

ISSN 0002-306X

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՄԱՆ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

12

ԵՐԵՎԱՆ

ЕРЕВАН

Журнал издавался с 1946 г.

Выходит 6 раз в год на русском языке

Խ Մ Ր Ա Ղ Դ Ա Կ Ձ Ն Կ Ո Ւ Ե Պ Ի Ա

- Խ. Մ. Մառտիրոսյան (պատասխանատու խմբագիր), Վ. Վ. Աբեգանյան,
Խ. Վ. Արսյան, Խ. Ա. Հազարյան, Ս. Մ. Ղազարյան, Մ. Վ. Կասյան,
Ա. Շ. Սահակյան, Յու. Լ. Սարգսյան, Մ. Գ. Ստախյան (պատ. խմբ. տեղ.),
Ղ. Կ. Սևեփանյան (պատասխանատու փարսեղար), Վ. Ս. Խաչատրյան:

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

- Р. М. Мартиросян* (ответственный редактор), *В. В. Алексеевский*,
Р. В. Атоян, *Р. А. Каларян*, *С. М. Казарян*, *М. В. Касьян*,
А. О. Саакян, *К. З. Саргсян*, *М. Г. Станян* (зам. ответ. редактор),
З. К. Степанян (ответственный секретарь), *В. С. Хачатрян*.

УДК 621.924.6:621.833

Д. А. АСАТЯН

КИНЕМАТИКА МИКРОРЕЗАНИЯ ПРИ ТАНГЕНЦИАЛЬНОМ
ЗУБОНАРЕЗАНИИ МНОГОНИТОЧНЫМИ КРУГАМИ

Приведено исследование кинематики микрорезания при новом высокопроизводительном тангенциальном способе зубонарезания мелко модульных цилиндрических колес многониточными кругами. На основании этих результатов определяются и в дальнейшем проектируются специальные многоместные устройства с оптимальными межосевыми расстояниями рабочих оправок. Полученные результаты могут быть использованы также для исследования условий резания и контактных температур.

Ил. 3. Библиогр.: 2 назв.

Քերված է փորք մոդուլի գրանական առամանիքների բազմաթիվ հզվաշրջաններով նոր բարձր արտադրողական շտափող առամանշիքման ժամանակ միկրոկտրոման կինեմատիկայի ուսումնասիրությունը: Այդ արդյունքների հիման վրա որոշվում և հետագայում նախագծվում են բազմատեղանի հատուկ հարմարանքներ՝ բանփորական կայանների նպատակահարմար միջոտանցքային հետափորություններով: Ստացված արդյունքները կարող են օգտագործվել նաև կտրման ուժերի և հզման ընթացադինամիկների ուսումնասիրման համար:

Тангенциальное зубонарезание мелко модульных цилиндрических колес многониточными кругами является сравнительно новым способом, обеспечивающим повышение производительности по сравнению с традиционным способом зубонарезания червячными фрезами в 5—7 раз с одновременным повышением точности на 1—2 класса [1].

Опытом производства специальных многониточных алмазных роликов для правки кругов врезным способом установлено, что радиусы закругления впадин ролика и вершин ниток абразивного круга (при зернистости 5—6) не превышают 0,1 мм. Это обеспечивает получение головки зуба производящей рейки с наибольшей высотой, чем и обеспечивается лучшее использование круга и максимальная размерная стойкость. Такая форма вершины нитки позволяет рассмотреть схему формирования эвольвентного профиля мелко модульного зубчатого колеса с исходным производящим контуром, имеющим островершинные зубья без прямолинейного участка по вершине (рис. 1).

Стационарное зацепление при зубонарезании многониточными кругами с тангенциальной подачей характеризуется следующими положениями: а) номинальной исходной производящей рейки и нарезаемого колеса; б) началом врезания левых и правых сторон нитки многониточного круга; в) началами и концами профилирования правой и левой сторон эвольвентного профиля зуба колеса левой и правой сторонами нитки многониточного круга. В соответствии с этим на рис. 1а показаны относительные положения полюса зацепления, а на рис. 1б — последовательные положения исходной производящей рейки при огибании правого и левого профиля зубьев. Заштрихована площадь между двумя относительными положениями производящего контура при по-

вороте колеса на угол $\Delta\varphi$, соответствующий повороту круга между двумя зернами, находящимися друг от друга по окружности на расстоянии l_z . При тангенциальном зубошлифовании $\Delta\varphi$ составляет

$$\Delta\varphi = \frac{S_T}{n_n} \cdot \frac{l_z}{z D_n} \cdot \frac{1}{r_n} = \frac{S_T l_z}{30000 V m_n z} \quad (1)$$

где S_T — тангенциальная подача в мм мин, n_n — число оборотов круга в минуту, D_n — диаметр круга в мм, V — скорость резания в м/с, m_n и z — модуль и число зубьев нарезаемого колеса.

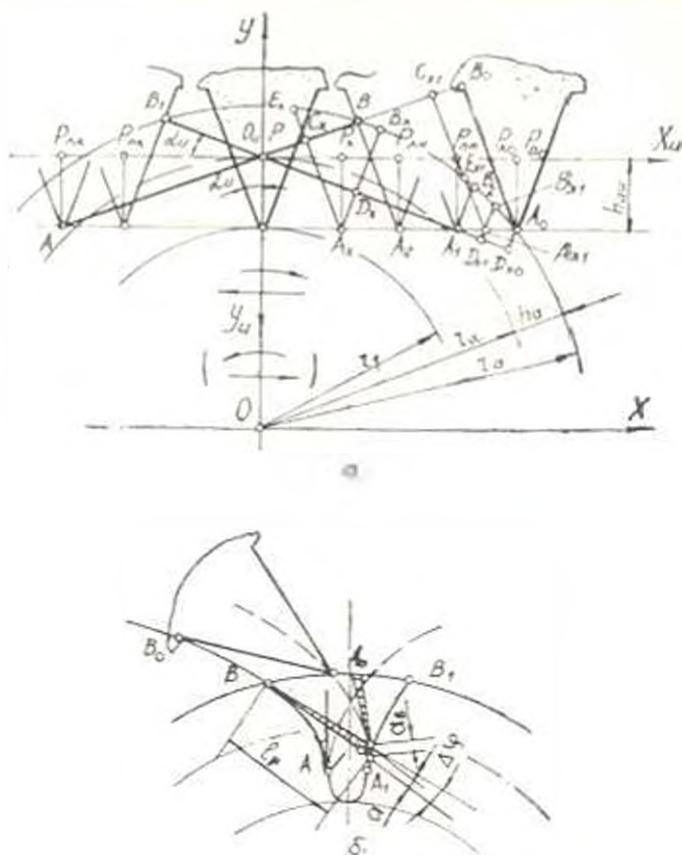


Рис. 1. Система тангенциального зубошлифования многоточечными кругами (а) и относительные положения точки во впадине зубьев колеса (б)

Пусть система $X(O)$ характеризует неподвижную плоскость чертежа, а система $X_c(O_c)$, связанная с номинальной исходной производящей рейкой, катится без скольжения по начальной окружности колеса. Если принять начальное положение точки круга совпадающим с межосевым перпендикуляром круга и колеса, то углы поворота колеса, соответствующие перечисленным положениям производящего контура во впадине колеса, будут характеризоваться следующими величинами (рис. 1а):

$$\varphi_{\text{до}} - \varphi_{\text{ни}} = \frac{2 \sqrt{z(h_{\text{г}}^2 + h_{\text{дн}}^2) + (h_{\text{д}}^2 - h_{\text{дн}}^2)}}{z}$$

$$\varphi_{\text{ни}} = \frac{2h_{\text{дн}}^2}{z \operatorname{tg} \alpha_{\text{н}}} \quad \varphi_{\text{до}} = \varphi_{\text{ни}} \quad \varphi_{\text{ис}} = -\varphi_{\text{ни}} \quad (2)$$

$$\varphi_{\text{ис}} = \frac{1 - z^2 \sin^2 \alpha_{\text{н}} - 4h_{\text{д}}^2 (z + h_{\text{д}}) - \sin \alpha_{\text{н}} (z + h_{\text{д}})}{z \cos \alpha_{\text{н}}}$$

где $h_{\text{д}}$ — коэффициент высоты головки зуба нарезаемого колеса, $h_{\text{дн}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент высоты головки и профильный угол производящей рейки круга.

Для зерен, расположенных на вершине нитки, толщина срезаемого слоя определяется выражением

$$a_{\text{в}} = r_{\text{н}} \varphi \Delta \varphi = \frac{S_{\text{д}} \Delta \varphi}{60000 V'} \quad (3)$$

где φ изменяется в интервале $(0, \varphi_{\text{ни}})$.

Максимальную толщину среза a боковым крайним зерном и поперечную площадь F среза боковой стороной нитки в период профилирования эвольвент зубьев колеса с достаточной для практики точностью можно определить по выражениям

$$a = l_{\text{р}} \Delta \varphi, \quad F = \frac{l_{\text{р}}^2 \Delta \varphi}{2} \quad (4)$$

где $l_{\text{р}}$ — длина режущей стороны нитки $C_1 A_1$, ограниченная линией зацепления AB и вершинной линией AA_1 для левой стороны нитки в интервале поворота колеса на угол $(\varphi_{\text{до}}, \varphi_{\text{ни}})$ и линией зацепления $A_1 B_1$ и окружностью выступов $r_{\text{в}}$ колеса — для правой $B_1 D_1$ стороны нитки в интервале $(\varphi_{\text{ни}}, \varphi_{\text{ис}})$.

В период врезания при повороте колеса в интервале $(\varphi_{\text{до}}, \varphi_{\text{ни}})$ длина режущей левой стороны нитки ограничивается линиями $A_1 A_{\text{н}}$ и окружностью $r_{\text{в}}$ колеса, а для правой стороны нитки при повороте колеса в интервале $(\varphi_{\text{ни}}, \varphi_{\text{ис}})$ — линией $A_1 A_{\text{н}}$ и окружностью $r_{\text{в}}$. При расчете a для левой и правой сторон за $l_{\text{р}}$ следует принимать соответственно отрезки $A_1 C_{\text{н}}$ и $D_{\text{н}} B_{\text{н}}$, а при расчете F — разность площадей секторов, образованных радиусами $A_{\text{н}} C_{\text{н}}$, $C_{\text{н}} E_{\text{н}}$ и $D_{\text{н}} B_{\text{н}}$, $D_{\text{н}} A_{\text{н}}$. Для левой стороны профиля нитки в интервале $(\varphi_{\text{до}}, \varphi_{\text{ни}})$ величина $l_{\text{р}}$ определяется выражением

$$l_{\text{р}} = \frac{m_{\text{н}}}{2} \left(z \varphi + \frac{2h_{\text{дн}}^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_{\text{н}}} \right) \sin \alpha_{\text{н}} \quad (6)$$

Отрезки $l_{\text{р}}$, ограниченные линиями зацепления и окружностью $r_{\text{в}}$, определяются расстояниями между точками $E_{\text{н}}$ и $C_{\text{н}}$ (или $B_{\text{н}}$ и $D_{\text{н}}$) в виде $\sqrt{(X_{\text{н}} - X_{\text{д}})^2 + (Y_{\text{н}} - Y_{\text{д}})^2}$. Координаты точек $E_{\text{н}}$, $B_{\text{н}}$

определяются совместными решениями уравнения окружности r_1 с уравнениями прямых линий для сторон нитки круга (рис. 1а)

$$X_{C, H} = \frac{m_n}{2} (z\varphi \mp 2h_{in}^* \operatorname{tg} \alpha_n) \cos^2 \alpha_n,$$

$$Y_{C, D} = \frac{m_n}{2} [z \pm (z\varphi \mp 2h_{in}^* \operatorname{tg} \alpha_n) \cos^2 \alpha_n \operatorname{tg} \alpha_n].$$

$$X_{E, B} = \frac{m_n}{2} (\pm b \mp \sqrt{b^2 - c}),$$

$$Y_{E, B} = \frac{m_n}{2} [\pm c \operatorname{tg} \alpha_n \{(\pm b \mp \sqrt{b^2 - c}) - z\varphi\} \pm (z - 2h_{in}^*)],$$

$$b = [(z - 2h_{in}^*) \operatorname{tg} \alpha_n \pm z\varphi] \cos^2 \alpha_n,$$

$$c = |\sigma^2 z^2 - 4z(h_{in}^* - h_{in}^*) - 4(h_{in}^* - h_{in}^*) \pm 2(z - h_{in}^*)z \operatorname{tg} \alpha_n \varphi| \cos^2 \alpha_n.$$

В приведенных выражениях верхние знаки относятся к точкам C_2 и E_2 , а нижние — к D_2 и B_2 .

По приведенному алгоритму определены размеры срезаемых слоев при тангенциальном зубонарезании и выявлены особенности, присущие этому новому процессу (рис. 2а). Наиболее нагружены зерна, расположенные на вершинке нитки: толщина срезаемого слоя почти вдвое превышает толщину наиболее нагруженной левой боковой стороны нитки у вершинки и в несколько раз — толщину правой стороны нитки у основания. Так как тангенциальное зубонарезание производится в обоих направлениях подачи (правая сторона становится входной, а левая — выходной), то все нитки многониточного круга получают по обеим сторонам одинаковый интегральный износ. В отличие от других способов зубошлифования [2] в резании участвует практически каждое зерно круга, за счет чего происходит резкое повышение размерной стойкости нитки, повышается точность колеса и качество поверхностного слоя.

Влияние режимов резания и числа нарезаемых зубьев колеса на показатели процесса при зубонарезании многониточными кругами с тангенциальной подачей и червячными кругами с продольной подачей существенно отличаются друг от друга [2]. На рис. 2б показаны графики изменения толщины срезаемого слоя вершинными зернами при тангенциальном зубонарезании. С увеличением скорости резания и числа зубьев нарезаемого колеса толщина срезаемого слоя уменьшается и увеличивается пропорционально увеличению величины тангенциальной подачи. В среднем, толщины срезаемых слоев при тангенциальном зубошлифовании на порядок меньше, чем при зубошлифовании червячными кругами.

В качестве приложения для решения практических задач на рис. 3 приведены графики изменения площадей срезаемых слоев при тангенциальном зубонарезании колеса $m_n = 0,8$ мм $z = 30$ с $V = 30$ м/с, $S_f = 80$ мм/мин. На графике указаны площади поперечного сечения

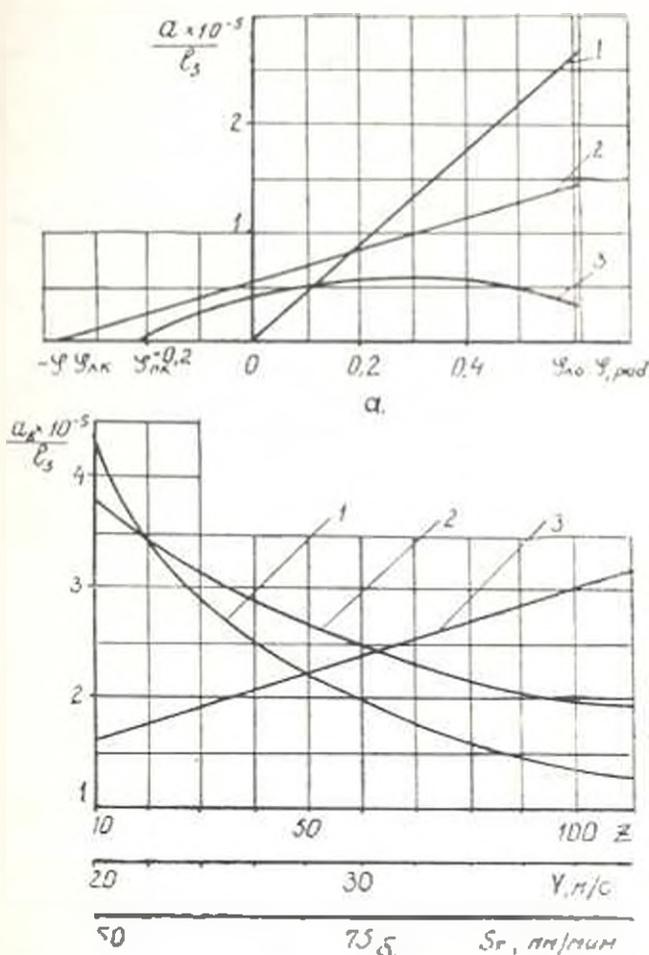


Рис. 2. а) Изменение максимальной толщины срезаемых слоев по вершинам (1), левой (2) и правой (3) сторонам нитки при нарезании колеса с $z = 30$, $S_f = 80$ мм/мин $V = 30$ м/с; б) изменение максимальной толщины слоя по вершине нитки в зависимости от числа зубьев (1), скорости резания (2) и тангенциальной подачи (3).

