_1, \dots, \xi_n, t)}{\partial x_i \partial x_j} \right| \right) < \min \left(\delta_0 \left| \int_0^T \left(\frac{\partial U}{\partial x_i} - \frac{\partial U}{\partial x_j} \right) F(t) dt \right|, \right. \\ & \quad \left| \int_0^T \left(\frac{\partial U}{\partial x_i} \delta_0 - \frac{\partial U}{\partial x_j} \delta_1 \right) F(t) dt \right|, \quad \left| \int_0^T \left(\frac{\partial U}{\partial x_i} \delta_1 - \frac{\partial U}{\partial x_i} \delta_0 \right) F(t) dt \right| \right). \end{aligned}$$

Если система удовлетворяет условиям теоремы, то можно предложить алгоритм диагностирования одиночных неисправностей. Опишем последовательность выполнения диагностической процедуры:

— вычислим значение $U(x_1, \dots, x_n, t)$ в момент $t_{(1)}$. Если значение U' находится в интервале

$$\begin{aligned} & \left(U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(1)}) + \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \right| \delta_0 - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| ; \right. \\ & U + \left. \frac{\partial U}{\partial x_j} \delta_1 - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| \right) \cup \left(U - \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \right| \delta_1 - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| ; \right. \\ & \left. U - \delta_1 \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \right| - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| \right), \end{aligned}$$

то имеется неисправность по причине отклонения параметра x_i ;

— если нет, то переходим к следующему шагу;

— вычислим значение U в момент $t_{(2)}$ и проверим условие:

$$\begin{aligned} & \left(U(x_1^0, \dots, x_n^0, t_{(2)}) + \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \right| \delta_0 - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| ; \right. \\ & U + \left. \left| \frac{\partial U}{\partial x_j} \right| \delta_1 - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| \right) \cup \left(U - \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \right| \delta_0 - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| ; \right. \\ & \left. U - \delta_1 \left| \frac{\partial U}{\partial x_i} \right| - \varepsilon - \frac{\delta_1^2}{2} \left\| \frac{\partial^2 U}{\partial x_i^2} \right\| \right). \end{aligned}$$

Аналогичным образом продолжается поиск по n -ого параметра.

Конкретная реализация идеи, заложенной в предложенной методике, отражена в [4], где рассматривается задача диагностирования одиночных неисправностей в электронной аппаратуре непрерывного действия, предназначенной для эксплуатации в системах физического назначения.

Վ. Ա. ՎԱՀԱՐՇԱՆՅԱՆ Լ. Բ. ԳՈՐԾՆԻՔ

ԱՆՔՆԻՋԱՏ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐԻ ՄԻ ԳԱՍ, ՈՐՈՆՑ ՀԱՄԱՐ
ԼՈՒԾՆԵԼԻ Է ԱՆՏՈՐՈՇՄԱՆ ԽՆԴԻՐ՝ ԵՎՔԻ ԱՋԳԱՆՀԱՆՏԵՐԻ ԳՆԱՀԱՏՄԱՄԻ

Ա մ փ ո փ ո ո մ

Աշխատանքում դիտարկվում է տնրնդհատ գործողության համակարգերի մի դաս, որոնց համար ելքային ազդանշանների գնահատումով բուժելի է միայնակ խախտումների ախտորոշման խնդիրը

Անսխալիվաճ ախտորոշման մեթոդը ընդհանրացվում է այն դասի ան-
ընդհատ զործողության համակարգերի վրա, որոնց համար ճիշտ է թևարկմը
պայմանը և որի սպացույցը բերված է աշխատանքում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Карибский В. В.* Анализ систем для целей контроля работоспособности и диагностики неисправностей. — Автоматика и телемеханика, 1963, № 2, с. 308—311.
2. *Карибский В. В., Пархоменко П. П., Соломонян Е. С.* Технические знания объектов контроля. — М.: Энергия, 1967. — 80 с.
3. *Мозгалецкий А. В., Гаскаров П. В.* Техническая диагностика (непрерывные объекты) — М.: Высшая школа, 1975. — 207 с.
4. *Васаршиян В. А., Мкртчян Г. Г.* Диагностический анализ аналоговой аппаратуры системы контроля параметра пучка. — Ереван, 1982 — 13 с. (Препринт АФ11:542 (29)).

ГИДРАВЛИКА

В. С. САРКИСЯН, А. Ж. ЧИПЧЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ОЧИСТКЕ
 ВОДЫ НА МОДЕЛИ НАМЫВНОГО ФИЛЬТРА

Институтом ВОДГЕО разработана и внедрена технология приготовления опресненной питьевой воды из промышленного диетиллята, получаемого на базе термических испарителей морской воды. В ней предусмотрена глубокая сорбционно-механическая очистка диетиллята от низкомолекулярных растворенных органических соединений (нефтепродукты, канцерогенные вещества, фенолы и др.), летучих с водяным паром и процессе термической дистилляции морской воды, а также технологических примесей, в частности, продуктов коррозии железа. Такая очистка проводится в намывном слое порошкообразного активного угля (АУ), гидравлически намытого на цилиндрические фильтрующие элементы (ФЭ) намывного сорбционного фильтра (НСФ).

Производственные испытания фильтра НСФ-400 на станции приготовления опресненной питьевой воды показали, что в течение всего фильтроцикла обеспечивается эффективная очистка промышленного диетиллята от органических соединений и гидроокиси железа до уровня, ниже ПДК для хозяйственно-питьевой воды. Продолжительность же фильтроцикла НСФ лимитируется не по проскоку допустимых концентраций загрязнения в фильтрате, а по предельному перепаду давления на фильтре, что обусловлено содержанием в диетилляте гидроокиси железа.

Авторами проведено исследование по фильтрации диетиллята, содержащего тонкодисперсные частицы гидроокиси железа, через намывной слой порошкообразного АУ для следующих возможных случаев: а) коьматажа (отложения в фильтрующей среде) намывного слоя; б) образования осадка на намывном слое; в) частичного коьматажа намывного слоя с дальнейшим образованием на нем осадка. Получены расчетные зависимости для определения изменения перепада давления на НСФ Δp , а также коэффициентов сопротивления ξ для различных стadiй фильтрации [1].