срезаемых слоев левой (1) и правой (2) сторонами, отдельной ниткой (3) и всеми нитками круга (4). Как видно, суммарная площадь и усилие резания непостоянны и меняются в зависимости от полюса колеса. Так как устройства для тангенциального зубонарезания многорезцовые, то расстояние между рабочими направлениями должно быть такое, чтобы при резании в тангенциальном направлении последующее колесо не было максимальных нагрузок были смещены на половину периметра

да для обеспечения выравнивания усилий резания. Межосевое расстояние должно быть больше на 1—2 мм наружного диаметра заготовки и соответствовать условию $1,5 \cdot n \cdot d_{\text{н}}$, где n —целое произвольное число.

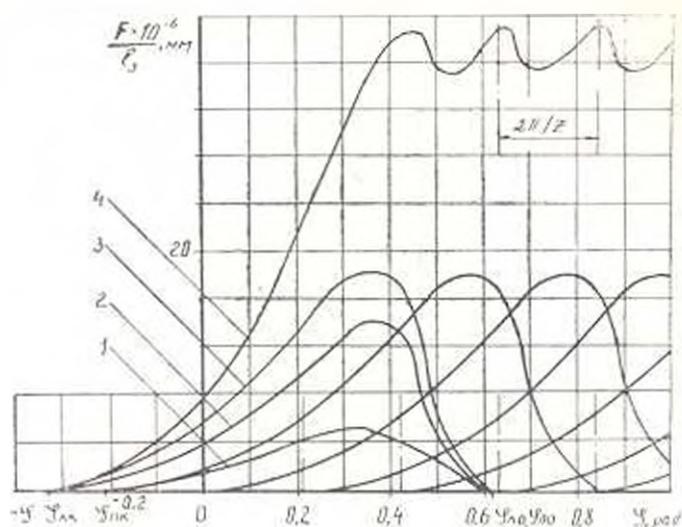


Рис. 3. Изменение площади поперечного сечения срезаемых слоев при тангенциальном зубошлифовании колеса: $m_n = 0,8$ мм, $z = 30$, $S = 80$ мм/мин, $V = 3$ м/с.

Полученные результаты могут быть использованы для адаптивного управления процессом зубонарезания, а также для исследования условий резания и контактных температур.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аветьян Д. А. Перспективы тангенциальной зубообработки мелкозубых колес // Станки и инструмент — 1981. — № 1. — С. 26—27.
2. Исаев М. С. Кинематика микрорезания при зубошлифовании абразивом червяком // Синтетические алмазы. — 1976. — Вып. 6. — С. 12—17.

Левин Ф. ЕРНИ им. К. Маркса

2 IX 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ТН) т. XLIII, № 1, 1990, с. 8—12

ЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311.014

В. И. САЛКОВ

РАСЧЕТ ТОКОВ И НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ДВУХ ОДНОВРЕМЕННЫХ КОРОТКИХ ЗАМЫКАНИЯХ НА ПОДСТАНЦИЯХ С КОРОТКОЗАМЫКАТЕЛЯМИ

Предложена методика расчета токов и напряжений при двух одновременных несимметричных коротких замыканиях в электрической сети с трансформаторной связью

между точками повреждения, основанная на принципе наложения. Учеными реальными значениями напряжения и сети до возникновения повреждения, а также присоединенная к трансформатору нагрузка. Получены уточненные выражения для определения токов короткого замыкания.

Ил. 3. Библиогр.: 4 назв.

Վերադրման սկզբունքի հիման վրա առաջարկվում է վնասված կետերի միջև տրանսֆորմատորային կապով էլեկտրական ցանցում երկու միաժամանակյա անհամաչափ կարճ միացումների զեպում հոսանքների և լարումների հաշվարկման մի հղանակ: Հաշվի են առնված ցանցի լարման իրական արժեքները միև միաժամանակի առաջացումը, ինչպես և տրանսֆորմատորին միացված բեռնվածքը: Ստացվել են կարճ միացման հոսանքների որոշման ճշգրիտ արտահայտություններ:

Для оценки чувствительности релейной защиты линии, питающей упрощенные подстанции, требуется вычисление токов при различных видах короткого замыкания (к. з.) на стороне низшего напряжения трансформатора и одновременном к. з. на стороне высшего напряжения, вызванном срабатыванием короткозамыкателя. Предложенные выражения для расчета этих видов к. з. [1] не учитывают реальных значений напряжения до к. з. и наличия нагрузки, что может ввести существенную неточность в результате расчета. Ниже описывается методика уточненного расчета таких повреждений. Расчет выполняется применительно к трансформатору с группой соединения обмоток Y/Δ-11, подключенному к линии 35 кВ, при наличии двухполюсного короткозамыкателя со стороны звезды В основу расчета положены предложенные в [2, 3] способ и алгоритм при одновременном использовании граничных условий, учитывающих наличие трансформаторной связи между рассматриваемыми точками к. з.

Исходная схема замещения цепи и схема собственно-аварийного режима приведены на рис. 1. Здесь E_A, E_B, E_C — эквивалентные фазные э. д. с. источников питания; Z_c, Z_1, Z_{11} — сопротивления сети трансформатора и нагрузки соответственно; U_{AM}, U_{BM}, U_{CM} и U_{AN}, U_{BN}, U_{CN} — фазные напряжения доаварийного режима в месте установки короткозамыкателя М и в точке н. з. за трансформатором N. В расчетах принимаем равными значения сопротивлений прямой и обратной последовательностей для системы и трансформатора, т. е. $Z_{11} = Z_{12} = Z_c$ и $Z_{11} = Z_{12} = Z_1$. Сопротивления Z_1 и Z_{11} , а также напряжения U_{AM}, U_{BM}, U_{CM} приведены к стороне звезды трансформатора.

На рис. 2 и 3 даны схемы замещения прямой и обратной последовательностей для собственно-аварийного режима. Здесь:

$$Z_{2M} = Z_c Z_1 / Z_{11}, \quad Z_{2N} = Z_1 Z_{11} / Z_{11}, \quad Z_{21} = Z_c Z_{11} / Z_{11},$$

$$Z_{2M} = Z_c Z_1 / Z_{11}, \quad Z_{2N} = Z_1 Z_{11} / Z_{11}, \quad Z_{21} = Z_c Z_{11} / Z_{11},$$

$$Z_{21} = Z_1 + Z_c + Z_{11}, \quad Z_{22} = Z_1 + Z_c + Z_{11}.$$

Контурные уравнения напряжений для отдельных последовательностей согласно рис. 3 запишутся

$$\begin{aligned} U_{1N} &= U_{2N} - (Z_{1N} + Z_{2N})I_{1N} + Z_{1N}I_{2N}, \\ 0 &= U_{2N} + (Z_{2N} + Z_{1N})I_{2N} - Z_{2N}I_{1N}, \\ U_{AN} &= U_{1N} + (Z_{1N} + Z_{2N})I_{1N} + Z_{1N}I_{2N}, \\ 0 &= U_{2N} + (Z_{2N} + Z_{1N})I_{2N} + Z_{2N}I_{1N}. \end{aligned} \quad (2)$$

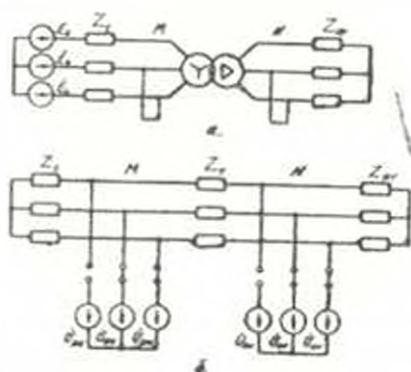


Рис. 1. Исходная схема (а) и схема замещения собственно-двигательного режима (б) при звуковом несимметричном КЗ.

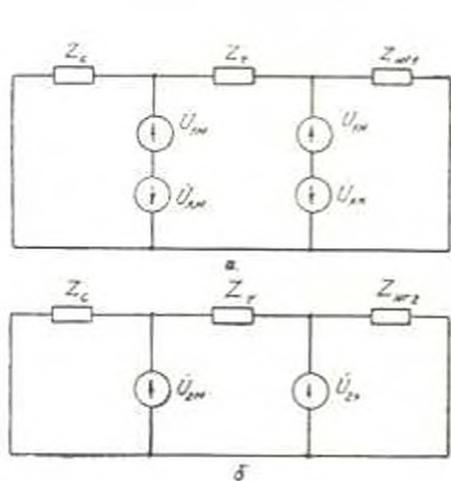


Рис. 2. Схемы замещения прямой (а) и обратной (б) последовательностей собственно-двигательного режима.

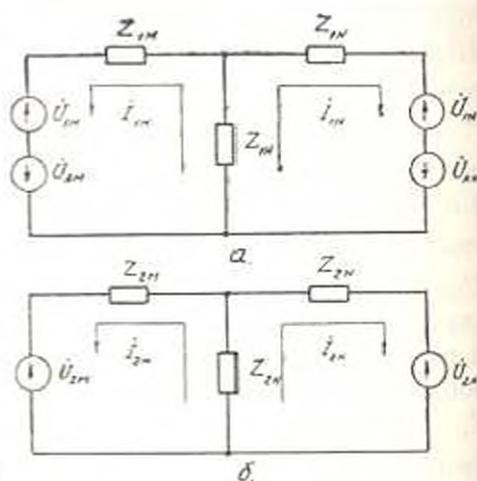


Рис. 3. Схемы замещения по рис. 2 после преобразования.

Рассмотрим возможные случаи двухфазных КЗ на вторичной стороне трансформатора при одновременном создании короткозамыкателем искусственного КЗ между фазами В и С на первичной стороне.

Случай 1. КЗ между фазами В и С на стороне треугольника. Из граничных условий соотношения между симметричными составляющими

ми токов и напряжений после приведения их со стороны треугольника к звезде будут:

$$\text{для точки } M - I_{2M} = -I_{1M}, \quad U_{2M} = U_{1M};$$

$$\text{для точки } N - I_{2N} = a^2 I_{1N}, \quad U_{2N} = -a^2 U_{1N},$$

где $a = \exp(j2\pi/3)$ — оператор.

С учетом этих соотношений из первых двух уравнений системы (2) получим

$$\dot{U}_{AM} = (Z_{1M} + Z_{1N} + Z_{2M} + Z_{2N}) \dot{I}_{1M} + (Z_{1M} - a^2 Z_{2M}) \dot{I}_{1N}, \quad (3)$$

Аналогично из третьего и четвертого уравнений системы (2) получаем

$$\dot{U}_{AN} = (Z_{1N} - a Z_{2N}) \dot{I}_{1M} + (Z_{1N} - Z_{1M} + Z_{2N} + Z_{2M}) \dot{I}_{1N}. \quad (4)$$

Совместное решение (3) и (4) дает значения токов прямой последовательности в точках M и N :

$$\dot{I}_{1M} = \frac{\dot{U}_{AM}(Z_{1N} + Z_{1M} + Z_{2N} + Z_{2M}) - \dot{U}_{AN}(Z_{1M} - a^2 Z_{2M})}{X}, \quad (5)$$

$$\dot{I}_{1N} = \frac{\dot{U}_{AN}(Z_{1M} + Z_{1N} + Z_{2M} + Z_{2N}) - \dot{U}_{AM}(Z_{1N} - a Z_{2N})}{X},$$

где

$$X = (Z_{1M} + Z_{1N} + Z_{2M} + Z_{2N})(Z_{1N} + Z_{1M} + Z_{2N} + Z_{2M}) - (Z_{1M} - a^2 Z_{2M})(Z_{1N} - a Z_{2N}).$$

Составляющие напряжений определяются из второго и четвертого уравнений системы (2)

$$U_{1M} = (Z_{2M} + Z_{2N}) \dot{I}_{1M} - a^2 Z_{2N} \dot{I}_{1N}, \quad (6)$$

$$U_{1N} = (Z_{2N} + Z_{2M}) \dot{I}_{1N} - a Z_{2M} \dot{I}_{1M}. \quad (7)$$

Случай 2. К. з. между фазами А и В на стороне треугольника. Из граничных условий для точки N имеем: $I_{2N} = a I_{1N}$, $U_{2N} = -a U_{1N}$. С учетом граничных условий из системы (2) получим

$$\dot{U}_{AM} = (Z_{1M} + Z_{1N} + Z_{2M} + Z_{2N}) \dot{I}_{1N} + (Z_{1M} - a Z_{2M}) \dot{I}_{1N}, \quad (8)$$

$$\dot{U}_{AN} = (Z_{1N} - a^2 Z_{2N}) \dot{I}_{1M} + (Z_{1N} + Z_{1M} + Z_{2N} + Z_{2M}) \dot{I}_{1N}.$$

Решение (8) дает выражения \dot{I}_{1M} и \dot{I}_{1N} , которые отличаются от (5) лишь заменой в последней операторов a и a^2 соответственно на a^2 и a .

Случай 3. К.з. между фазами С и А на стороне треугольника.

Из граничных условий для точки X имеем: $I_{2X} = I_{1X}$, $U_{2X} = -U_{1X}$. Исходя из системы (2), с учетом новых граничных условий получаем выражения I_{1M} и I_{1X} , которые отличаются от (5) лишь заменой в ней операторов a и a^2 на единицу.

По рассчитанным величинам I_{1M} и I_{1X} известным си-собою определяются фазные токи питающей линии в собственно-аварийном режиме. Суммируя последние с нагрузочным током доаварийного режима, получаем полные токи в линии в режиме двухфазного к.з.

Токи и напряжения при необходимости могут быть приведены к стороне треугольника путем трансформации симметричных составляющих или полных токов [4]. Расчет без учета нагрузки представляется как частный случай приведенного расчета, если положить $Z_{m1} = Z_{m2} = \dots$. При этом из (1) получим

$$Z_{1M} - Z_{2M} = 0, \quad Z_{1X} = Z_{2X} = Z_{3X}, \quad Z_{10} = Z_{20} = Z_{30}.$$

Если, например, подставить эти данные в (5) и допустить $U_{AM} = U_{AX} = E_A$, то получим выражения, приведенные в [1] для случая расчета без учета нагрузки с использованием значений э. д. с. источника.

Описанная методика расчета позволяет получить уточненные значения токов к.з. в питающей линии при срабатывании короткозамыкателей упрощенных подстанций энергосистем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двербул А. М. Примеры расчетов неэквивалентных режимов и коротких замыканий. — Д. Энергия, 1979. — 181 с.
2. Сааков В. И., Шахбазян С. А. К применению метода наложения в расчетах несимметричных коротких замыканий // Межвуз. сб. науч. тр. Энергетика. — Ереван: Изд-во ЕрПИ, 1979. — Сер. XIV, вып. 3. — С. 34—40.
3. Сааков В. И., Шахбазян С. А. Алгоритм расчета несимметричных к.з. в системах электропитания // Межвуз. сб. науч. тр. по энергетике. — Ереван: Изд-во ЕрПИ, 1985. — С. 62—66.
4. Сааков В. И. Трансформация токов и напряжений в системах электропитания // Межвуз. сб. науч. тр. Энергетика. — Ереван: Изд-во ЕрПИ, 1977. — Сер. XVII, вып. 2. — С. 82—85.

УДК 62-50:621.4:330.113

Л. А. УШАНЯН

НЕЧЕТКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗВИТИЯ
ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Рассматривается проблема оптимизации развития систем транспорта газа в условиях неопределенности исходной информации. Сформулирована задача комплексной оптимизации потоков и параметров развития газотранспортных систем в условиях нечеткой исходной информации относительно объема газопотребления. Рассмотрен расчетный пример.

Илл. 1. Табл. 1. Библиогр.: 7 назв.

Գրառիկում է զագի տրանսպորտի համակարգերի սպտիմալ զարգացման խնդիրը առկա սկզբնական տեղեկատվական պայմաններում: Ձևակերպված է զաղատրանսպորտային համակարգերի հոսքերի և պարամետրերի համալիր զարգացման խնդիրը զաղապարտման ծավալների վերաբերյալ ոչ ճշտակ սկզբնական տեղեկատվական պայմաններում: Գրառիկում է ռազմարկային արհեստը:

В процессе постановки и решения задач выбора оптимальных систем транспорта газа на перспективу приходится сталкиваться с неопределенностью исходной информации. Это относится к условиям функционирования системы, объемам газопотреблений и ресурсам газа, стоимостным и объемным показателям строительно-монтажных работ, степени использования достигнутых научно-технического прогресса и др. В тех случаях, когда исходная информация имеет случайный характер, степень ее неопределенности принято классифицировать как [1]: *вероятностно-определенную*, когда заданы законы распределения случайных величин и их параметры; *частично-неопределенную*, когда законы распределения случайных величин заданы, а значения их параметров неизвестны; *полностью-неопределенную*, когда известны бывают лишь интервалы возможных значений случайных величин.

При наличии полностью вероятностно-определенной информации можно выбрать более обоснованные проектные решения по сравнению с детерминистическими подходами, используя стохастические методы оптимизации (стохастического программирования) и принятия решений. При наличии в составе исходной информации частично или полностью неопределенной информации можно использовать смешанные или специальные методы [2].

В задачах развития и проектирования систем транспорта газа принимаются решения, как правило, уникального характера, не имеющие аналогов в прошлом. Кроме того, перенос предшествующих условий, по которым приняты проектные решения на перспективу, не представляется обоснованным. Таким образом, получение информации статистического характера может оказаться невозможным, а в ряде случаев неце-

лесообразным. Выходом из такого положения может служить перевод задачи в область теории нечетких (расплывчатых) множеств, развиваемой в последнее время [3]. При рассмотрении задач развития газотранспортных систем расплывчатыми могут быть рассмотрены не только отдельные параметры системы или ограничения на них, например, объем потребления газа на рассматриваемую перспективу данным промышленным или населенным узлом, но и глобальные цели и ограничения задачи, например, суммарные приведенные затраты на развитие системы. Использование функций принадлежности расплывчатых множеств является узловым моментом применения теории расплывчатых

множеств. В настоящее время предложен ряд подходов по их построению [4]. Являясь по своей сути субъективным, функция принадлежности позволяет использовать представления и знания исследователя, что может повышать качество принимаемых решений.

Рассмотрим применение теории расплывчатых множеств на примере проектирования сети, представленной на рисунке. Она включает в качестве элементов только газопроводные участки. Переход к газотранспортным системам с компрессорными станциями приводит к дополнительному учету характеристик компрессорных станций, не меняя сути предлагаемого подхода.

Система включает пять проектируемых газопроводных участков и предназначена

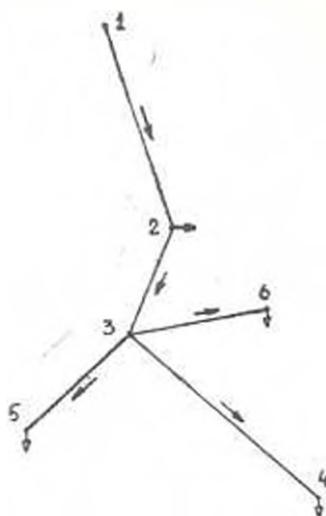


Рис.

для снабжения газом четырех потребителей, расположенных в пунктах 2, 4, 5 и 6. Газ в систему поступает в пункте 1 с давлением 1,4 МПа. Направления потоков газа по участкам единственными и указаны стрелками. Участки имеют следующие длины: (1, 2)—45 км, (2, 3)—25 км, (3, 4)—53 км, (3, 5)—32 км, (3, 6)—27 км.

Функции принадлежности представлены следующими аналитическими зависимостями:

по объемам газопотреблений —

$$\mu_i(q_i, a_i, b_i) = \begin{cases} 0, & \text{когда } q_i < a_i, \\ \frac{2(q_i - a_i)^2}{(b_i - a_i)^2}, & \text{когда } a_i \leq q_i \leq \frac{(a_i + b_i)}{2}, \\ 1 - \frac{2(b_i - q_i)^2}{(b_i - a_i)^2}, & \text{когда } \frac{a_i + b_i}{2} < q_i < b_i, \\ 1, & \text{когда } q_i > b_i. \end{cases} \quad (1)$$

где q_i — объем потребления газа i -го потребителя, млн $m^3/сут$; a_i и b_i — параметры, значения которых по потребителям таковы: $i = 2 - a_i = 1,1$, $b_i = 1,4$; $i = 4 - a_i = 1$, $b_i = 1,3$; $i = 5 - a_i = 1,3$, $b_i = 1,6$; $i = 6 - a_i = 1,8$, $b_i = 2,6$;

по давлениям газа в узлах потребления —

$$\varphi_i^*(p_i, e_i, f_i, g_i) = \begin{cases} \mu_i^1(p_i, e_i, f_i), & \text{когда } p_i < f_i, \\ 1, & \text{когда } f_i < p_i < g_i, \\ 1 - \mu_i^1(p_i, g_i, g_i + f_i - e_i), & \text{когда } p_i > g_i, \end{cases} \quad (2)$$

где p_i — давление газа в i -м узле, МПа; e_i, f_i, g_i — параметры со следующими значениями по узлам: $i = 2 - e_i = 0,2$, $f_i = 0,4$, $g_i = 1,2$; $i = 4 - e_i = 0,08$, $f_i = 0,3$, $g_i = 0,5$; $i = 5 - e_i = 0,15$, $f_i = 0,35$, $g_i = 0,5$; $i = 6 - e_i = 2,2$, $f_i = 0,25$, $g_i = 0,4$.

По суммарным приведенным затратам на создание системы выбрана функция принадлежности

$$\mu^{\text{III}}(z, \underline{d}, \bar{d}) = 1 - \mu^1(z, \underline{d}, \bar{d}), \quad (3)$$

где z — суммарные приведенные затраты на систему, млн руб., $\underline{d} = 1,2$, $\bar{d} = 2$.

Используя принцип слияния целей и ограничений Беллмана-Заде [3], задачу оптимизации проектных параметров рассматриваемой распределительной сети можно представить как максимизацию функции

$$\prod_{i \in I_a} \mu_i^1 \prod_{i \in I_b} \mu_i^{\text{III}} \prod_{i \in I_c} \mu_i^{\text{IV}} \rightarrow \max, \quad (4)$$

при следующих ограничениях:

$$p_i - p_j \leq \leq Q_{ij}, \quad (i, j) \in T_{ij}; \quad (5)$$

$$\sum_i Q_{ij} = q_i, \quad i \in I_a; \quad (6)$$

$$\underline{p}_i(p_i) < p_i(p_i) < \bar{p}_i(\bar{p}_i), \quad i \in I_b; \quad (7)$$

$$\underline{q}_i < q_i < \bar{q}_i, \quad i \in I_c; \quad (8)$$

$$\underline{d} < z < \bar{d}. \quad (9)$$

где Π — знак пересечения; p_i, p_j — начальное и конечное давление газа газопроводного участка (i, j) ; Q_{ij} — поток газа по участку (i, j) ; T_{ij} — множество газопроводных участков; I_a — множество потребителей системы; I_b — множество узлов системы (множество узлов потребления газа плюс нейтральные узлы, для которых $q_i = 0$). Для рассматриваемого примера: $I_a = \{2, 4, 5, 6\}$, $I_b = \{2, 3, 4, 5, 6\}$, $T_{ij} = \{(1, 2), (2, 3), (3, 4), (3, 5), (3, 6)\}$.

Система (4) — (9) является задачей нелинейного математического программирования. Для ее решения необходимо провести оценку z , которая реализуется методами: а) технико-экономических характеристик элементов системы [6]; б) непосредственной оценки целевой функции [7].

Для решения рассматриваемого примера был использован второй метод, для чего разработана ФОРТРАН-программа, состоящая из головного модуля, подпрограммы расчета технических решений и необходимых приведенных затрат проектируемых газопроницаемых участков и подпрограмм расчетов функций принадлежности (1) — (3). Особенности первой из подпрограмм описаны в [7]. Функции подпрограмм расчетов (1) — (3) не требуют пояснений. Основной процесс решения задачи осуществляется в головном модуле, где выполняются следующие этапы:

1. Дискретизация интервалов независимых переменных, в качестве которых выбраны $q_i, i \in I_n$ и $p_i, i \in I_p$.

2. Покоординатный спуск по групповым переменным $q_i, i \in I_n$ и $p_i, i \in I_p$ путем осуществления следующих действий: а) расчет Q_{ij} и $(i, j) \in T_{ij}$, исходя из топологии сети (рис.); б) последовательный вызов подпрограммы расчета технических решений и приведенных затрат по участкам и расчет суммарных приведенных затрат z ; в) расчет целевой функции (4) с использованием подпрограмм расчета (1) — (3); г) запоминание оптимальных решений, соответствующих данной сетке дискретизации.

3. Итеративное уточнение оптимальных решений путем уменьшения шага дискретизации и поиска решений в окрестности оптимальных q_i и p_i предыдущего шага.

Для рассматриваемого примера были приняты следующие значения пределов: $p_1 = 0,8, p_2 = 1,3, p_3 = 0,55, p_4 = 0,8, p_5 = 0,08, p_6 = 0,6, p_7 = 0,15, p_8 = 0,6, p_9 = 0,2, p_{10} = 0,45, q_1 = 1,1, q_2 = 1,4, q_3 = 1, q_4 = 1,3, q_5 = 1,3, q_6 = 1,6, q_7 = 1,8, q_8 = 2,6$.

Число шагов дискретизации был взят равным четырем. После пяти итераций уточнения были получены оптимальные решения, которые приведены в таблице.

Таблица

Участок	Нач. завд. газа, МПа	Кон. завд. газа, МПа	Поток газа, млн м ³ /сут	Диам. оси н. тки, мм	Диам. вставки, мм	Длина вставки, мм	Затраты, тыс. руб
1,2	1,4	1,25	6,22	820	720	33,8	854,6
2,3	1,25	0,775	4,82	530	820	19,3	260,3
3,4	0,775	0,55	1,08	540	820	8,4	40,2
3,5	0,775	0,542	1,49	530	820	8,1	101,6
3,6	0,775	0,425	2,25	530	820	13,4	214

При расчете параметров газотранспортных систем программу расчета необходимо дополнить модулем расчета компрессорных станций [7].

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Михаров А. А., Мезентьев Л. А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства.— Новосибирск: Наука, 1973.— 274 с.
2. Беляев Л. С. Решение сложных оптимизационных задач в условиях неопределенности.— Новосибирск: Наука, 1978.— 128 с.
3. Беллман Р., Заде Л. Принятие решений и расплывчатых условиях // Вопросы анализа и процедуры принятия решений.— М.: Мир, 1976.— С. 172—215.
4. Аверкин Л. И. и др. Нечеткие множества в моделях управления и искусственного интеллекта.— М.: Наука, 1986.— 312 с.
5. Борисов А. И. и др. Модели принятия решений на основе лингвистической переменной.— Рязань: Знание, 1982.— 256 с.
6. Унянц Л. А. Способ оптимизации газотранспортных систем РТС/ЕИИ ВНИИЭгазпрома.— Ереван, 1977, 14 с. (10 назв.) — Цеп. л. ВНИИЭгазпрома 01/09.72, № 9.45.94.
7. Унянц Л. А. Оптимизация параметров газотранспортных систем // Автоматизация, телемеханизация и связь в газовой промышленности.— М.: ВНИИЭгазпром.— 1981.— № 5 — С. 10—16.

ЕрПИ им. К. Маркса

5, VII 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLIII, № 1, 1990, с. 17—20

ЭНЕРГЕТИКА

УДК 622.691.4:65.016.7

Ю. А. КАЗАРЯН

ВАРИАНТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

Комплексно рассматриваются вопросы по определению пропускной способности (производительности) газотранспортной системы и отдельных газопроводов с учетом тепловых и гидравлических режимов работы магистральных газопроводов и их дуплигов. Данная работа позволяет решить вопросы по формированию основных показателей информативной способности для решения комплекса задач по развитию, реконструкции и техническому перевооружению газотранспортной системы.

Библиогр. — 6 назв.

Համալիր ձևով բնութարկում է գազափոխադրման համակարգերի, սասաների զարգամուղերի և հիվանդ զարգախոզովակների բազմաօղակակառուցությունը՝ հաշվի առնելով նրանց ջերմային և հիդրավիկական աշխատանքի սեփականությունը: Տվյալ աշխատանքը թույլ է տալիս որոշելու իմնական ցուցանիշները կապարում որպես տեղեկատվական համակարգի՝ զարգատրանսպորտային համակարգի զարգացման, վերակառուցման և տեխնիկական վերազինման համալիր խնդիրների լուծման համար:

При выполнении оптимизационных расчетов развития сложных газотранспортных систем с учетом реконструкции, технического пере-



вооружения и капитального ремонта основополагающим этапом является определение пропускной способности магистральных газопроводов.

Система магистральных газопроводов (СМГ) представляется управляемым объектом с технологически взаимосвязанной совокупностью элементов. Учитывая опережающее развитие отрасли, в настоящее время система магистральных газопроводов превратилась в сложную систему. Существенно увеличились объемы затрат и развитие и реконструкцию систем газоснабжения: только на реконструкцию и техническое перевооружение подсистемы транспорта газа в XIII пятилетке предусматривается направить 48% общего объема капитальных вложений и 34% всех металлозатрат в подотрасли транспорта газа, чем обусловлена необходимость рассмотрения проблемы, где приоритетное место занимают расчеты пропускной способности газопроводов.

Как известно, трубопроводные и другие гидравлические системы, при всем разнообразии их назначения и физико-технических особенностей подчиняются однотипным законам гидравлического сопротивления [1]. В настоящей работе устанавливаются требования к методике гидравлического расчета магистральных газопроводов, включающего в себя определение пропускной способности, расчеты тепловых и гидравлических режимов работы магистральных газопроводов, их линейных участков и дупингов.

Для расчета сложной газотранспортной системы проводится разбиение магистральных газопроводов на отдельные участки, к каждому из которых можно применить расчетные зависимости для простых газопроводов при выполнении в узловых точках следующих условий равенства давлений и сохранения массы газа. Такой поэтапный способ расчета является трудоемким и поэтому сложную систему можно привести к аналогичному простому газопроводу. Образуется понятие «эквивалентный газопровод» — простой газопровод будет эквивалентным сложной газопроводной системе, если у него и у системы будут одинаковыми все параметры перекачки (расходы, давления в начале и в конце, температуры, теплофизические характеристики перекачиваемого газа). Появляется необходимость учета понятия коэффициента расхода магистрального газопровода — для магистральной газотранспортной системы данный коэффициент при имеющихся трубопроводах различного диаметра вычисляется

$$K_p = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{l} \frac{1}{K_{pi}^2}}} \quad (1)$$

где

$$K_{pi} = 1 / \sqrt{\lambda_i D_i^5 \rho_i / D_i} \quad (2)$$

Учитывая, что абсолютная шероховатость труб одинакова для различных газопроводов, то $\lambda_i = 0,067 (2K/D)^{-2}$. По данным ВНИИГаз для новых труб $K = 0,003$ и с учетом

$$\dots = 0,03817 / D^{0,2} \quad (3)$$

Коэффициент расхода участка магистрального газопровода определяется как $K_{D_0} = (D_1/D_0)^{2,6}$. Для параллельного эквивалентного газопровода можно записать

$$\sqrt{D_0^{2,6} L_0} = \sum_{i=1}^n \sqrt{D_i^{2,6} L_i}. \quad (4)$$

Диаметр эквивалентного газопровода имеет выражение

$$D_0^{2,6} = d_1^{2,6} + d_2^{2,6} + \dots + d_n^{2,6}, \quad (5)$$

а при n числе параллельных ниток (когда диаметр одинаковый):

$$D_0^{2,6} = n D_{ном}^{2,6} \quad \text{или} \quad D_0 = D_{ном} n^{0,371}.$$

В итоге фактическая пропускная способность Q_f^{Φ} развиваемых газопроводов определяется простым выражением [2]

$$Q_f^{\Phi} = A \sqrt{(P_n^2 - P_x^2) D^3 K_{D_0}^{0,371} L}, \quad (6)$$

где $A = 1,67 \cdot 10^{-6} z_{cp} E D^{2,6}$.