Для оценки полученных расчетных зависимостей проведены экспериментальные исследования на лабораторной установке с моделью НСФ. Исследования показали, что для НСФ наиболее надежным и эффективным ФЭ является спирально-щелевой патрон с двойным капро-

новым чехлом из ткани артикула 76 Рахмановского шелкового комбината, а в качестве порошкообразного сорбента целесообразно использовать АУ марки БАУ или АГ-3 фракции 40-80 мкм [2, 3].

Для ФЭ $l = 1$ м, $r_1 = 19$ мм и $r_2 = 25$ мм, а площадь фильтрующей поверхности составляет 0,16 м². При среднем размере пор 40 мкм, ФЭ обладает коэффициентом проницаемости $k_1 = 2,9 \cdot 10^{-10}$ м² [2]. Для намывного слоя углей БАУ и АГ-3, соответственно, имеем: объемный вес $\gamma_s = 370$ и 460 кг/м³; активная пористость $n_0 = 0,38$ и 0,35; коэффициент проницаемости $k_2 = 4,5 \cdot 10^{-17}$ и $1,5 \cdot 10^{-17}$ м² [3].

Исследования проводились со скоростью фильтрации дистиллята 10 м/ч и при удельном расходе угля 1 кг/м². В ходе эксперимента определялась концентрация железа в дистилляте на подходе к ИСФ и в фильтрате. Перепад давления на ИСФ измерялся П-образным пьезометром с подачей в его верхнюю часть воздуха. При перепаде более 30 кПа, давления на входе ИСФ измерялись механическими манометрами. Одновременно фиксировалась температура дистиллята.

При исследовании процесса коагулятажа концентрация железа на подходе к ИСФ c_0 составляла 0,3 и 0,4 мг/л для угля БАУ, 0,5 и 0,6 мг/л для угля АГ-3. Коагулятаж намывного слоя считали завершенным при появлении в фильтрате исходной концентрации железа. Процесс образования осадка гидроокиси железа на намывном слое проводили для угля БАУ при $c_0 = 8, 12$ и 16 мг/л. Коагулятаж намывного слоя с дальнейшим образованием на нем осадка гидроокиси железа исследовали для угля АГ-3 при $c_0 = 1$ и 3 мг/л. Начало времени образования слоя осадка фиксировали визуально при появлении на черной поверхности АУ ржавой пленки.

По данным лабораторного эксперимента определены значения следующих параметров [1]: τ ; b_1 ; b_2 и k_3 , которые для БАУ и АГ-3, соответственно, равны: $\tau = 62$ и 45 с; $b_1 = 0,12$ и 0,16; $b_2 = 0,05$ и 0,06; $k_3 = 3,2 \cdot 10^{-1}$ м².

На графиках рис. 1—3 показаны расчетные зависимости коэффициента сопротивления ξ от безразмерного параметра времени t при коагулятаже намывного слоя (рис. 1); образовании слоя осадка гидроокиси железа на намывном слое (рис. 2); частичном коагулятаже намывного слоя с дальнейшим образованием на нем слоя осадка гидроокиси железа (рис. 3).

В таблице приводятся результаты опытных и теоретических значений перепадов давления и коэффициентов сопротивления, а также отклонение расчетных значений от опытных, для случая образования осадка, при $c_0 = 8$ мг/л. Опытные значения коэффициента сопротивления определялись по формуле:

$$\xi_{\text{оп}} = \frac{4\pi/k_1}{14q} (\Delta p_1 - \Delta p_0),$$

где Δp_0 , Δp_1 — опытные значения перепада давления и начальный момент фильтрации и в момент времени t .

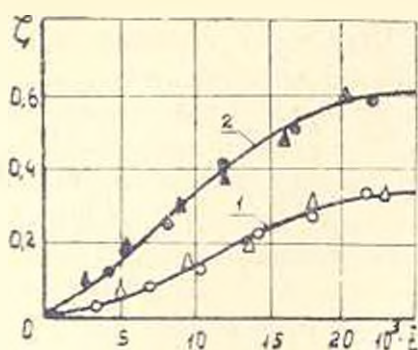


Рис. 1. График $Z = Z(t)$ при коагуляте намывного слоя: 1 — угля БАУ, 2 — угля АГ-3. $\circ, \Delta, \bullet$ — опытные точки при концентрации гидроокиси железа 0,3, 0,4, 0,5 и 0,6 мг/л.

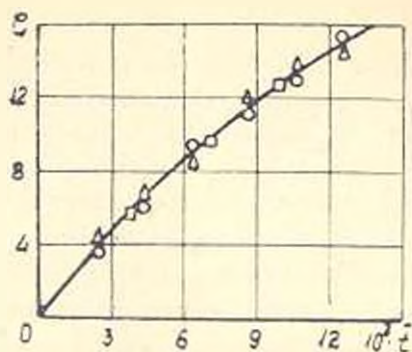


Рис. 3. График $Z = Z(t)$ при образовании слоя осадка гидроокиси железа на намывном слое угля БАУ. $\circ, \Delta$ — опытные точки при концентрации железа 8, 12 и 16 мг/л.

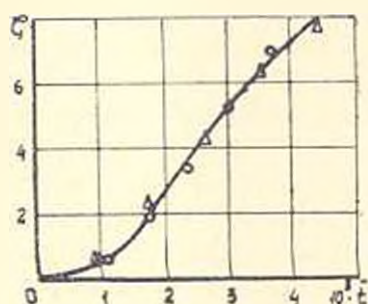


Рис. 3. График $Z = Z(t)$ при частичном коагуляте намывного слоя угля АГ-3 с дальнейшим образованием на нем слоя осадка гидроокиси железа. $\circ, \Delta$ — опытные точки при концентрации железа 1 и 3 мг/л.