Поток газа Q_f магистрального газопровода измеряется в *млн м³/сут*; P_n и P_x — величины давления в *МПа* на входе и выходе расчетного отрезка участка магистрального газопровода; z_{cp} — средний коэффициент сжимаемости газа; Δ — относительный удельный вес газа; T_{cp} — средняя по длине газопровода температура транспортируемого газа; K ; L — длина расчетного участка газопровода, *км*; h_1 и h_2 — превышения начальной точки расчетного отрезка относительно базисной точки, *м*; λ — коэффициент гидравлического сопротивления. Поправочный коэффициент α учитывает отклонение действительного режима от квадратичного ($\alpha = 1$). Коэффициент φ учитывает влияние подкладных колец: $\varphi = 0,95-0,975$, а при отсутствии этих колец — $\varphi = 1$. Коэффициент эквивалентности учитывает фактическое состояние внутренней поверхности трубопровода [2] — при проектировании газопровода из новых труб без специальных покрытий внутренней поверхности φ принимается равным 1.

Давление P_x в конце участка определяется

$$P_x = \sqrt{P_n - \frac{Q_f^2 \Delta z_{cp} T_{cp} L}{16,7^2 \cdot 10^{-10} [D_{экв}^{2,6} + \Delta l + d_i^{2,6}]^2}}. \quad (7)$$

а давление P_n в начале участка необходимо вычислять по формуле

$$P_n = P_{нагн} - \sum P_{вкл} - \sum P_{охл}, \quad (8)$$

где $P_{нагн}$ — давление нагнетания на выходе компрессорного цеха; $\sum P_{вкл}$ — потери давления в трубопроводах между компрессорным цехом и узлом подключения к ливейной части магистрального газопровода, которые определяются по проектным геометрическим характеристикам заводов-изготовителей оборудования; $\sum P_{охл}$ — потери давления в системе охлаждения газа, включая ее обвязку (при воз-

душном охлаждении $\delta P_{\text{зад}} = 0,06 \text{ МПа}$, а при отсутствии охлаждения — $\delta P_{\text{зад}} = 0$).

Температура газа любой точки подземного газопровода определяется согласно [5]

$$T_k = T_{\text{в}} + (T_{\text{н}} - T_{\text{в}}) \exp\left(-\frac{62,6 \cdot 10^{-6} K \cdot D L}{q C_p \Delta}\right) \quad (9)$$

Коэффициент теплопередачи от газа в окружающую среду принимается с учетом местных условий укладки газопровода. При надземной укладке газопровода на опорах температура газа определяется так же, как по (9), но с учетом температуры наружного воздуха.

Одним из эффективных способов увеличения пропускной способности газопровода является прокладка параллельного участка (лунинга) и подключение его к основному газопроводу. Пропускная способность газопровода при подключении лунинга и длина лунинга связаны зависимостью [4]

$$Q = \frac{q}{\left(1 - \frac{l_2}{L} \left(1 - \frac{1}{[1 + (D_2/D)^{2,6}]}\right)\right)} \quad (10)$$

$$l_2 = L \left[1 - (Q/Q_1)^2\right] \left[1 - 1/[1 + (D_2/D)^{2,6}]\right], \quad (11)$$

где q — первоначальная пропускная способность газопровода, $\text{млрд м}^3/\text{год}$; Q — пропускная способность газопровода с подключением лунинга; l_2 — длина лунинга, км; L — длина основного газопровода; D_2 — диаметр лунинга, см; D — внутренний диаметр основного газопровода.

Таким образом, системное построение параметров по определению пропускной способности магистральных газопроводов с учетом тепловых и гидравлических режимов дает возможность решения вопроса по формированию показателей информационной совокупности для комплексов задач по развитию газотранспортных систем с учетом их реконструкции и технического перевооружения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мухомов А. П., Хасиева В. Я. Теория гидравлических сетей. — М.: Наука, 1985. — 178 с.
2. Носович В. Ф., Гольянов А. В., Муфтахов Е. В. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации газопроводов. — М.: Недра, 1982 — 137 с.
3. Общие вопросы нормативно-технологического проектирования магистральных газопроводов. Часть 1. Газопроводы ОНПН 50 Г.85. Монография. Москва, 1985. — 215 с.
4. Сборник работ для магистрального газопровода / Под ред. С. Ф. Вирманн. — Л.: Недра, 1974 — 131 с.
5. Система норм проектирования магистральных трубопроводов / Под ред. А. К. Дерягина. — Л.: Недра, 1977 — 315 с.
6. Трубопроводный транспорт газа / С. А. Бояровский, С. Г. Шербатов, Е. И. Яковлев. — М.: Наука, 1976 — 195 с.

Бр. фил. Всесоюзного

«Союзгазпроект»

5. VI. 1989

УДК 621.311

С. Р. ЦАНИКЯН

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Предлагается новый метод для исследования режимов работ теплофикационных турбин, при котором изменение электрической нагрузки в зависимости от продолжительности представляется не в виде кривой, а интервала. Новый метод отличается тем, что учитывает не усредненное, а интервальный значение N_1 . Затем производится сопоставление режимов между интервалами.

На 1 Табл. 1. Библиогр.: 3 назв.

Հողաձուձ առաջարկվում է չերմաֆիկացիան տարրիների ուժիմների առանձնախրման նոր մեթոդ, որի դեպքում էլեկտրական հզորության N_1 փոփոխությունը կախված տեղափոխությունից, ներկայացվում է որ մե կորի, այլ տիրույթի մեղծ նոր մեթոդ գոյություն սեղեցողի տարրերում է երանով, որ նազվի է ստանում N_1 է որ մե միջինացված, այլ տիրույթային արմեր, որից հետո ուժիմների համեմատությունը կատարվում է արտույթների միջ-

В настоящее время все показатели ТЭЦ определяются на основании характеристик (графических и расчетных), что вызывает некоторую неопределенность исходной информации и может привести к неправильной оценке показателей ТЭЦ. Для исследования режимов работы ТЭЦ или теплофикационных турбин широко используется многофакторная расчетная характеристика турбины, которая получается на базе обработки исходных данных (электрическая мощность турбины N_1 , МВт; тепловая нагрузка турбины Q_1 , МВт; расход сетевой воды $G_{\text{сет}}$, кг/с; температура обратной сетевой воды $t_{\text{об}}$, °С) с некоторой погрешностью. Для теплофикационных турбин Т-180/210-130 и Т-175/210-130 расчетные характеристики получены в [1—3].

В данной работе исследуются режимы работ этих же турбин с учетом неопределенности исходной информации и погрешности характеристики. Для режимов работы по тепловому графику с двухступенчатым подогревом сетевой воды в работах [1, 3] предлагаются следующие расчетные характеристики:

для турбины Т-175/210-130 —

$$N_1 = f(Q_1, G_{\text{сет}}, t_{\text{об}}),$$

$$N_1 = 131,8 + 30,62X_1 + 10,92X_2 - 21,9X_3 - 5,05X_4 + 5,58X_1X_2 - 5,75X_1X_3 - 3,65X_4^2, \quad (1)$$

где $X_1 = (Q_1 - 243)/81,5$, $X_2 = (G_{\text{сет}} - 5060)/10^3$, $X_3 = (t_{\text{об}} - 55)/23$;

для турбины Т-180/210-130 —

$$N_T = 167,23 + 28,0X_1 + 1,44X_2 - 9,13X_3 - 16,25X_1^2 + 5,57X_2^2 - 18,64\lambda_1 X_2 - 9,01X_1 X_2 + 7,38X_2 X_3, \quad (2)$$

где $X_1 = (Q_T - 280)/50$, $X_2 = (G_{об} - 1400)/25$, $X_3 = (t_{о.с} - 55)/10$,
 $255 < Q_T < 300$ МВт, $1100 < G_{об} < 1700$ кг/с, $40 < t_{о.с} < 65^\circ\text{С}$.

Эти характеристики используются для определения зависимости изменения электрической мощности по продолжительности стояния тепловой нагрузки $(N_T = f(\tau))$. Когда теплофикационная турбина работает по тепловому графику, потери теплоты в конденсаторе имеют фиксированное минимальное значение и удельный расход топлива характеризует экономичность только котла. Исходя из этого, в качестве показателя эффективности работы теплофикационной турбины выбирается удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении.

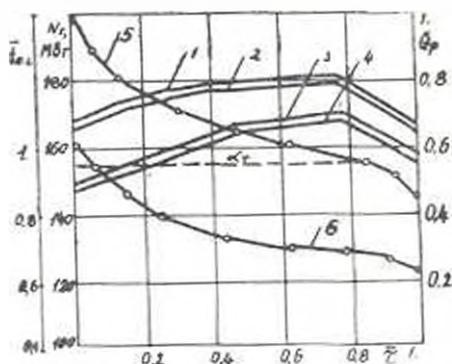


Рис. Зависимости $N_T = f(\tau)$, $Q_p = f(\tau)$, $t_{о.с} = f(\tau)$ для г. Еревана: 1, 2 — верхняя и нижняя границы интервала для Т-180/210-130; 3, 4 — то же, для турбины Т-175/210-130; 5 — $Q_p = f(\tau)$; 6 — $t_{о.с} = f(\tau)$.

На рисунке показаны зависимости значений N_T , Q_p , $t_{о.с}$ от продолжительности стояния тепловой нагрузки τ для климатических условий г. Еревана. Зависимость $t_{о.с} = f(\tau)$ (кривая 6) получена с использованием температурного графика обратной сетевой воды $t_{о.с} = f(t_{ин})$ и температурной характеристики наружного воздуха $\tau = f(t_{ин})$. Здесь $t_{о.с} = \frac{t_{о.с}}{t_{о.с}^*}$, где $t_{о.с}$ — текущее значение температуры обратной сетевой воды, а $t_{о.с}^*$ — максимальное значение температуры обратной сетевой воды в температурном графике.

Исследование проводилось на ЭВМ с помощью разработанной программы, при этом в качестве исходной информации задается погрешность расчетных зависимостей и получены верхняя и нижняя границы зависимости $N_T = f(\tau)$.

Рассмотрим методику месячного анализа режимов работы теплофикационных турбин данного типа для января месяца в условиях г. Еревана. При обычном анализе [2] получаем 8,3%, а при интервальном анализе [4] от 6,5% до 10,1%:

Без учета неопределенности

Месяцы	$t_{\text{ср. лн.}}^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{т.}}^{\text{н}}$ тыс. ГДж	$\Sigma_{\text{т.}}^{\text{н}}$ тыс. МВтч	$\frac{\text{кВтч}}{\text{кВтч}}$	$\frac{\text{кВтч}}{\text{Гкал}}$
январь	-4	826,2	$\frac{120,9}{131,8}$	$\frac{0,527}{0,574}$	$\frac{612,6}{667,8}$
февраль	-1,3	748,3	$\frac{108,1}{118,4}$	$\frac{0,520}{0,57}$	$\frac{604,7}{662,3}$
март	+5,4	699,4	$\frac{114,4}{128,3}$	$\frac{0,589}{0,66}$	$\frac{684,7}{767,9}$
апрель	+6,2	663,7	$\frac{110,5}{127,4}$	$\frac{0,599}{0,691}$	$\frac{696,9}{803,5}$
а. май	-0,9	811,4	$\frac{120}{130,7}$	$\frac{0,532}{0,58}$	$\frac{619,1}{674,3}$

Таблица

С учетом неопределенности

Э _н , тыс. кВтч	"Г" $\frac{\text{кВтч}}{\text{кВтч}}$	$\frac{\text{кВтч}}{\text{Гкал}}$
119,7...122,1	0,522...0,532	606,5...618,0
130,5...133,1	0,569...0,58	661,2...674,4
107,1...109,1	0,515...0,525	599,1...610,3
117,2...119,6	0,564...0,575	655,6...669,1
113,3...115,5	0,573...0,595	678,1...691,3
127...129,6	0,654...0,667	760,1...775,7
109,4...111,6	0,593...0,605	690...713,9
126,1...128,7	0,684...0,698	795,3...811,7
118,8...121,2	0,527...0,538	612,9...625,3
129,4...132	0,574...0,586	667,6...681

$$\begin{aligned}
 \bar{E}_7 &= \int_0^{\bar{E}_7} \bar{N}_7(\tau) d\tau; & \underline{E}_7 &= \int_0^{\underline{E}_7} \underline{N}_7(\tau) d\tau; \\
 \bar{E}_7' &= \int_0^{\bar{E}_7'} \bar{N}_7'(\tau) d\tau; & \underline{E}_7' &= \int_0^{\underline{E}_7'} \underline{N}_7'(\tau) d\tau; \\
 \bar{E}_{11} &= \int_0^{\bar{E}_{11}} \bar{N}_{11}(\tau) d\tau; & \underline{E}_{11} &= \int_0^{\underline{E}_{11}} \underline{N}_{11}(\tau) d\tau.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Здесь $\bar{E}_7, \underline{E}_7$ — верхняя и нижняя границы интервала для турбины Т-180/210—130 (кривые 1, 2 на рисунке); $\bar{E}_7', \underline{E}_7'$ — то же, для турбины Т-175/210—130 (кривые 3, 4 на рисунке). $\bar{E}_{11}, \underline{E}_{11}$ — месячные выработки электроэнергии для турбин Т-180/210—130 и Т-175/210—130 при обычном анализе. Результаты расчетов месячного отпуска теплоты Q_T^m , абсолютной E_T^m и удельной $\omega_T^m = \frac{E_T^m}{Q_T^m}$ выработок электро-

энергии на тепловом потреблении при $\alpha_T = 0,56$ для г. Еревана с учетом и без учета неопределенности приведены в таблице; в числителе — для турбины Т-175/210—130, а в знаменителе — для Т-180/210—130.

Разработанная методика и программа расчета на ЭВМ ежемесячно-го анализа режимов работы теплофикационных турбин с учетом неопределенности исходной информации дают возможность представить показатели в интервальном виде.

ЛИТЕРАТУРА

1. Папикян С. Р., Гиришфельд В. Я., Ляликов Б. А. Влияние температурных характеристик на эффективность режимов отпуска теплоты и выработки электроэнергии на тепловом потреблении // Теплоэнергетика.— 1987.— № 9.— С. 65—67.
2. Гиришфельд В. Я., Микунчи Г. В., Папикян С. Р. Анализ режимов отпуска тепла за отопительной ТЭЦ с учетом неопределенности исходной информации // Теплоэнергетика.— 1988.— № 8.— С. 48—50.
3. Гиришфельд В. Я., Князева А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС.— М.: Энергия, 1980.— 288 с.
4. Папикян С. Р. Совершенствование метода планирования и анализа показателей систем теплоснабжения // Тез. докл. Всесоюз. науч.-тех. сов. «Повышение надежности систем теплоснабжения».— Цайковский. Изд-во Информэнерго.— 1988.— С. 11.

УДК 681.325.3

А. С. ШАХКАМЯН, Н. А. НАЗАРЯН, Г. Ч. САРКИСЯН,
Г. Д. СЕДРАКЯНРАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЦИФРОВОГО ЛИНЕАРИЗАТОРА
ФУНКЦИИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДАТЧИКА ТЕМПЕРАТУРЫ

Описан способ интерполяционной линеаризации функции преобразования датчика температуры. Приведены расчетные формулы и блок-схема алгоритма работы линеаризатора.

Нл. 2. Библиогр.: 2 назв.

Ջերմաստիճանի թվային ցուցիչ սարքերի ճշտությունը բնականորեն կախված է սենսորի անստատիկական բնութագրի դաշտացման ճշտությունից: Լողվածում բերված են թվային դժուրեացման միջարկման սկզբունքի բազասարքությունը, նախադրվածքի բանաձևերը և ստացվածնե արդյոքի մի կոմպյուտեր:

В настоящее время в информационно-измерительных системах широко применяются нормирующие измерительные преобразователи (ИП) сигналов термодатчиков серии И71, И72 и др. В этих ИП осуществляется аналоговая линеаризация функции преобразования датчиков, поэтому они имеют невысокий класс точности и выпускаются многими модификациями в зависимости от диапазона измерения. Погрешность преобразования этих ИП в основном обусловлена параметрами узла линеаризации. Для повышения точности измерения температуры целесообразно линеаризацию осуществить цифровым способом [1].

В данной работе рассматривается алгоритм расчета параметров цифрового линеаризатора для серийно выпускаемых термоэлектрических преобразователей. При этом принимается, что на вход цифрового линеаризатора поступает код измеренного значения термо-ЭДС датчика, а определение значения температуры осуществляется линеаризатором путем аппроксимации статической характеристики датчика. Сущность алгоритма заключается в том, что по заданным параметрам узловых точек аппроксимации статической характеристики и по измеренному значению термо-ЭДС U , находясь координаты граничных точек данного участка (U^0, T^0) и (U^1, T^1) , в котором находится измеряемая температура и оценивается ее значение по формуле [2]

$$T_i = (1 - \beta)(1 + F\beta)T^0 + \beta[1 - F(1 - \beta)]T^1, \quad (1)$$

где $\beta = (U - U^0)/(U^1 - U^0)$ и находится в диапазоне $0 \leq \beta < 1$, а F — параметр, значение которого зависит от точности оценки T_i .

В (1) весовые коэффициенты $(1 - \beta)(1 + F\beta)$ и $\beta[1 - F(1 - \beta)]$ определены таким образом, что при любом значении F аппроксимирующая кривая (1) проходит через узловые точки (U^0, T^0) , (U^1, T^1)

и $(1 - \beta)(1 + F\beta) + \beta[1 - F(1 - \beta)] = 1$. Имея в виду, что оценка измеряемой температуры \hat{T}_2 должна находиться между T^0 и T^1 , значения F должны удовлетворять условию

$$-1/\beta < F < 1/(1 - \beta) \quad \text{при } \beta(1 - \beta) \neq 0.$$

На рис. 1а приведена область возможных значений параметра F .

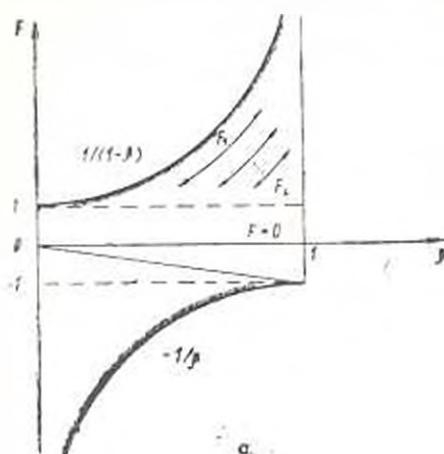


Рис. 1а

При $F = 0$ из (1) получается формула линейной аппроксимации

$$\hat{T}_1 = (1 - \beta)T^0 + \beta T^1, \quad (2)$$

а при $F = 1$, из (1) и (2) — формула «квадратичной аппроксимации»

$$\begin{aligned} \hat{T}_2 &= (1 - \beta)^2 T^0 + \beta(2 - \beta) T^1 = \\ &= \hat{T}_1 + \beta(T^1 - \hat{T}_1). \end{aligned} \quad (3)$$

Из (2), (3) следует, что оценки

\hat{T}_1 , \hat{T}_2 удовлетворяют условию

$$T^0 < \hat{T}_1 < \hat{T}_2 < T^1.$$

Если оценки T_{i_1} ($i = \overline{1, L}$) вычислены по формуле (1) и $F_1 < \dots < F_L$, то они удовлетворяют условию

$$T^0 < \hat{T}_{i_1} < \dots < \hat{T}_{i_L} < T^1. \quad (4)$$

В частности из (2) и (4) следует, что

$$T^0 < \hat{T}_1 < \hat{T}_2 < T^1, \quad F > 0 \quad \text{и} \quad T^0 < \hat{T}_1 < \hat{T}_2 < T^1, \quad F < 0. \quad (5)$$

Геометрическая интерпретация формул (2) — (5) показана на рис. 1. Таким образом, задавая параметру F конкретные значения, получим различные оценки измеренного значения температуры T .

Удобнее F непосредственно определять с учетом известных свойств статической характеристики датчика. Имея в виду, что статические характеристики германо-вольфрамовых термометров являются выпуклыми функциями, значение параметра F при заданной погрешности оценки

$\epsilon = \max |T(\beta) - T_0(\beta)|$ удобнее определять из следующих условий:

$$T^0 < \hat{T}_1 = \hat{T}_2 < T < T^1$$

$$0 \leq T - \hat{T}_2 = T - \hat{T}_1 + \beta(1 - \beta)(T^1 - T_0) \leq \epsilon \quad (6)$$

$$\leq \Delta + F\beta(1-\beta)(T^1 - T^0) \leq \varepsilon;$$

$$\Delta = \max_{\beta} |F(\beta) - \hat{T}_F(\beta)|; \quad \Delta \leq \varepsilon.$$

Из приведенных выражений получается

$$F = (0,5\varepsilon - \Delta) / \beta(1-\beta)(T^1 - T^0). \quad (7)$$

Допустимые пределы погрешности Δ термопар приведены в ГОСТ 3044—84.



Рис. 2.

При аппроксимации статистической характеристики термопары с постоянным шагом h по термо-ЭДС вычисление значения температуры

можно осуществить по алгоритму, блок-схема которого приведена на рис. 2. Вычисления осуществляются следующей последовательностью.

1. По измеренному значению U_1 определяется номер l_n участка аппроксимации по формуле $l^n = \text{Ent} \{U_1/h\}$.

2. По значению l_n определяются значения $T^n = T_{l_n}$, $T^1 = T_{l_{n+1}}$ и вычисляется коэффициент β по формуле $\beta = U_1/h - l_n$.

3. По заданным значениям Δ и ε вычисляется параметр F по формуле (7).

4. Вычисляется оценка T_F по формуле (1).

ЛИТЕРАТУРА

1. Киликовский К. Ф., Шахкамян А. С., Шахкамян С. С. Метод расчета схемы цифровой линеаризации функции преобразования измерительного устройства // Приборы и системы управления.— 1978.— № 8.— С. 22—25.
2. Шахкамян А. С., Илизарь Н. А., Карапетян М. А. Принципы построения универсального цифрового термометрического устройства // Системы сбора и обработки измерительной информации. Сб. ст. Татаурн, ТРТИ.— 1988.— С. 16—20.

ЕрШ им. К. Маркса

18 V 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLIII, № 1, 1990, с. 28—31

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

УДК 681.021

Ю. М. ВИННИКОВ

ПАРАЛЛЕЛЬНЫЙ ПОИСК СОКРАЩЕННЫХ ДИЗЪЮНКТИВНЫХ НОРМАЛЬНЫХ ФОРМ ЧАСТИЧНО- ОПРЕДЕЛЕННЫХ БУЛЕВЫХ ФУНКЦИЙ

Работе посвящена разработка параллельного универсального метода поиска сокращенной ДНФ частично булевой функции, ориентированного на известную ассоциацию в комплексе, состоящем из перемutable ЭВМ и специализированного параллельного процессора.

Библиогр. 6 назв.

*Աղյուսակները նվիրված է մասնակի որոշված բազմակի ֆունկցիաների կրճատման արագ-
անկարգ մեթոդի գտնելու համակարգի կառուցմանը և նրա մոնիթին-
գիանքի բրազերմանը սեմանական օգտագործման EDP և մասնակիորոշված գազանկա արագե-
նորից կազմված համակարգում:*

В настоящее время резко повышается значимость достоверности и надежности вычислительных систем, которые достигаются за счет введения информационной избыточности, а практика постоянно преподносит удачные примеры, когда высокая информационная избыточность не приводит к таким же большим аппаратным издержкам [1—3]. В этом

смысле инженер опирается на богатый арсенал структурного синтеза, в котором немаловажное место занимает минимизация булевых функций (БФ). Однако избыточность в минимизации смещает центр тяжести с определенных БФ (ОБФ) на частичные БФ (ЧБФ).

В предлагаемой работе развивается параллельный поиск сокращенной ДНФ ВФ, трудоемкость которого уменьшается с ростом избыточности, ориентированный на машинную реализацию в параллельном ассоциативном процессоре.

1. *Основные понятия.* Пусть $Z = (a_{n-1}, \dots, a_0)$, $a_i \in \{0, 1\}$ — множество двоичных n -разрядных наборов. На Z в общем случае задана ЧБФ f , значение которой определены на R и не определены на S (множества разрешенных и запрещенных наборов соответственно), где $R \cup S = Z$, $R \cap S = \emptyset$ (при $S = \emptyset$ f вырождается в ОБФ). В дальнейшем R представим непересекающимися подмножествами R_0 и R_1 ($f(r) = 0$ для $r \in R_0$ и $f(r) = 1$ для $r \in R_1$). Для представления ДНФ задан алфавит булевых переменных $X = \{x_{n-1}, \dots, x_1, x_0\}$ ($x^0 = x$ для $a = 1$ и $x^0 = \bar{x}$ для $a = 0$).

Геометрическая интерпретация множества Z — n -мерный куб с ребрами единичной длины. Интервалом p -го ранга $\Pi(a_{n-1}, a_{n-2}, \dots, a_p)$ на этом кубе называется грань, вершинами которой имеют одинаковые координаты $a_{n-1}, a_{n-2}, \dots, a_p$. Интервалу однозначно соответствует конъюнкция $K = x_{n-1}^{a_{n-1}} x_{n-2}^{a_{n-2}} \dots x_p^{a_p}$ такого же ранга. Считается, что интервал Π (конъюнкция K) допустимый при $\Pi \cap R_0 = \emptyset$ и $\Pi \cap R_1 \neq \emptyset$.

Покрытие множества R_1 всевозможными максимальными интервалами определяет сокращенную ДНФ ЧБФ f . Понятие сокращенной ДНФ является одним из ключевых для ОБФ, однако в ЧБФ оно практически никогда не используется (в монографиях инженерной направленности [4, 5] вообще отсутствует и лишь упоминается в теоретическом плане в [6]). Объяснение кроется в традиционном подходе к минимизации ЧБФ [5, 6]. Здесь ЧБФ f доопределяется на S единицами, порождая эквивалентную ОБФ. Для q^1 отыскиваются известными методами сокращенная ДНФ и из нее получают все минимальные и тупиковые формы для ЧБФ f , а также сокращенная ДНФ ЧБФ $f(D^1)$.

2. Теоретико-множественные соотношения.

Определение 2.1. Частичной конституентой (ЧК) набора $r \in R_1$ для ЧБФ f будем называть t_r , принимающую единичное значение на наборе r , нулевые — на всех наборах R_0 и неопределенную на всех остальных наборах $S \cup R_1 \setminus \{r\}$.

Теорема 2.1. ЧБФ f равна дизъюнкции всех своих ЧК.

Определение 2.2. Пусть $P \subseteq Z$ и задан с каким-либо образом размеченными разрядами набор $(a_{n-1}, \dots, a_0) \in Z \setminus P$. A — проверкой над P назовем проверку заданного отношения между помеченными разрядами набора (a_{n-1}, \dots, a_0) и одноименными разрядами наборов из P .

Выделим некоторую ЧК f_r и рассмотрим ее сокращенную ДНФ $(D_r)^{f_r}$. Здесь условия допустимости трансформируются и примут вид $r \in \Pi_r(a_{i_1}, a_{i_2}, \dots, a_{i_n})$ и $\Pi_r(a_{i_1}, a_{i_2}, \dots, a_{i_n}) \cap R_0 = \emptyset$, где Π_r — некоторый интервал ЧК f_r . Первое соотношение требует, чтобы вершина r куба Z была общей для всех интервалов. Число таких вершин конечно и равно 2^n . Второе соотношение требует удаления интервалов, включающих хотя бы одну вершину из R_0 . Признак удаления — наличие в R_0 хотя бы одного набора с такими же значениями разрядов, как и координаты интервала. Удаление проводится Λ -проверками на равенство над множеством R_0 . Для этого формируется маска, отмечающая координаты интервала, а их значения выбираются из набора r . Далее производится ассоциативное сравнение отмеченных разрядов r с аналогичными разрядами наборов из R_0 .

Тривиальный алгоритм построения $D_r^{f_r}$ заключается в следующем. Образуется список всех возможных конъюнкций из букв в степенях разрядов набора r и из него Λ -проверками удаляются недопустимые. В модифицированном списке проводятся операции поглощения и оставшиеся импликанты представляют $D_r^{f_r}$.

Обратимся к понятию разложения множества. Если $\Pi_r \subseteq \Pi_s$, то конъюнкцию K^r можно представить в виде $K^r = K^s \cdot K^r$. Если список конъюнкций упорядочить по разрядам в порядке возрастания, то Λ -проверки можно не проводить для конъюнкций, ранее включенных и простые импликанты [10]. При совмещении процесса формирования конъюнкций и Λ -проверок получаем модифицированный алгоритм A_2 :

1. Завести список простых импликант Q^* и положить $Q^* = \emptyset$.
2. На каждом шаге t , где $t = 1, 2, \dots, t_n$:

2.1. Образуем вспомогательный список Q_t всех возможных t -ранговых конъюнкций вида

$$Q_t = \left\{ x_{i_1}^{a_{i_1}} x_{i_2}^{a_{i_2}} \dots x_{i_t}^{a_{i_t}}, \text{ где } \{i_1, i_2, \dots, i_t\} - \text{всевозможные сочетания} \right. \\ \left. \text{из } n \text{ по } t \text{ на множестве } \{0, 1, \dots, n-1\}. \right\}$$

2.2. Из Q_t удалить конъюнкции, поглощаемые простыми импликантами из списка Q^* .

2.3. Над каждой конъюнкцией модифицированного списка Q_t провести Λ -проверку над R_0 . При отсутствии ассоциативного равенства конъюнкцию включить в список Q^* .

В алгоритме п. 2.2, связанный с поиском по списку Q^* , выполняется также на основе Λ -проверки.

Теорема 2.2. Сокращенные ДНФ ЧК совместно образуют сокращенную ДНФ ЧБФ f .

Действительно это так, поскольку при традиционном подходе для каждой ЧК J , после ее доопределения образуется одна и та же эквивалентная ОБФ q^J , содержащая все простые импликанты сокращенной ДНФ D^J . Каждая ЧК выбирает из все свои импликанты, отвечающие условию допустимости. Эти импликанты и образуют совместно D^J . Для получения D^J можно воспользоваться рассмотренными ранее алгоритмами, применяя их в отдельности к каждой из ЧК. Однако различные ЧК могут содержать одинаковые импликанты. Устранение этого достигается в алгоритме A_3 , для чего заводится общий список Q^* импликант и к каждой ЧК применяется п. 2. алгоритма A_2 . Дальнейшее улучшение достигается за счет рациональной организации генерации масок, A -проверок, процедур ведения списков и поиска по ним.

Для апробации результатов построена обучающая программная система (ПС), которая позволяет построить сокращенную ДНФ произвольной ЧБФ и ОБФ и обучить на их примере теоретическим основам метода. ПС разработана в рамках программы Минвуза РСФСР «Применение персональных ЭВМ в учебном процессе технических вузов» и написана на алгоритмическом языке «Паскаль».

ЛИТЕРАТУРА

1. Стакос А. П. Введение в алгоритмическую теорию измерений — М.: Сов. радио, 1977. — 98 с.
2. Стахов Л. П. Алгоритмическая теория измерения. — М.: Знание, 1979. — 64 с.
3. Вайсман Ю. М. о способе быстрого нахождения первоначальных функций в задаче об определении значений Фибоначчи // Вопросы преобразования информации. — Ташкент, 1977. — С. 160—166.
4. Поспелов Л. А. Экономные методы анализа и синтеза схем — М.: Энергия, 1974. — 368 с.
5. Вайсман Ю. М., Куратов Г. П. Схемы схем электронных цифровых машин. — М.: Сов. радио, 1963. — 439 с.
6. Давтян К. А., Саркисян А. Ж., Чигчян А. В. Алгоритмы и программы для ЭВМ. Под ред. С. В. Яковлева, Ф. Б. Арутюнова — М.: Наука, 1974. — 312 с.

Ташаврогский радиотехн. ин-т

24 X 1988

Изв. АН АрмССР (сер. Физ.-Техн.), т. XLIII, № 1, 1990, с. 31—36

ГИДРАВЛИКА

УДК 628.16.067.001.24

К. А. ДАВТЯН, В. С. САРКИСЯН, А. Ж. ЧИГЧЯН

ФИЛЬТРАЦИЯ СУСПЕНЗИИ ЧЕРЕЗ ДВУХСЛОЙНЫЕ РАЦИОНАЛЬНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Приводятся методы расчета рациональных двухслойных фильтров, используемых для очистки воды от примесей в виде двухкомпонентной. В процессе фильтрации происходит доломатизация порового пространства анизотропными песчаниками. Полученные аналитические формулы позволяют определить концентрации взвеси в жидкой и твердой

фазах в любой точке фильтра для любого момента времени, а также продолжительность работы фильтра по предельно-допустимой концентрации.