Таблица

Время фильтрации $t, ч$	Перепад давления, $кПа$		Коэффициент сопротив- ления		Значение параметра, 10^{-7}	Отклонение $\frac{Z_{оп} - Z}{Z_{оп}} \cdot 100\%$
	опытный $\Delta p_{оп}$	расчетный Δp	опытный $\alpha_{оп}$	расчетный α		
0	1,5	1,5	0	0	0	0
0,5	22,6	21	2,93	3,12	2,14	-6,5
1	41,6	44,7	5,4	5,81	4,27	-7,5
1,5	69,8	66,3	9,07	8,61	6,41	5
2	83,4	86,5	11,09	11,23	8,54	-1,3
2,5	100	103,1	12,97	13,65	10,68	5,1
3	127,7	122,8	16,58	15,95	12,81	3,8
3,5	143,3	139,7	18,61	18,14	15,95	2,5
4	158,1	153,6	20,53	19,95	17,08	2,8

Анализ полученных результатов показывает, что опытные данные коэффициента сопротивления хорошо согласуются с расчетными. (Отклонение значений ξ от опытных не превышает 10%). Это свидетельствует о том, что выбранная физическая модель, а также основные дифференциальные уравнения и краевые условия правильно описывают процесс фильтрации инстиллята, содержащего тонкодисперсные частицы гидроокиси железа, через намывной слой поронитообразного АУ.

АрмНИИВНГ

10. IX 1983

Վ. Ս. ՍԱՐԿԻՍՅԱՆ, Ա. Զ. ՇԻՏԿԻՆ

ԶԻՐ ԵԱՐՐԻԱՆ ՓՈՐՉԱՐԱՐԱԿԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅՈՒՆ ՈՂՈՂԱԿՈՒՏ ՖԻԼՏՐԻ ՄՈԴԵԼԻ ՎՐԱ

Ա. Վ. Փ Ո Փ Ո Ւ Վ

Դիտված են փոշենման ածխի շերտի միջով երկաթի հիդրօքսիդի դիսպերս մասնիկների պարունակող արդյունաբերական թորած ջրի մաքրման պրոցեսի փորձարարական հետազոտություն՝ կատարված պահային բամիչ էլեմենտից բաղկացած ողողակուտ ֆիլտրի մոդելի վրա: Ֆիլտրի ճնշման տեղման փորձական տվյալների շեղումները հաշվարկայինից չեն գերազանցում 10 տոկոսից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Саркисян З. С., Шитяк А. Ж. Методы решения задачи ищия в поронитовых фильтрах (раздильная задача). — Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XXXVII, № 2, 1948, с. 40—45.
2. Егоров А. И., Шитяк А. Ж. Гидравлическая характеристика фильтрующих элементов намывных сорбционных фильтров. — Водоснабжение и санитарная техника, 1980, № 12, с. 7—8.
3. Шитяк А. Ж. Об оценке пропускности намывного слоя сорбционных фильтров. В кн.: Сооружения и технологические процессы механической и биологической очистки промышленных сточных вод. Тр. инст. ВОДГЕО, 1981, с. 111—114.

ГИДРАВЛИКА

В. О. ТОКМАДЖЯН, Р. Г. МАРТИРОСЯН

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ НА МАСШТАБ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Для моделирования потерь энергии гидротехнических сооружений необходимо удовлетворение условий равенства коэффициентов гидравлических сопротивлений натуре и модели: для открытых русел — коэффициентов Шези $C_n = C_m$, для напорных систем — коэффициентов Дарси $\lambda_n = \lambda_m$. Для определения коэффициента Шези обычно пользуются эмпирической формулой Н. И. Павловского [1]:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (1)$$

где

$$y = 2,5 \sqrt{\bar{n}} - 0,13 - 0,75 \sqrt{\bar{R}} (\sqrt{\bar{n}} - 0,1); \quad (2)$$

n — коэффициент шероховатости; R — гидравлический радиус.

По условию $C_n = C_m$ линейный масштаб моделирования будет:

$$x_1 = R_n^{\frac{y_n}{y_m} - 1} \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^{\frac{1}{y_m}}. \quad (3)$$

Вводя значения по (2) в (3) и имея в виду, что $R_n = \frac{R_m}{x_1}$, получим трансцендентное уравнение, из которого x_1 определяется подбором.

Для инженерных расчетов, в первом приближении, можно принять [1]:

$$y = A \sqrt{\bar{n}}, \quad A = \begin{cases} 1,5 & \text{при } 0,1 \text{ м} < R < 1 \text{ м;} \\ 1,3 & \text{при } 1 \text{ м} < R < 3 \text{ м.} \end{cases}$$

Тогда линейный масштаб x_1 непосредственно находится по формуле (3).

В случае $y = y_n = y_m$ величину x_1 определяют по формуле:

$$x_1 = \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^{\frac{1}{y}}. \quad (4)$$

В зависимости от типа русла принимается: $y = \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{4} \right) [2]$.

В практике гидравлического моделирования величина α выбирается, исходя из возможностей лаборатории, экономической целесообразности, точности измерения и т. д., поэтому она может существенно отличаться от масштаба, вычисляемого по формулам (3) или (4). Часто принимают $\lambda_n = \lambda_m$, что в конечном итоге приводит к нарушению условия $C_n = C_m$.

В частном случае, если цель гидравлического моделирования заключается в определении гидравлических потерь энергии в натуре, то необходимо добиваться обязательного удовлетворения условия $C_n = C_m$ и совпадения зон сопротивления для природы и модели. Однако во многих случаях не обязательно удовлетворить условие $C_n = C_m$, а требуется лишь вводить в результаты моделирования определенные коррективы. Рассмотрим эти случаи.

Случай 1. При исследовании движения волны в открытых руслах потери энергии могут быть определены с некоторой погрешностью. Коррективы можно внести следующим образом.

Интегрируя дифференциальное уравнение движения жидкости, по значению λ_n строится кривая свободной поверхности для природы. Расчет повторяется, принимая за основу коэффициент шероховатости λ'_n , полученный по пересчету λ_n , исходя из уравнения (4). Отношение соответствующих глубин этих кривых свободной поверхности дает коррективы, которые надо ввести при расчете данных моделирования. Поскольку они меняются вдоль русла, для инженерных расчетов можно ввести один усредненный корректив для всего участка русла.