Ил. 1. Библиогр. 3 язы.

Բերված է ցրերը որգանական և այլ միացությունների մասերը նրկերա շտապգային ֆիլտրների նաշվարկի մեթոդ կարգում կյուվեր պարունակող ֆիլտրի ձևանգման ընթացքում սովոր է ունենում ճանտակենային միջավայրի խզանում: Խոսքոված ֆիլտրատական կապերը ճր- նարավորություն են սափա որոշելու կարգում կյուվերի խտությունը Կեղտի և պրնդ փուլերում: Ֆիլտրը ջանկացած կհոտում ժամանակի ջանկացած պատին ու եան ֆիլտրի աշխատանքի տև- փողությունը ցուտ սահմանային Խոսքատրելի խտություն:

Приготовление питьевой воды на базе промышленного дистваллята, получаемого на испарителях морской воды получило широкое распространение на объектах в аридных зонах и автономных условиях эксплуатации (г.г. Красноводск, Шевченко и др.) Получаемый дистваллят, как правило, содержит растворенные органические вещества и поэтому не может непосредственно использоваться для приготовления питьевой воды.

Исследования показали, что очистка промышленного дистваллята от растворенных органических соединений, взвешенных минеральных веществ и продуктов коррозии железа целесообразно проводить в двух-слойных намывных сорбционных фильтрах (НСФ). Для этих целей на фильтрующий элемент (ФЭ) НСФ намывается основной слой из активного угля размерами фракции 10—80 мкм, после чего на этот слой намывается адсорбент более крупной фракции. Первый основной слой обеспечивает очистку растворенных соединений, а более крупной фракцией задерживаются взвешенные вещества. В качестве адсорбента для второго намывного слоя применялся как активный уголь, так и перлит. При фильтровании дистваллята взвешенные вещества колыматируют фильтр, что приводит к увеличению гидравлического сопротивления и уменьшению продолжительности фильтроцикла.

Для двухслойных фильтров вопросы колыматажа рассмотрены в работах [1, 2]. Колыматаж в процессе эксплуатации на погружающихся скважинах описывается системой дифференциальных уравнений — материального баланса и кинетики отложения взвеси. Уравнение кинетики принимается в линеаризованном виде за счет пренебрежения концентрацией в твердой фазе и тогда процесс колыматажа протекает в две стадии. На первой стадии происходит предельное насыщение части материала фильтра, где наступает равновесие, а на второй — фронт предельного насыщения продвигается вдоль фильтра [1].

В работе [2] рассматриваются двухслойные карбено-засыпные фильтры. Уравнение кинетики для первого слоя представлено в линеаризованном виде, а для второго слоя скорость колыматажа считается нелинейной функцией от концентрации взвешенных частиц в жидкой и твердой фазах.

Рассмотрим очистку промышленного дистваллята на двухслойном намывном фильтре при постоянном расходе, принимая уравнение кинетики для обоих слоев в нелинейном виде. Необходимо определить изме-

нения концентрации взвеси в жидкой и твердой фазах в любой точке фильтра и продолжительность работы фильтра по предельно-допустимой концентрации. На рис. схематично показано сечение ФЭ с намывными слоями.

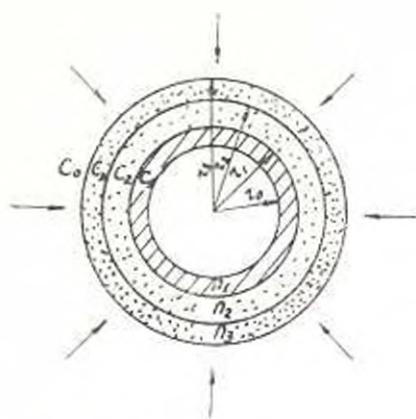


Рис. Схема ФЭ с намывными слоями.

Дифференциальные уравнения, описывающие процесс кольматации, представляющие собой уравнения материального баланса и кинетики, имеют вид [1—3]

$$\frac{q}{2\pi lr} \frac{dc_i}{dr} - \frac{db_i}{dt} - n_i \frac{dc_i}{dt} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{db_i}{dt} = \gamma_i (N_i - b_i) v_i, \quad i = \begin{cases} 1, & r_0 \leq r < r_1, \\ 2, & r_1 \leq r < r_2, \\ 3, & r_2 \leq r \leq r_3, \end{cases} \quad (2)$$

где q — расход воды, содержащей растворенные и взвешенные вещества, l — длина ФЭ, r — радиальная координата, $c_{1,2,3}$ — концентрации взвеси в жидкой фазе, $b_{1,2,3}$ — удельные объемы отложений взвеси в ФЭ и в намывных слоях, t — время, $n_{1,2,3}$ — начальные пористости соответственно для ФЭ и намывных слоев, $\gamma_{1,2,3}$ и $N_{1,2,3}$ — константа скорости и кольматация, предельное значение удельного объема отложений взвеси в ФЭ и в намывных слоях, r_0 и r_1 — внутренний и внешний радиусы ФЭ, r_2 — радиус границы между намывными слоями, r_3 — радиус наружной поверхности второго слоя.

Вводя новую переменную [1]

$$\tau = t - \frac{\pi l n_1}{q} (r_1^2 - r^2), \quad (3)$$

уравнения (1) — (2) принимают вид

$$\frac{q}{2\pi lr} \frac{dc_i}{dr} - \frac{db_i}{d\tau} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{ab_i}{a^2} = \gamma_i (N_i - b_i) c_i. \quad (5)$$

В процессе фильтрования ФЭ не коагулируются $B_i(r, \tau) = 0$ и коэффициент проницаемости ФЭ не меняется, а проницаемости намывных слоев меняются по координате и во времени. Проницаемость ФЭ существенно больше, чем у намывных слоев. Рассмотрим решение уравнений (4) — (5) для следующих краевых условий:

$$c_i(r, 0) = b_i(r, 0) = 0; \quad c_2(r_2, \tau) = c_0; \quad c_3(r_2, \tau) = c_2(r_2, \tau), \quad (6)$$

где c_0 — начальная концентрация взвеси в жидкости.

Решая систему (4) — (5) при условиях (6), получаем следующие расчетные формулы:

для ФЭ ($i = 1$) —

$$c_1(r, \tau) = c_2(r_1, \tau), \quad b_1(r, \tau) = 0; \quad (7)$$

для первого намывного слоя ($i = 2$) —

$$c_2(r, \tau) = c_2(r_2, \tau) \frac{A^a}{A^a + B - 1}, \quad a = \frac{\gamma_2}{\gamma_3}, \quad (8)$$

$$b_2 = N_2 (A^a - 1) (A^a + B - 1), \quad (9)$$

где

$$A = \frac{\exp(\gamma_3 c_0 \tau) - 1 + \exp[\pi l \gamma_3 N_2 (r_2^2 - r_1^2) q]}{\exp[\pi l \gamma_3 N_2 (r_2^2 - r_1^2) q]},$$

$$B = \exp[\pi l \gamma_3 N_2 (r_2^2 - r^2) q];$$

для второго намывного слоя ($i = 3$) —

$$c_3(r, \tau) = \frac{c_0 \exp(\gamma_3 c_0 \tau)}{\exp(\gamma_3 c_0 \tau) + \exp[\pi l \gamma_3 N_3 (r_3^2 - r^2) q] - 1}, \quad (10)$$

$$b_3(r, \tau) = \frac{N_3 \exp(\gamma_3 c_0 \tau) - 1}{\exp(\gamma_3 c_0 \tau) + \exp[\pi l \gamma_3 N_3 (r_3^2 - r^2) q] - 1}. \quad (11)$$

Для вычисления c и b по (7) — (12) необходимо знать параметры $N_{2,3}$, $\gamma_{2,3}$, которые могут быть определены, используя данные экспериментальных исследований. С этой целью проведем опыт, когда на ФЭ намыт только один слой из материала второго слоя (т. к. при двух намытых слоях невозможно брать пробу на границе между слоями). Допустим, что известны концентрации c_{21} и c_{32} в моменты времени τ_1 и τ_2 . Подставляя c_{21} , τ_1 и c_{32} , τ_2 в уравнение (10) при $r = r_2$ и решая полученную систему относительно γ_3 и N_3 , получаем

$$\gamma_3 = \frac{1}{c_0 (\tau_2 - \tau_1)} \ln \frac{c_{32} (c_0 - c_{21})}{c_{21} (c_0 - c_{32})}, \quad (12)$$

$$N_3 = \frac{q}{\pi l \gamma_3 (r_2^2 - r_1^2)} \ln \left| 1 + \frac{c_0 - c_{21}}{c_{21}} \exp(\gamma_3 c_0 \tau_1) \right|. \quad (13)$$

Таким же образом можно определить параметры γ_2 и N_2 , когда намыт только основной слой. Величины γ_2 и N_2 можно определить также и по данным опыта, когда намыты оба слоя при известных N_3 и γ_3 . Для этих целей уравнение (8) запишем в следующем виде:

$$\exp[\pi l \gamma_2 N_2 (r_2^2 - r_1^2) q] - 1 = \frac{c_3(r_2, \tau) - c_2}{c_1} \cdot A', \quad (14)$$

где $c_3(r_2, \tau)$ определяется по (10) при $r = r_2$ и $\tau = \tau_1$ (или $\tau = \tau_2$). При известных концентрациях c_{21} и c_{22} на выходе фильтра, соответствующих моментам времени t_1 и t_2 , из уравнения (14) при $r = r_1$ можно найти

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_3}{\ln \frac{A(\tau_2)}{A(\tau_1)}} \ln \frac{c_{22} [c_3(r_2, \tau_1) - c_{21}]}{c_{21} [c_3(r_2, \tau_2) - c_{21}]}, \quad (15)$$

$$N_2 = \frac{q}{\pi l \gamma_2 (r_2^2 - r_1^2)} \ln \left[1 + \left(\frac{c_3(r_2, \tau_1) - c_{21}}{c_{21}} \right) A'(\tau_1) \right], \quad (16)$$

Продолжительность работы фильтра по предельно-допустимой концентрации определяется по (7), принимая $c_1 = c_k$ и $r = r_0$.

Пример. Допустим жидкость фильтруется через ФЭ с двумя намытыми слоями: первый слой состоит из активного угля марки АГ-3 фракции 40—80 мкм, второй — из перлита фракции 160—200 мкм. Внутренний и внешний радиусы ФЭ равны $r_0 = 0,019$ м и $r_1 = 0,025$ м, а радиусы первого и второго намытых слоев: $r_2 = 0,027$ м и $r_3 = 0,030$ м. Пористости первого и второго слоев составляют $n_1 = 0,36$, $n_3 = 0,42$. Начальная концентрация взвешенных веществ в фильтруемой жидкости равно $c_0 = 1,5 \cdot 10^{-4}$. Допустимая концентрация равна $c_k = 0,45 \cdot 10^{-4}$, а длина ФЭ $l = 1$ м. Расход жидкости составляет $q = 4,44 \cdot 10^{-4}$ м³/с. Выходные концентрации, определенные для двух моментов $t_1 = 43,2 \cdot 10^3$ с, $t_2 = 46,8 \cdot 10^3$ с времени, составляют: в случае однослойного фильтра — $c_{21} = 0,04 \cdot 10^{-4}$, $c_{22} = 0,05 \cdot 10^{-4}$, а в случае двухслойного фильтра — $c_{31} = 0,09 \cdot 10^{-4}$, $c_{32} = 0,11 \cdot 10^{-4}$. Необходимо определить гидрохимические параметры $\gamma_{2,3}$, $N_{2,3}$, а также продолжительность работы фильтра.

Данные c_{21} и c_{22} необходимы для определения гидрохимических параметров γ_2 и N_2 , а c_{31} и c_{32} — для определения γ_3 и N_3 . Сначала по формулам (12) — (13) и (3) находим значения параметров $\gamma_3 = 40$ с⁻¹ и $N_3 = 0,11$. Затем по формулам (15) — (16), (3) и (10) определяем $\gamma_2 = 51$ с⁻¹ и $N_2 = 0,09$. Продолжительность фильтрования определяется по (7) — (8) и (3) при $c_1 = c_k$ и $r = r_0$ и составляет $t = 119,7 \cdot 10^3$ с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Верисин Н. Н., Коммунар Г. М., Хабиров А. С. Кольматаж фильтров и профильтровых зон поглощающих скважин. Вопросы гидротехники и мелиорации в условиях Узбекистана // Тр. ТИИМСХ. — 1976. — Вып. 82. — С. 129—137.

2. Хайрлов Р. С., Кольмунар Г. М., Косин Ю. I. Математическая модель процесса доочистки сточных вод на карбасю-защипных фильтрах // Химия и технология поли. — 1983. — Т. 5, № 5. — С. 395—398.
3. Веригин В. И., Давтян К. А. Кольматовые радиальные фильтры на активированном угле // Механическая и биологическая очистка сточных вод и обработка осадков предприятия агропромышленного комплекса. Тр. в-та ВОДГЕО — М., 1986. — С. 121—123.

АрмНИИВГиЛ

15 IV 1989

Изв. АН АрмССР (сер. III) т. XI(II), № 1, 1990 г. № 38

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 621.01.81.822.5.62—752

Г. Г. ШЕКЯН, Г. О. САГСЯН

НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН КАК ФУНКЦИЯ ОТ УРОВНЯ СОБСТВЕННЫХ ВИБРАЦИИ

На основании опытных исследований вibrационности электрических машин малой мощности и показано, что эксплуатационная надежность подшипниковых узлов этих машин обусловлена динамическими перегрузками при их работе. На основании проведенного исследования предложена методика расчета надежности подшипниковых узлов этих машин с учетом уровня спектральных составляющих динамических сил, вызванных собственными вибрациями.

Библиограф.: 7 назв.

Գրառարկված էն փոքր հզորության էլեկտրական մեքենաների վիբրացիայի մասին հարցերը և սույն է տրված, որ նրանց առանցքակալային հանգույցների շահագործման հուսալիությունը պայմանավորված է ալիտաների մասնակ առաջացած դինամիկ բեռնվածքներից: Կատարված նետադասումների հիման վրա առաջարկվում է մեքենաների առանցքակալային հանգույցների հուսալիության հաշիարկման մեթոդիկա, որտեղ հաշվի է առնված մեքենայի սեփական առանցքամերից առաջացած դինամիկ ուժերի սպեկտրայ բաղադրիչների մակարդակը:

Анализ результатов подконтрольной эксплуатации электрических машин (ЭМ) показывает, что надежность подшипникового узла резко отличается от расчетного. Это в первую очередь обусловлено тем, что в расчетных методиках не отражены реальные динамические перегрузки подшипниковых узлов, возникающие при работе машины.

Отказы подшипниковых узлов ЭМ малой мощности при обеспечении условия смазывания происходит по причине усталостного разрушения [1] и распределяется по закону Вейбулла [2]

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{6.84 L_n} \right)^{1.07} \right], \quad (1)$$

где t , L_n — требуемая и номинальная (расчетная) долговечности, ч.

2. Хайрлов Р. С., Кольмунар Г. М., Косин Ю. I. Математическая модель процесса доочистки сточных вод на карбасю-защипных фильтрах // Химия и технология поли. — 1983. — Т. 5, № 5. — С. 395—398.
3. Веригин В. И., Давтян К. А. Кольматовые радиальные фильтры на активированном угле // Механическая и биологическая очистка сточных вод в обработке осадков предприятия агропромышленного комплекса. Тр. в-та ВОДГЕО — М., 1986. — С. 121—123.

АрмНИИВГиЛ

15 IV 1989

Изв. АН АрмССР (сер. III) т. XI(II), № 1, 1990 г. № 38

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 621.01.81.822.5.62—752

Г. Г. ШЕКЯН, Г. О. САГСЯН

НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН КАК ФУНКЦИЯ ОТ УРОВНЯ СОБСТВЕННЫХ ВИБРАЦИИ

На основании опытных исследований вibrационности электрических машин малой мощности и показано, что эксплуатационная надежность подшипниковых узлов этих машин обусловлена динамическими перегрузками при их работе. На основании проведенного исследования предложена методика расчета надежности подшипниковых узлов этих машин с учетом уровня спектральных составляющих динамических сил, вызванных собственными вибрациями.

Библиограф: 7 назв.