Случай 2. При моделировании нестационарного движения в системе «напорный тоннель — уравнительный резервуар» нет необходимости точного соблюдения условия $\lambda_n = \lambda_m$. При этом система уравнений, определяющих масштабные коэффициенты, незамкнута и имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{\alpha_l \alpha_v}{\alpha_f} = \frac{\alpha_\lambda \alpha_l \alpha_v^2}{\alpha_d} = \alpha_\xi \alpha_n^2 = \alpha_z; \\ \alpha_n = \frac{\alpha_z}{\alpha_f}, \quad \alpha_d^2 = \alpha_v = \alpha_D^2 \alpha_n = \alpha_Q \end{cases} \quad (5)$$

где индексы масштабных коэффициентов означают: l — длина, v , n и D — соответственно, скорости в тоннеле и уравнительном резервуаре и их диаметры; λ — приведенный коэффициент гидравлических сопротивлений; ξ — коэффициент сопротивления диафрагмы, z — разность уровней воды между уравнительным резервуаром и волохранилищем, Q — расход; t — время.

В (5) имеем 6 уравнений, которые содержат 8 неизвестных. Для замыкания системы (5) в [3] предлагают принимать $\alpha_z = \alpha_\lambda$, т. е. иметь один общий масштаб для уравнительного резервуара и, исходя

из геометрического подобия, считать $\alpha_1 = 1$. Вычисления авторов показали, что целесообразно принимать $\alpha_d = \alpha_D$, которое обеспечивает минимальную длину, сравнительно большой расход модели тоннеля и одинаковый масштаб скоростей $\alpha_v = \alpha_V$. При моделировании используя обычные стандартные трубы, имеющие определенный коэффициент шероховатости, поэтому масштабы α_d и α_v заранее известны. Масштаб α_d выбирается, исходя из технических возможностей лаборатории, учитывая точность измерения и другие факторы.

В процессе экспериментов вследствие коррозии труб значение коэффициента λ_m постепенно возрастает и это изменение может значительно повлиять на полученные результаты.

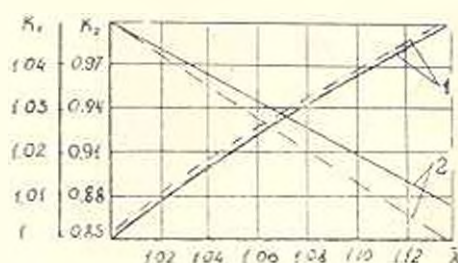


Рис. Зависимость коррективных объемов верхней и нижней камер уравнительного резервуара Шамбской ГЭС от приведенного коэффициента шероховатости.

1. $K_1 = f(\lambda)$ — для верхней камеры;
2. $K_2 = g(\lambda)$ — для нижней камеры.
— по способу «а»; по способу «б».

Поправку на изменение λ_m косвенно можно внести двумя способами.

а) По формуле Фогта [4] определяют отношение расчетных объемов верхней и нижней камер в зависимости от λ_m , не меняя размеры модели и расчетного расхода. На рисунке даны поправочные коэффициенты $K_{1,2}$ в зависимости от $\bar{\lambda} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}$, где λ_1 — приведенный коэффициент сопротивления в начале эксперимента, а λ_2 — то же в момент времени t .

При моделировании уравнительного резервуара Шамбской ГЭС получено значение $\lambda_1 = 0,02554$, а через 5 месяцев это значение возросло до $\lambda_2 = 0,0276$, которому соответствовали поправочные коэффициенты для верхней и нижней камер $K_1 = 1,03$ и $K_2 = 0,928$.

б) С помощью ЭВМ интегрируется система дифференциальных уравнений с учетом медленного наброса нагрузки, а также реального процесса колебания уровня воды в уравнительном резервуаре. В результате получают графики колебания уровня и объемов камер модели для значений λ_1 и λ_2 , а по ним определяются значения $K_{1,2}$ — на рис. представлены эти значения для уравнительного резервуара Шамбской ГЭС (коррективы для верхней и нижней камер с учетом изменения λ за 5 месяцев составили: $K_1 = 1,031$; $K_2 = 0,914$).

Разность значений K_1 обоими способами составляет доли процента, а значения K_2 по способу «б» получаются меньше, чем по способу «а», что объясняется грубыми допущениями, лежащими в основе формулы

Фогта (мгновенное понижение уровня воды до минимума и мгновенный заброс нагрузки).

Экспериментальные исследования, проведенные на модели уравнителя Шимбской ГЭС [5], показали, что отклонения значений объемов верхней и нижней камер с учетом коррекции коэффициента сопротивления по сравнению с расчетными составляют около 2%, что приемлемо для инженерных расчетов.

ЕрПИ им. К. Маркса

15. X 1983

Վ. Ն. ԹԱՐԵՂԱՅԱՆ ԻՐ Գ. ԽԱՐՏԵՐՈՒՅԱՆ

ԳԻՄՆԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ԳՈՐԴԱԿՑԻ ԱՋԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՀԻԴՐԱՎԻԿԱԿԱՆ
ԽՈԳԵԼԱՎՈՐՄԱՆ ԽԱՍՇՏԱՐԻ ՎՐԱ

Ա մ փ ո փ ո ռ մ

Հոգվածում քննարկված են հիդրավիկական մոդելավորման մասշտաբի քննարման պայմանները, երբ չի բավարարում մոդելի և քնորինակի հիդրավիկական դիմադրությունների համասար լինելու պայմանը:

Հետազոտված է դիմադրության դործակցի փոփոխման ազդեցությունը հավասարակշռող աշտարակի վերին և ներքին խցերի ծավալների վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Сидарон Л. А. и др. Справочник по гидротехнике.— М.: Госстройиздат, 1955.—828 с.
2. Латышенков А. М. Расчет каналов по способу единичных расходных характеристик.— В кн.: Тр. гидр. лаб. Водгос, сб. № 3 Госстройиздат, 1952.— 156 с.
3. Marină A. A supra discutier ecuațiilor de modelare ale oscilațiilor în castelele de echilibru.— București, Hidrotehnica, 1960, v. 3, № 12, p. 413—418.
4. Орлов В. А. Уравнительные резервуары гидроэлектростанции.— М.: Энергия, 1968.— 132 с.
5. Овсепян В. М., Гокмаджян В. О. и др.— Исследование гидравлических режимов уравнителя резервуара и турбинного водовода Шимбской ГЭС на реке Воротач.— Ереван, 1969.— 87 с. (Препринт / ЕрПИ им. К. Маркса: Техн. отчет № 231).

М. А. АВАКЯН

О ЕДИНСТВЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ РЕЖИМА
ЗАЗЕМЛЕНИЯ НЕЙТРАЛЕЙ ТРАНСФОРМАТОРОВ
ЭНЕРГОСИСТЕМ

В настоящее время во всех энергосистемах большое внимание уделяется задаче выбора режима заземления нейтралей трансформаторов (РЗНТ) в сетях 110—220 кВ с использованием ЦВМ.

Особое место выбора РЗНТ в общем комплексе режимных расчетов определяется тем обстоятельством, что он имеет не только самостоятельное значение при определении мощности трансформаторов, нейтралей которых заземляется наглухо или через дополнительное сопротивление, но также является исходным при определении токов короткого замыкания, при расчетах электромагнитных переходных процессов и т.д.

Опыт эксплуатации разработанной на кафедре ЭССС Ереванского политехнического института программы выбора РЗНТ показал, что принятый метод итерации по Ньютону, описанный в [1], обеспечивает быструю сходимость вычислительного процесса задачи выбора РЗНТ в электрических системах и в случаях слабых связей между узлами.

Для получения практической рекомендации по применению принятой методики необходимо исследование таких важных свойств, как существование и единственность решения задачи выбора РЗНТ.

Задача выбора РЗНТ сводится к определению таких значений поправок к диагональным элементам матрицы узловых проводимостей схемы замещения нулевой последовательности (рис.) исходного РЗНТ энергосистем, при которых обеспечиваются заданные значения диагональных элементов обратной матрицы $[Y]^{-1}$ [2]:

$$[Z_{ij}\delta_{ij}] = [Z_{i(0)}]. \quad (1)$$

Здесь δ_{ij} — символ Кронекера, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$, $\delta_{ii} = 1$.

Значения элементов диагональной матрицы узловых сопротивлений $[Z_{i(0)}]$ определяются из условий эффективного заземления нейтралей трансформаторов в сетях 110—220 кВ [2, 3].

Состояние схемы замещения электрических сетей (рис.), в частности, схемы замещения нулевой последовательности, может быть запи-

гано в виде системы линейных алгебраических уравнений узловых напряжений:

$$[Y] \cdot [U] = [I], \quad (2)$$

где $[Y]$ — матрица узловых проводимостей порядка n ; $[U]$, $[I]$ — столбчатые матрицы напряжений узлов и токов в узлах.

Существование решения систем линейных уравнений (2) следует из невырожденности матрицы узловых проводимостей, т. к. нейтраль в сетях 110 кВ и выше глухо заземлена, т. е. имеется хотя один потеречный элемент (проводимость на землю).

Так как задача выбора РЗНТ сводится к отысканию матрицы узловых сопротивлений с заранее известными диагональными элементами, то из единственности решения задачи следует, что существует только одна матрица поправок $[dY_{ij} \delta_{ij}]$ к диагональным элементам матрицы узловых проводимостей $[Y^{(0)}]$ схемы замещения нулевой последовательности исходного РЗНТ такая, что параметры матрицы узловых сопротивлений $[Z]$, обратной матрице

$$[Y] = [Y^{(0)}] + [dY_{ij} \delta_{ij}], \quad (3)$$

удовлетворяют условию (1).

Частное приращение диагональных элементов матрицы узловых сопротивлений, вызванных изменением диагональных элементов матрицы узловых проводимостей, записывается по матричному уравнению [1]:

$$[dZ_{ii} \delta_{ii}] = -[Z_{ii}^2] \cdot [dY_{ii} \delta_{ii}]. \quad (4)$$

Докажем единственность решения задачи РЗНТ.

Предположим, что матрица узловых проводимостей $[Y^{(0)}]$ получила приращение $[dY_{ii}^{(0)} \delta_{ii}]$, обеспечивающее решение задачи РЗНТ, т. е. в результате обращения матрицы

$$[Y^{(1)}] = [Y^{(0)}] + [dY_{ii}^{(0)} \delta_{ii}]$$

выполняется условие (1).

Тогда, в силу (2), приращения диагональных элементов матрицы узловых сопротивлений определяются выражением:

$$[dZ_{ii}^{(1)} \delta_{ii}] = -[(Z_{ii}^{(0)})^2] \cdot [dY_{ii}^{(0)} \delta_{ii}], \quad (5)$$

где $[Z^{(0)}]$ — матрица, обратная $[Y^{(0)}]$.

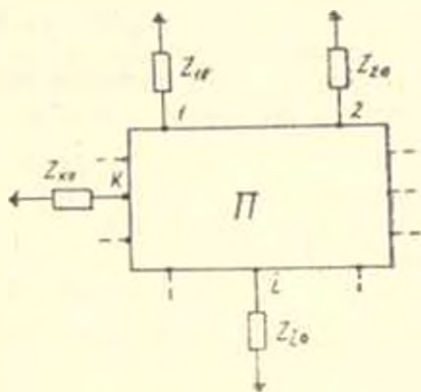


Рис. Схема замещения нулевой последовательности

Выходные сопротивления узлов, отвечающие решению задачи РЗНТ определяются уравнением:

$$[Z_{ij}^{(1)} \delta_{ij}] = [Z_{ij}^{(0)} \delta_{ij}] + [dZ_{ij}^{(1)} \delta_{ij}], \quad (6)$$

Положим, что существует другое приращение матрицы узловых проводимостей $[dY_{ij}^{(2)} \delta_{ij}]$, обеспечивающее решение задачи РЗНТ. Тогда, аналогично (5) и (6) можно определить приращение диагональных элементов матрицы узловых сопротивлений нового решения

$$[dZ_{ij}^{(2)} \delta_{ij}] = -[(Z_{ij}^{(0)})^2] \cdot [dY_{ij}^{(2)} \delta_{ij}] \quad (7)$$

и входные сопротивления узлов

$$[Z_{ij}^{(2)} \delta_{ij}] = [Z_{ij}^{(0)}] + [dZ_{ij}^{(2)} \delta_{ij}]. \quad (8)$$

Так как (6) и (8) являются решениями задачи РЗНТ, то в силу условия (1) справедливо тождество

$$[Z_{ij}^{(1)} \delta_{ij}] = [Z_{ij}^{(2)} \delta_{ij}]. \quad (9)$$

Из (9) следует также

$$[dY_{ij}^{(1)} \delta_{ij}] = [dY_{ij}^{(2)} \delta_{ij}], \quad (10)$$

т. е. существует единственное решение задачи РЗНТ, что следовало доказать.