Գրառարկված էն փոքր հզորության էլեկտրական մեքենաների վիբրացիայի մասին հարցերը և սույն է տրված, որ նրանց առանցքակալային հանգույցների շահագործման հուսալիությունը պայմանավորված է ալիտաների մասնակ առաջացած դինամիկ բեռնվածքներից: Կատարված նետադասումների հիման վրա առաջարկվում է մեքենաների առանցքակալային հանգույցների հուսալիության հաշվարկման մեթոդիկա, որտեղ հաշվի է առնված մեքենայի սեփական առանցքամերից առաջացած դինամիկ ուժերի սպեկտրայ բաղադրիչների մակարդակը:

Анализ результатов подконтрольной эксплуатации электрических машин (ЭМ) показывает, что надежность подшипникового узла резко отличается от расчетного. Это в первую очередь обусловлено тем, что в расчетных методиках не отражены реальные динамические перегрузки подшипниковых узлов, возникающие при работе машины.

Отказы подшипниковых узлов ЭМ малой мощности при обеспечении условия смазывания происходит по причине усталостного разрушения [1] и распределяется по закону Вейбулла [2]

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{6.84 L_n} \right)^{1.01} \right], \quad (1)$$

где t , L_n — требуемая и номинальная (расчетная) долговечности, ч.

Согласно [3] величина L_n определяется по формуле

$$L_n = \frac{1G^3}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^2, \quad (2)$$

где n , C — число оборотов и динамическая грузоподъемность подшипника; Q — эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник:

$$Q = (XV F_R + YF_a) k_0 k_f, \quad (3)$$

Формула (3) не учитывает динамическую нагрузку, которая по величине зачастую может превышать значения радиальной и осевой нагрузок F_R и F_a . Учет динамической нагрузки, действующей на опоры, можно вести на основании куммулятивной гипотезы суммирования усталостных повреждений [4]. Тогда выражение (3) примет вид

$$Q = [XV(F_R + R_{dR}) + Y(F_a + R_{da})] k_0 k_f, \quad (4)$$

где R_{dR} , R_{da} — эквивалентные радиальная и осевая динамические реакции.

Динамическая реакция опоры, возникающая как от кинематического возмущения, так и от внешних возбудителей вибрации, обусловлена воздействием на подшипник большого количества силовых импульсов периодического и аperiodического характера. Величину силовых импульсов можно определить, исходя из расчетных или измеренных значений спектральных составляющих вибрации машины, которые являются компонентами эквивалентной динамической нагрузки. Результаты спектрального анализа вибрации подшипниковых узлов ЭМ малой мощности показывает, что периодически изменяющаяся величина вибрационного ускорения, которая является основным определяющим фактором динамического воздействия, состоит из множества слогаемых, частоты изменения которых охватывают довольно широкий диапазон (от 20 до 10 000 Гц).

Если в спектре гармоник выявлены W_i составляющих ускорения, то эквивалентные значения вибрационного ускорения согласно [5] в случае дискретного состава вибрации равны

$$W_s = \sqrt{\sum_{i=1}^n W_i^2},$$

где $i = 1, 2, 3, \dots$ — число гармоник.

Эквивалентные радиальная и осевая динамические нагрузки, передаваемые на каждую опору, согласно [6] будут равны

$$R_{dR} = \frac{m}{2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (W_{sR} K_i)^2}, \quad R_{da} = m \sqrt{\sum_{i=1}^n (W_{sa} K_i)^2}, \quad (5)$$

где m — масса машины при симметричном роторе; W_{sR} и W_{sa} — спектральные составляющие i -ой гармоники в радиальном и осевом направ-

лениях: K_i — коэффициент, учитывающий увеличение числа циклов нагружения внутреннего кольца подшипника для i -ой гармоники возмущающей силы. На основании [7]

$$K_i = \left(\frac{f_i}{f_d} \right)^{\alpha}, \quad (6)$$

где $\alpha = 3$ — постоянный коэффициент; f_i — частота i -ой гармоники; f_d — частота нагружения внутреннего кольца подшипника при его вращении и нагрузке постоянного направления:

$$f_d = \frac{z_m}{2} \left(\frac{D_n + d_m \cos \beta}{2D_n} \right) 30\omega_0, \quad (7)$$

где d_m , z_m — диаметр и число шариков в подшипнике; D_n — средний диаметр подшипника; β — угол контакта в подшипнике; ω_0 — угловая скорость вращения внутреннего кольца подшипника.

С учетом (5) формула расчета надежности (1) примет вид

$$P(t) = \exp \left\{ - \frac{K_1 K_2 W [XV(F_n + R_{nk}) + Y(F_n + R_{na})]}{6,84C^3} \right\}. \quad (8)$$

Расчеты, проведенные по предложенной методике для электрических машин типа 4ААМ50—4ААМ63, показали удовлетворительное совпадение результатов с эксплуатационными показателями надежности, в то время, как расчеты, проведенные по (1), для любых режимов эксплуатации дают одни и те же результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бельский Р. Д. Подшипники качения. — М.: Машиностроение, 1967 — 574 с.
2. Сидоров А. А. Остры осей и валов машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1970 — 163 с.
3. Колотилецкий Р. В. и др. Подшипники качения. Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
4. Бессов С. И., Едигарян И. И. О путях снижения вибрации жесткооборотных электродвигателей // Расчет деталей, приборов и механизмов. Материалы сб. ЛЭТИ. — 1977. — Вып. 119. — С. 27—28.
5. Александров В. Б. Вибрация и удары в радиоаппаратуре. — М.: Сов. радио, 1971 — 31 с.
6. Шукья Г. Г., Наларян А. А., Халютян Р. П. Выбор нагрузочного режима подшипников при пенитативной высокооборотных электрических машин на надежность // ЭП. Сер. эл. маш. — 1976. — Вып. 71651. — 2 с.
7. Шукья Г. Г., Бояян С. К., Цицян Р. Б. Выбор подшипников качения высокооборотных электрических машин // ЭП. Сер. эл. маш. 1973. Вып. 101321. — 2 с.

УДК 621.913.01.621.833

С. С. АВДАЛЯН, Э. А. ГОМҚЯН, Э. Г. САРКИСЯН

ФОРМИРОВАНИЕ И СМЕЩЕНИЕ СИНХРОИМПУЛЬСОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ПРЕРЫВИСТОГО РЕЗАНИЯ

Обоснован и реализован способ получения коротких синхронимпульсов как сигнала, позволяющих производить одновременный пуск измерительных и записывающих устройств при изучении процесса резания.

Ил. 2.

Հիմնավորվել է և իրականացվել է կարճ սինխրոնիմպուլսների ստացման մեթոդ, որը հնարավորություն է տալիս կատարել հստակ ներկայի ուսումնասիրման համար անհրաժեշտ լսվող և գրվող սարքավորումների ճիշտամանակ թողարկումը:

Исследование и оценка состояния режущего инструмента при прерывистом резании требует выделение тех промежутков времени процесса резания, в течение которых происходят экстремальные изменения переходных (силовых, тепловых и др.) параметров процесса. Для обеспечения фиксации и изучения этих параметров возникает необходимость в синхронимпульсах, позволяющих производить одновременный пуск измерительных и записывающих устройств и выделения из каждого периода процесса резания интересующих исследователя временных промежутков. Такая комплексная постановка задачи исследования в настоящее время не обеспечивается стандартным измерительным оборудованием.

Формирование синхронимпульсов можно осуществить: а) используя выходные факторы самого процесса резания; б) применяя внешний генератор стандартных импульсов; в) используя синхронность процесса резания с генерацией сигналов от отдельного датчика, не зависящего от фактора резания.

Получение синхронимпульсов, используя выходные параметры процесса резания, себя не оправдывает, т.к. синхронимпульсы в этом случае нестабильны по амплитуде и времени. Другой способ получения синхронимпульсов от стандартного генератора также неприемлем из-за сложности осуществления их привязки к процессу резания и малой эффективности измерительного устройства. Третий способ лишен вышеуказанных недостатков и позволяет создать блок генерации и формирования синхронимпульсов, который в сочетании с другими блоками способен образовать измерительный комплекс.

Блок генерации и формирования синхронимпульсов состоит из узла датчика (Д), триггера Шмидта (ТШ) и формирователя коротких импульсов (ФКИ) (рис. 1). Узел датчика содержит лампу накаливания Л1, фотодиод Д1, дифрагму 1 (рис. 2), электронный ключ Т1 и предназначен как отметчик начала исследуемого процесса.

Диафрагма 1 жестко связана с кинематикой станка. В начале процесса диафрагма закрывает доступ света от Л1 к фотодиоду Д1. При движении диафрагмы свет от Л1 попадает на Д1 и увеличивает ток, протекающий через него, который, в свою очередь, открывает Т1, работающий в ключевом режиме. При этом на входе Д1 уменьшается уровень напряжения, который переключает ПШ до состояния логической единицы. Под воздействием изменения переднего фронта сигнала на выходе одновибратора Д2 формируется короткий импульс. Длительность импульса определяется времязадающей цепью R3, C2. Короткие импульсы обеспечивают четкую и стабильную синхронизацию работы измерительного комплекса.

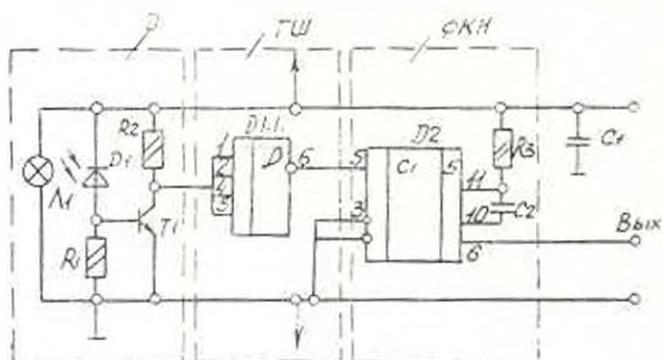


Рис. 1.

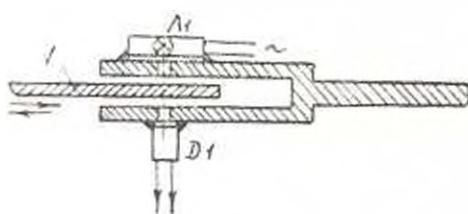


Рис. 2.

Блок формирователя импульсов можно использовать и как самостоятельный узел для непосредственной синхронизации осциллографов в процессе их одновременной работы, и как источник счетных импульсов.

УДК 621.869.4

С. С. ЧИХУХЧЯН, Р. А. ОВНЯНЯН

ДИНАМИКА ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ
АВТОПОГРУЗЧИКА С ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ

Исследуется динамика прямолинейного движения автопогрузчика с объемной гидравлической передачей, позволяющая повысить производительность и эффективность работы автопогрузчиков в сравнении с механической трансмиссией.

Приводятся дифференциальные уравнения движения автопогрузчика с ОП и результаты решения этих уравнений, позволяющие оценить динамику движения автопогрузчика.

Изв. 3. Библиогр.: 3 назв.

Անտառափորվում է ծափալային հիդրոփոսանցումով ավտոբեռնիչի ուղղադիմ շարժման դինամիկան, որը ինտյուսորում է մեծացնելու բնույթի աշխատանքի արտադրողականությունը և արդյունավետությունը նախնական մեխանիկական ֆորմազորակների հետ: Բերվում է ծափալային հիդրոփոսանցումով ավտոբեռնիչների շարժման դիֆերենցիալ նախասարտեր և նրա լուծման արդյունքները, որոնք են սրբում այդ ավտոբեռնիչների շարժման դինամիկայի ատանկա նախնությունները:

Тяговые и динамические качества автопогрузчиков в значительной степени зависят от типа применяемых трансмиссий, среди которых наиболее целесообразным и перспективным являются объемные гидротрансмиссии, получившие широкое применение в строительно-дорожных машинах.

Гидрообъемная передача в трансмиссии автопогрузчика обеспечит широкий диапазон изменения передаточного числа, компактность, легкость управления и требуемую скорость в рабочем режиме при высоких нагрузках за счет автоматического повышения давления рабочей жидкости в зависимости от сопротивления движению.

Оценка динамики движения является составной и важной частью общего расчета при проектировании ОП передач автопогрузчиков.

На рис. 1 представлена схема системы «двигатель-ОП-колеса», которая рассматривается как динамическая система с одной степенью свободы. В данной схеме предусмотрена установка дизельного двигателя, как наиболее целесообразного, и регулируемого гидронасоса. При этом отпадает необходимость в наличии согласующего редуктора между двигателем и насосом, т. к. при нормальном режиме работы двигателя частоты вращения обоих механизмов примерно одинаковы.

Принимая за обобщенную координату угол поворота ведущего колеса $\varphi_{\text{вк}}$, уравнение движения автопогрузчика в форме Лагранжа второго рода имеет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{\text{вк}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_{\text{вк}}} = M_{\text{гид}}, \quad (1)$$

где T — кинетическая энергия движущегося автопогрузчика, $M_{\text{гид}}$ — обобщенный момент по выбранной координате.

Применительно к расчетной схеме рис. 1 кинетическая энергия автопогрузчика будет определяться зависимостью

$$T = I_1 \frac{\dot{\varphi}_1^2}{2} + I_2 \frac{\dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{m \cdot v^2}{2} + I_M \frac{\dot{\varphi}_M^2}{2} + I_{\text{гп}} \frac{\dot{\varphi}_{\text{гп}}^2}{2}, \quad (2)$$

где I_1 , I_2 , I_M — моменты инерции вращающихся тел соответственно двигателя, гидронасоса и гидромотора; $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}_M$ — угловые скорости коленчатого вала двигателя, вала насоса и гидромотора; m , v — масса и скорость потока рабочей жидкости и натекajúющей магистрали ОГП.

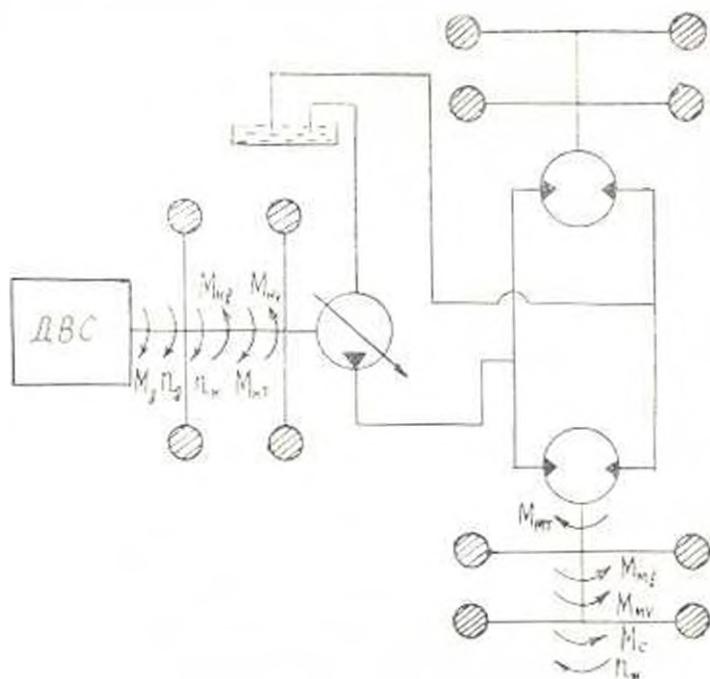


Рис. 1. Схема динамической системы «двигатель-ОГП-колеса».

Одним из важных оценочных показателей динамических качеств автопогрузчиков является ускорение и характер его изменения от скорости движения

$$a = \ddot{z}_m \dot{z}_m = \frac{r_m}{l_{\text{огп}}} \left(\left(M_1 \dot{z}_m - \left[\frac{2C_{22} V_{\text{огп}}}{2\sigma} U_0 + \frac{2C_{21} V_{\text{огп}}}{2\sigma} \right] \dot{z}_m + \left[\frac{C_{12} V_{\text{огп}}}{2\sigma} U_0 + \frac{C_{11} V_{\text{огп}}}{2\sigma} \right] \Delta p - A \dot{\varphi}_m^2 + f m g r_m \right) \right), \quad (3)$$

где \dot{z} — коэффициент условного приращения масс; $l_{\text{огп}}$ — передаточное число ОГП; U_0 — параметр регулирования насоса; $V_{\text{огп}}$, $V_{\text{гп}}$ — рабочие объемы насоса и гидромотора; C_{22} , C_{21} — коэффициенты жидкого трения и трения скольжения; ν — коэффициент динамической вязкости.