ЕрПИИ им. К. Маркса

25. V. 1983

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Авакян М. А. Применение метода Ньютона для расчета режима заземления нейтралей трансформаторов энергосистем.— Изв. вузов. Энергетика, 1982, № 4, с. 17—21.
2. Айрапетян Г. А., Авакян М. А. Методика выбора режима заземления нейтралей трансформаторов высоковольтных сетей энергосистем.— Электрические станции, 1972, № 4, с. 64—67.
3. Айрапетян Г. А., Авакян М. А. Выбор режима заземления нейтралей трансформаторов и сетей 110 кВ и более высоких напряжений.— В сб. Режимы нейтрали в электрических системах. Киев: Наукова думка, 1974, с. 24—32.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Д. С. ТОРОСЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ОТДЕЛЯЕМОЙ ЧАСТИЦЫ
 В МЕЖТАРЕЛОЧНОМ ПРОСТРАНСТВЕ СЕПАРАТОРА

Экспериментальные исследования рабочих процессов сепарирования показали, что процесс разделения частиц дисперсной фазы жидких гетерогенных систем происходит не по всему объему, а в различных секторах межтарелочного пространства, форма которых зависит от режима сепарирования и расстояния между тарелками [1, 2]. Предложенные зависимости для определения траекторий частиц [3—5] имеют ограниченное применение.

Пусть межтарелочное пространство ротора сепаратора вращается с постоянной угловой скоростью ω вокруг вертикальной оси, составляя с ней угол наклона α . Рассмотрим движение сферической частицы радиуса r дисперсной фазы жидкой гетерогенной системы. В качестве обобщенной координаты примем расстояние от точки пересечения образующей тарелки с осью вращения до рассматриваемой частицы r . Пусть плотность частицы d_s будет больше, чем плотность дисперсионной среды d_c .

Запишем уравнение Лагранжа второго рода в виде [6]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{r}} \right) - \frac{\partial L}{\partial r} = - \frac{\partial \Phi}{\partial r}, \quad (1)$$

где r — обобщенная скорость матрицы; t — время; $L = K - U$ — функция Лагранжа; K , U и Φ — кинетическая, потенциальная энергии частицы и диссипативная функция Релея, которые определяются согласно формулам

$$K = \frac{m \dot{r}^2}{2}; \quad U = -m \frac{d_s - d_c}{d_s} \cdot \frac{\omega^2 r^2 \sin^2 \alpha}{2}; \quad \Phi = \frac{1}{2} B \dot{r}^2, \quad (2)$$

где m и B — масса и коэффициент сопротивления среды движению частицы.

На основании (2) уравнение (1) примет вид:

$$\ddot{r} - \omega^2 \left(\frac{d_s - d_c}{d_s} - \frac{B}{m \omega \sin \alpha} \right) r \sin^2 \alpha = 0, \quad (3)$$

общее решение которого представим как:

$$r = c_1 e^{n_1 t} + c_2 e^{-n_1 t}, \quad (4)$$

где

$$n = \omega \sqrt{\frac{d_1 - d_2}{dr} - \frac{B}{m\omega \sin \alpha}} \sin \alpha; \quad (5)$$

c_1, c_2 — постоянные интегрирования.

Используя начальные условия: $v_0|_{t=0} = 0$; $r|_{t=0} = r_0$, где v_0 — начальная скорость частицы; r_0 — начальное расположение точки на образующей тарелки до точки пересечения с осью вращения, будем иметь: $c_1 = c_2 = \frac{r_0}{2}$ и, следовательно:

$$r = r_0 \operatorname{ch} \left(n t \sqrt{\frac{d_1 - d_2}{dr} - \frac{B}{m\omega \sin \alpha}} \sin \alpha \right). \quad (6)$$

Из (6) следует, что частица в межтарелочном пространстве сепаратора движется по прямой линии. При разделении жидкой полидисперсной системы в постоянном режиме сепарирования получается семейство кривых, занимаемых определенными пространствами и межтарелочном объеме ротора сепаратора. Поэтому разделяемые фракции дисперсной фазы жидкой гетерогенной системы будут располагаться в соответствующих секторах межтарелочного пространства. Из (6) также следует, что форма секторов, где располагаются разделяемые потоки жидкости, зависит от угловой скорости ротора и производительности сепаратора, конструктивных параметров межтарелочного пространства, а также некоторых физико-химических параметров.

При движении вязкой жидкости по межтарелочному пространству с обеих сторон текущего слоя жидкости имеется пограничный слой определенной толщины [3, 7]. Исследуем движение частицы в окрестности пограничного слоя межтарелочного пространства.

Уравнение движения частицы запишем в виде:

$$r + \frac{B}{m} r - n^2 \frac{d_1 - d_2}{dr} r \sin^2 \alpha = 0. \quad (7)$$

Обозначим:

$$n^2 = n^2 \frac{d_1 - d_2}{dr} \sin^2 \alpha; \quad 2b = \frac{B}{m}$$

и получим уравнение:

$$r + 2br - n^2 r = 0, \quad (8)$$

решение которого представим в виде:

$$r = c_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 e^{\lambda_2 t}, \quad (9)$$

где λ_1 и λ_2 — корни характеристического уравнения.

При практических режимах сепарирования в (9) существенно только первое слагаемое. Используя начальные условия $r|_{t=0} = r_0$, найдем: $r_1 = r_0$. Тогда:

$$r = r_0 \exp(-b + \sqrt{b^2 - n^2})t. \quad (10)$$

Из (10) следует, что в этом случае частица будет двигаться по логарифмической спирали, вид которой зависит от режима процесса сепарирования, конструктивных параметров межтарелочного пространства и физико-химических постоянных разделяемой жидкой гетерогенной системы.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Липатов Н. Н.* Сепарирование в молочной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1971 — 100 с.
2. *Сурков В. Д.* Успехи советской научной школы в разработке проблемы сепарирования и перспективы на будущее. — В кн.: Процессы и аппараты пищевых производств: Доклады II Международного конгресса по вопросам науки и техники пищевой промышленности. Москва, 1966, с. 50—81.
3. *Соколов В. И.* Центрифугирование. — М.: Химия, 1976 — 408 с.
4. *Романков П. Г., Платинин С. А.* Жидкостные сепараторы. — Л.: Машиностроение, 1976. — 256 с.
5. *Гольдин Е. М.* Исследование в области теории центрифуг пищевой промышленности. — Автореф. дис. ... докт. техн. наук. — Москва, 1966 — 44 с.
6. *Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.* Механика. — М.: Наука, 1965 — 201 с.
7. *Schmitz F. J.* Die Verteilung der Milch in Tellertraum der Separatoren. — *Milchwissenschaft*, Heft 12, Dez. 1950, s. 418—428.

К. Б. ДАЛАЕВА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭЛЕКТРОРОЛИЗА С НЕРАСТВОРИМЫМИ АНОДАМИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ МЕДНЫХ ПОРОШКОВ

Получение медных порошков непосредственно из руд до настоящего времени находится в стадии разработки. Аналогичные исследования проведены для окисленных [1] и сульфидных руд [2].

В настоящей работе рассмотрен процесс получения медных порошков из сульфидных руд электролизом с нерастворимыми анодами.

В отличие от электролиза с растворимыми анодами условия возникновения новых центров кристаллизации на катоде улучшаются, т. к. массообмен у катода ухудшается из-за отсутствия поставляемых анодом ионов металла. Осаждение порошка протекает в окислительной атмосфере, что способствует взрывлению и образованию губчатых осадков. Это позволяет интенсифицировать процесс электролиза применением более концентрированных растворов и увеличением скорости циркуляции электролита, что, в свою очередь, улучшает технологические показатели (ТП) электролиза.

В отличие от применяемых методов, медные порошки получены разложением медьсодержащих сульфатных растворов от выщелачивания медьсодержащих огарков. Электролиз проводили со свинцовыми анодами, содержащими 1% Ag, и медными катодами в ваннах из винипласта. Предварительно установлено, что наиболее выгодными условиями электролиза являются: катодная плотность тока — 1500 А/м², концентрация меди в электролите 30–32 г/л, а серной кислоты — 113–129 г/л. Менялись лишь температура и скорость циркуляции электролита.

Полученные порошки промывали слабым раствором теплой (до 50°С) серной кислоты и холодной водой, просушивали и доводили до порошкообразного состояния при температуре 400–500°С. Для расчета технологических показателей определяли расход электроэнергии W и выход по току η для данного режима электролиза.

Результаты опытов приведены в табл. 1.

Наилучшей температурой, обеспечивающей сравнительно высокий выход по току, малый расход электроэнергии и дендритную форму порошка, является 30–35°С.

Результаты исследований гранулометрического состава порошков в зависимости от температуры приведены на рис. 1, из которого видно, что при температуре 50°С содержание крупных фракций возрастает и уже при 60°С гранулометрический состав невозможно определить седиментацией. Поэтому повторно дисперсность порошка определялась под микроскопом (табл. 2).

Таблица 1

Влияние температуры электролита на ГП электролиза

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \%$	$W, \text{ кВт}\cdot\text{ч/мл}$	$V_{\text{г.р.}}, \text{ В}$
20	89,5	2380	2,48
30	91,5	7250	2,4
40	91,4	2080	2,26
50	94	1830	2,03
60	22,8	1780	1,96

Таблица 2

Влияние температуры на гранулометрический состав порошков

$t, ^\circ\text{C}$	$r_{\text{г.р.}}, \text{ мкм}$	$t, ^\circ\text{C}$	$r_{\text{г.р.}}, \text{ мкм}$
20	32	40	35
30	37,5	50	39

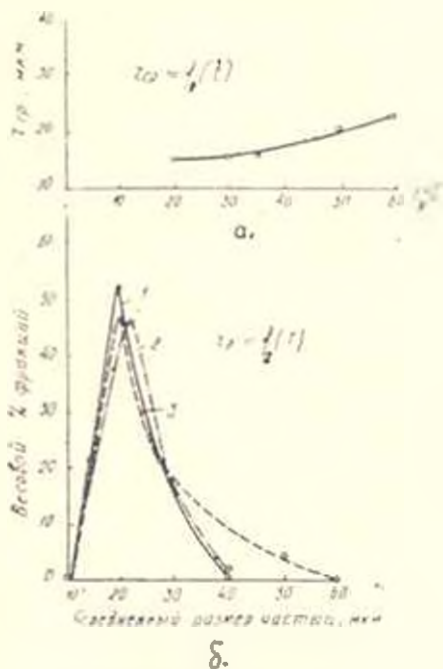


Рис. 1. Влияние температуры процесса на гранулометрический состав порошков. а) $r_{\text{г.р.}}$; б) весовой % фракций: 1 — 20°С; 2 — 30°С; 3 — 50°С.

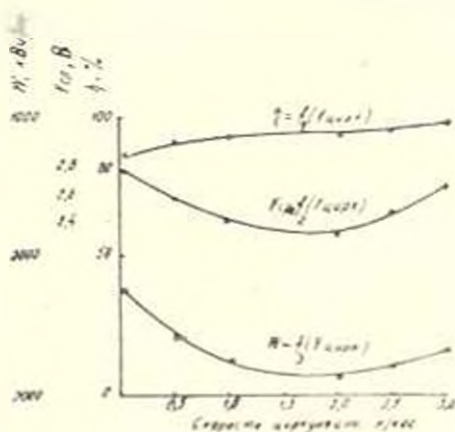


Рис. 2. Влияние скорости циркуляции электролита на ГП электролиза.

На рис. 2 приведены результаты исследований по влиянию скорости циркуляции на ГП электролиза; наименьший расход электроэнергии получается при скорости циркуляции 2 л/ч (0,17 л/лч), а наибольший выход по току — при 3 л/ч (0,25 л/лч).

Изменение гранулометрического состава в зависимости от скорости циркуляции приведено на рис. 3. В отличие от [3] увеличение скорости циркуляции способствует незначительному уменьшению размера первородных частиц, что можно отнести к ошибке опыта. Это объясняется тем, что при электролизе с нерастворимыми анодами условия зарождения центров кристаллизации улучшаются, что благоприятствует стабильной дисперсности порошков.

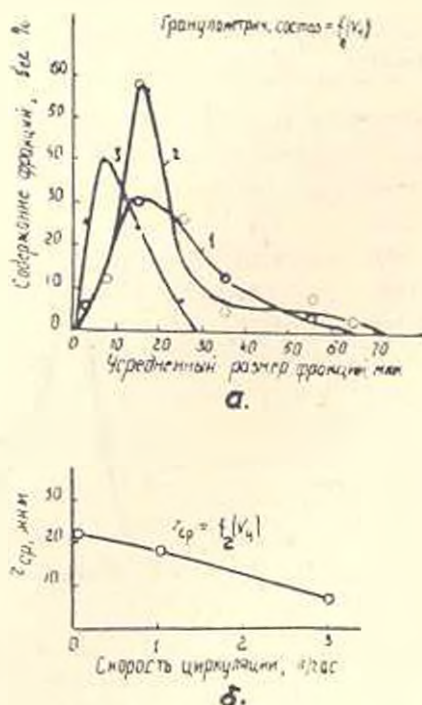


Рис. 3. Гранулометрический состав порошка в зависимости от скорости циркуляции электролита: а) весовой % фракций; б) $r_{ср}$; 1 — $V_{ц}=0$; 2 — $V_{ц}=2$ л/ч; 3 — $V_{ц}=3$ л/ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент № 3,616,277 (США). Метод электроосаждения медного порошка *David L. Adamson, William M. Tuddenheim*. — Kennecott Copper Corporation, 1971, 204—10.
2. Асладзе Р. И., Габуния К. Е. Электролитическое получение медного порошка из растворов сернокислой меди с применением нерастворимых анодов — Сб. обн. АН Груз.ССР, 1969, 54, с. 585—588.
3. Помосов А. В., Бранштейн В. А. О влиянии перемешивания электролита на электролитическое осаждение порошкообразной меди — ЖПХ, 1957, 30, № 8 — 1257.

Ր Ո Վ Ա Ն Գ Ա Կ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

47

ՈՒՔԱՆԵՐԻ ՆՈՒԹՅՈՒՆ

- Ա. Կ. Կեօղյան: Առամանակի վրա ատամի ծոման ուսման տված պիմանության պահանջների փոփոխականի զեմալային գործակցի զեմալային 2
- Զ. Ո. Կանկյան, Ա. Զ. Կանկյան: ԹՅԿ հաստոցների շարժարեքների կոչության զեմալային մեթոդը ուղղորդների ինքնատուտակների հաշվարկման համակարգ 3

ԷՆՈՐՄԻՏԻԿԱ

- Է. Տ. Կուրյան, Է. Ո. Զովհաննիսյան, Վ. Ա. Կարապետյան: Կոնդենսացիոն-հալաչուցիչ տեղակայանքների հաշվարկի աղբյուրի մեջ աղբյուրի և զոնայի կոնդենսացիոն հալաչուցիչ 12

ԷԼԵԿՏՐՈՏԵԽՆԻԿԱ

- Է. Ո. Զեմալայան, Է. Ո. Փոքրյան: Անիստրոն մեքենաների կառուցվածքային մոլդայինումը հաշվարկի ուստոմնություն միջոցների փոխադարձ տեղադրման հաշվարկում 24

ԶԱՄԱՆԱԿԱՆ ՏԵԽՆԻԿԱ

- Վ. Ա. Կապույան, Է. Ս. Գուրյան: Անիստրոն գործողության համակարգների մի զեստեղ համար լուսնի և ախտորոշման խնդիր՝ էլիքի աղբյուրների զեմալայինում 27

ՀԻՄՆԱԿԻԿԱ

- Վ. Ո. Կարապետյան, Ո. Ս. Զեմալայան: Զրի մարման փոքրաբարակալ հետազոտության ուղղակիա ֆիլտրի մոդելի վրա 24
- Վ. Շ. Կարապետյան, Ո. Գ. Կարապետյան: Գիմադրության գործակցի աղբյուրների հիդրոլիկական մոդելավորման մասշտաբի վրա 25

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈՒԹՅՈՒՆ

- Մ. Ա. Ավսյան: Լեներգոհամակարգների տրանսֆորմատորների լեներգիայի ուղղանցման ուստի միջոցների միջոցների մասին 35
- Ջ. Ո. Կարապետյան: Անիստրոն մեքենաների լարման հետազոտումը զապալի միջոցների միջոցների մեջ 37
- Ժ. Ս. Կարապետյան: Զրադիոն աղբյուրի էլեկտրոնիկայի աղբյուրի հետազոտումը աղբյուրի միջոցների առանձին համար 42

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- А. К. Геворкян. Оценка суммарного коэффициента вариации ограниченного предела выносливости зубьев зубчатого колеса по изгибу 3
- З. И. Маниселян, А. З. Демирчян. Методика оценки жесткости привода при расчете механических автоколебаний направляющих станков с ЧПУ 8

ЭНЕРГЕТИКА

- Г. Т. Кулоян, Л. С. Оганесян, В. З. Марухян. Алгоритмизация расчетов конденсационно-охлаждающих установок и вопросы их управления 12

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

- Э. С. Фриджибишян, Л. С. Парнянян. Структурное моделирование асинхронных машин с учетом насыщения и взаимного перемещения зубчатых сердечников 16

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- В. А. Вагаришакян, Л. И. Густин. Об одном классе непрерывных систем, для которых разрешена задача диагноза по распознаванию образов выходных сигналов 22

ГИДРАВЛИКА

- В. С. Саркисян, А. Ж. Читчян. Экспериментальное исследование по очистке воды на модели намывного фильтра 28
- В. О. Тогмаджян, Р. Г. Мартirosян. Влияние коэффициента сопротивления на масштаб гидравлического моделирования 32

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

- М. А. Авакян. О единственности решения задачи режима заземления нейтралей трансформаторов энергосистемы 36
- Д. С. Торосян. Исследование движения отделяемой частицы в межтарелочном пространстве сепаратора 39
- К. В. Лалисян. Исследование процесса электролиза с нерастворимыми анодами для получения медных и никелевых сплавов 42