Другим оценочным показателем, характеризующим динамические качества автопогрузчика, является время t , за которое может быть достигнута максимальная скорость, т. е. время переходного процесса. Функция времени разгона в зависимости от достигнутой угловой скорости ведущих колес определяется по уравнению, полученному в результате интегрирования дифференциального уравнения (1) и его соответствующего преобразования, в результате чего получаем

$$t = \frac{I_{\text{всп}} \delta \varphi_{\text{вк}}}{A [(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2]} \left| \ln \frac{\varphi_{\text{вк}}}{\varphi_{\text{вк макс}} - \varphi_{\text{вк}}} \sqrt{\frac{(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2}{X_1^2 + \beta_1^2}} + \frac{X_1 (\varphi_{\text{вк}} + X_1) + \beta_1^2}{\varphi_{\text{вк}} \beta_1} \left(\text{arctg} \frac{X_1}{\beta_1} - \text{arctg} \frac{\varphi_{\text{вк}} + X_1}{\beta_1} \right) \right| \quad (4)$$

где

$$X_1 = \frac{C_{\text{всп}} r V_{\text{вк}}}{2\pi A} + \frac{1}{2} \varphi_{\text{вк макс}}$$

$$\beta_1 = \frac{1}{2} \sqrt{4[B_1 + \varphi_{\text{вк макс}} (B_1 + \varphi_{\text{вк макс}})] - (B_1 + \varphi_{\text{вк}})^2}$$

$$B_1 = \frac{C_{\text{всп}} r V_{\text{вк}}}{2\pi A}$$

Немаловажным оценочным показателем динамики движения автопогрузчика является путь S , пройденный в процессе разгона

$$dS = r_{\text{вк}} d\varphi_{\text{вк}} = r_{\text{вк}} \dot{\varphi}_{\text{вк}} dt$$

или

$$S = r_{\text{вк}} \int_{\varphi_{\text{вк}}}^{\varphi_{\text{вк макс}}} \frac{\dot{\varphi}_{\text{вк}} d\varphi_{\text{вк}}}{\varphi_{\text{вк}}} = \frac{I_{\text{всп}} \delta \varphi_{\text{вк макс}}^2 r_{\text{вк}}}{A [(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2]} \left| \ln \frac{\varphi_{\text{вк макс}}}{\varphi_{\text{вк макс}} - \varphi_{\text{вк}}} + \frac{\varphi_{\text{вк макс}} + 2X_1 \varphi_{\text{вк}} + \beta_1^2}{2\varphi_{\text{вк макс}} \beta_1} \ln \frac{X_1^2 + \beta_1^2}{[(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2]} - \frac{(\varphi_{\text{вк макс}} + X_1)(X_1^2 + \beta_1^2)}{\varphi_{\text{вк макс}} \beta_1} \left(\text{arctg} \frac{\varphi_{\text{вк}} + X_1}{\beta_1} - \text{arctg} \frac{X_1}{\beta_1} \right) \right| \quad (5)$$

Пользуясь выражениями (4) и (5), построены графики зависимости $t = f(v)$ и $S = f(v)$ (рис. 2 и 3) для автопогрузчика грузоподъемностью 20 кН с ОГП и механической трансмиссией. Как видно, применение ОГП позволяет значительно снизить время и путь разгона автопогрузчика по сравнению с механической трансмиссией, что в свою очередь

редь, позволит увеличить производительность автопогрузчика и повысить эффективность его работы.

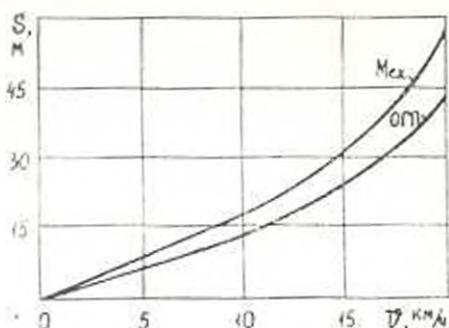


Рис. 2. Графики зависимости времени от скорости движения автопогрузчика в процессе разгона.

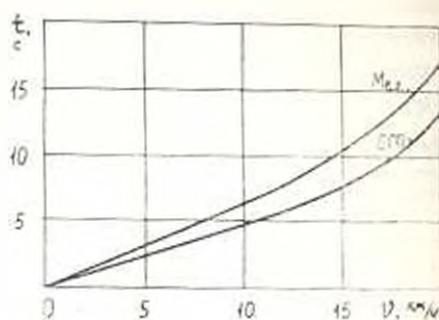


Рис. 3. Графики зависимости пути разгона автопогрузчика от скорости движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кривобород А. Н., Палматов Л. О. Динамика прямолинейного движения трактора с гидрообъемной трансмиссией. — М.: МАМИ, 1985. С. 89—108.
2. Антонов А. С., Запряжен М. М. Гидрообъемные передачи гоанспектрных и тяговых машин. — Л.: Машиностроение, 1968. — 212 с.
3. Чубукин С. С. Анализ различных трансмиссий автопогрузчиков // Прогресс науки и техники. — 1986 — № 12. — С. 19—21.

БрИИ им. К. Маркса

22 VI 1986

Изв. АН АрмССР (сер. ГИ), т. XLIII, № 1, 1990, с. 14—17.

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 626.823

Э. П. АШЯНЯЦ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО НАПОРА В НАЧАЛЕ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ОСТАНОВКЕ НАСОСА

Предлагается приближенный метод расчета минимального напора в начале трубопровода насосной станции при остановке насоса. Применяется соотношение результатов расчета по предлагаемым формулам с экспериментальными данными.

Табл. 1. Библиогр.: 5 назв.

Մանրագրով է ներկայացրել նշման հարվածի մասովոր միջոց հրմոզմանի մոզոյ խողովակաշարի սկզբում պահել անջատման ժամանակի Փորի ազյութերը համեմատում են արտադրումը րանսմոզմ ազյութի ազյութերի հետ:

При проектировании напорных трубопроводов насосных станций необходимо иметь сведения о давлениях, возникающих в трубопроводах в случае гидравлических ударов при внезапном прекращении

редь, позволит увеличить производительность автопогрузчика и повысить эффективность его работы.

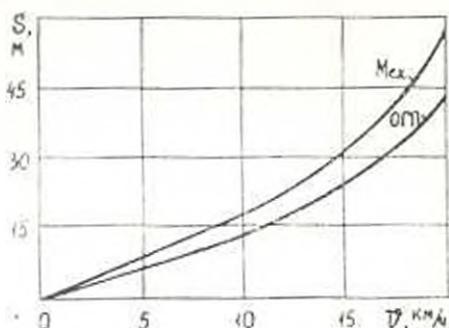


Рис. 2. Графики зависимости времени от скорости движения автопогрузчика в процессе разгона.

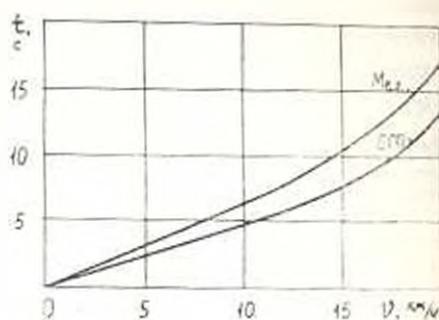


Рис. 3. Графики зависимости пути разгона автопогрузчика от скорости движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кривобород А. Н., Палматов Л. О. Динамика прямолинейного движения трактора с гидробъемной трансмиссией. — М.: МАМИ, 1985. С. 89—108.
2. Антонов А. С., Запряжен М. М. Гидробъемные передачи гоансепиальных и тяговых машин. — Л.: Машиностроение, 1968. — 212 с.
3. Чубукин С. С. Анализ различных трансмиссий автопогрузчиков // Прогресс науки и техники. — 1986 — № 12. — С. 19—21.

БрИИ им. К. Маркса

22 VI 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ГИ), т. XLIII, № 1, 1990, с. 44—47.

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 626.823

Э. П. АЩЯНЦ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО НАПОРА В НАЧАЛЕ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ОСТАНОВКЕ НАСОСА

Предлагается приближенный метод расчета минимального напора в начале трубопровода насосной станции при остановке насоса. Применяется соотношение результатов расчета по предлагаемым формулам с экспериментальными данными.

Табл. 1. Библиогр.: 5 назв.

Մասշտաբային է եզրագծային ներքին հարվածային մասով քիմիկայի մոդի-
ֆիկացիայի սկզբում դեղին անցանակ ժամանակ. Փորձի տվյալները համեմատվում են
առաջարկված բանաձևով հարվածային ազդանշանի հետ:

При проектировании напорных трубопроводов насосных станций необходимо иметь сведения о давлениях, возникающих в трубопроводах в случае гидравлических ударов при внезапном прекращении

электропитания двигателей насосов. В этом случае переходной процесс начинается с понижения давления и может сопровождаться разрывами сплошности течения жидкости, что является причиной последующего значительного повышения давления в трубопроводе.

Анализ и обобщение данных натурных исследований [1—3] показывает, что при остановке насосов в начале трубопровода после обратного клапана разрыва сплошности течения не образуется и минимальный напор определяется значениями постоянной инерции агрегата

$$T_0 = (GD)^2 / 365 N_0,$$

где $(GD)^2$, N_0 , n_0 — маховой момент ротора, номинальное число оборотов и мощности двигателя и постоянной инерции трубопровода

$$T_0 = l v_0 / g H_0,$$

где l , v_0 — длина трубопровода и начальная скорость движения жидкости в нем, H_0 , g — статический напор и ускорение силы тяжести.

Для определения изменения напора, развиваемого насосом после отключения электропитания двигателя, можно использовать зависимость приведенную в [4]

$$n n_0 = T_0 (T_0 + t), \quad (1)$$

где n — число оборотов вала насоса при переходе этим процессе, t — текущее время.

Допуская, что при переходном процессе справедливо соотношение

$$H / H_0 = n^2 / n_0^2, \quad (2)$$

и используя зависимость (1), получим формулу для определения напора, развиваемого насосом после отключения электропитания двигателя

$$H = \frac{H_0}{(1 - t / T_0)^2}. \quad (3)$$

Для определения минимального напора по формуле (3) необходимо иметь сведения о продолжительности понижения напора в начале трубопровода. В случае выполнения условия $av_0/g \leq H_0$ в трубопроводах постоянного уклона продолжительность существования пониженного давления определяется фазой гидравлического удара $T_{\Phi} = 2l/a$, где a — скорость распространения волны гидравлического удара.

При наличии в начале трубопровода обратного клапана и неучете инерционных свойств насосного агрегата минимальный напор в начале трубопровода определяется по формуле

$$H_{\min} = H_0 - av_0/g. \quad (4)$$

Если после отключения электропитания двигателя насос в течение времени T_{Φ} способен развивать напор, превышающий величину (4), то минимальный напор в начале трубопровода будет

Сопоставление расчетных величин минимальных напоров в начале трубопровода при остановке насоса с экспериментальными данными

№	Насос	Двигатель	Трубопровод	$H, м$ (расч.)	$H, м$ (эксп.)
1	28М-12-2. $Q = 0.74 м^3/с$	$N_0 = 2730 кВт,$ $n_0 = 980 об./мин,$ $G.D. = 3.9 м^2,$ $T_0 = 3.75 с$	$l = 900 м, d = 1.2 м,$ $H_0 = 16.9 м, v_0 = 0.66 м/с,$ $a = 1060 м/с, t_{\phi} = 17 с,$ $T_1 = 3.58 с$	97.5	100
2	22НДС, $Q = 0.72 м^3/с$	$N_0 = 530 кВт,$ $n_0 = 750 об./мин,$ $G.D. = 1 м^2,$ $T_0 = 2.9 с$	$l = 940 м, d = 1.3 м,$ $H_0 = 36 м, a = 750 м/с,$ $v_0 = 0.55 м/с,$ $T_1 = 1.47 с, T_{\phi} = 2.5 с$	9	12
3	24НДС, $Q = 2.3 м^3/с$	$N_0 = 1680 кВт,$ $n_0 = 750 об./мин,$ $G.D. = 3.6 м^2,$ $T_0 = 3.3 с$	$l = 67.0 м, d = 1.4 м,$ $H_0 = 54 м, v_0 = 1.5 м/с,$ $a = 950 м/с,$ $T_1 = 19 с, T_{\phi} = 14.2 с$	0.93	1.5
4	ЗВ-200 X 26 $Q = 0.12 м^3/с$	$N_0 = 125 кВт,$ $n_0 = 1475 об./мин,$ $G.D. = 21 кг/м^2,$ $T_0 = 1 с$	$l = 825 м, d = 0.3 м,$ $H_0 = 60 м, v_0 = 1.7 м/с,$ $a = 1100 м/с,$ $T_1 = 2.38 с, t_{\phi} = 1.5 с$	3.5	6
5	4К-12, $Q = 0.012 м^3/с$	$N_0 = 8 кВт,$ $n_0 = 2900 об./мин,$ $G.D. = 0.1 кг/м^2,$ $T_0 = 0.31 с$	$l = 230 м, d = 0.1 м,$ $H_0 = 22 м, v_0 = 1.5 м/с,$ $a = 1100 м/с,$ $T_1 = 1.6 с, T_{\phi} = 0.42 с$	0.42	2

$$H_{min} = \frac{H_0}{(1 + (v_0/T_0)^2)} \quad (5)$$

В случае, когда $av_0/g \geq H$, продолжительность понижения давления может быть определена из зависимости для определения изменения расхода, приведенной в [5]

$$t_n = T_r/2 + V(T_r/2)^2 + T_r T_a \quad (6)$$

Сопоставление результатов расчета минимального напора по предлагаемой формуле (3) с соответствующими экспериментальными данными приведено в таблице. Трубопроводы насосных станций, параметры которых указаны в таблице, имеют равномерный подъем и промежуточных разрывов сплошности течения в них не образуется.

Как видно из таблицы, расчетные величины хорошо согласуются с экспериментальными данными, обеспечивая определенный запас, что дает основание рекомендовать указанную зависимость (3) для определения минимального напора в начале нагнетательного трубопровода при остановке насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Указания по защите водоводов от гидравлических ударов при помощи автоматических гасителей УкрВОДГЕО.— Киев, 1960.— 36 с.
2. Аршеневский Н. Н., Поспелов Б. Б. Переходные процессы крупных насосных станций.— М.: Энергия, 1980.— 112 с.
3. Карелин В. Я. и др. Исследование переходных процессов и явлений нестационарности с целью совершенствования конструктивных решений ГЭС ГАЭС и насосных станций // Гидротехническое строительство.— 1983. № 8.— С. 8—11.
4. Указания по защите водоводов от гидравлического удара.— М.: ВОДГЕО, 1961.— 227 с.
5. Рафаэляк Р. М., Аветисян Р. С. К расчету переходного процесса в нагнетательном трубопроводе при потере привода насосом // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН.— 1977.— Т. XXX, № 5.— С. 55—60.

Ր Ո Վ Ա Ն Դ Ա Կ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

Ջ. Ա. Ասատրյան: Բազմաթիվ չրզաններով շոշափող ատամնամշակման ժամանակ միկրոկտրոման կիսեմատիկան	3
Վ. Ի. Սահակով: Հոսանքների և լարումների նաշվարկը կտրման միացման սարքերով ենթակայաններում երկու միաժամանակյա կտրման միջոցների դեպքում	8
Լ. Շ. Հունանյան: Գազատար համակարգերի զարգացման ոչ նստուկ օպտիմալացումը	13
Յա. Հմ. Կազարյան: Մայրաղծային գազատարի բացիողունակովյան տարբերակի որոշումը	17
Ս. Ի. Պապիկյան: Կերմաֆիկացիոն տուրբինների աշխատանքային ուժիմների հետազոտման մեթոդների զարգացումը	21
Ս. Ս. Շաղգամյան, Ն. Շ. Նազարյան, Կ. Չ. Սարգսյան, Կ. Կ. Սևրակյան: Կերմաստիճանի ափսիսի փոխակերպման ֆունկցիայի իվային դժարակետող սարքի պարամետրերի հաշվարկը	25
Յու. Մ. Վիրյնյակով: Մասնակի որոշման բուլլան ֆունկցիաների կրճատման դիֆերենցիալ ետրման ձևերի գոյաճնա փնտրում	28
Ք. Ա. Դավրյան, Վ. Ի. Սարգսյան, Լ. Փ. Չիտչյան: Ատիույթների ժամացումը շատափողային ֆիտերի միջով	31
Շ. Կ. Շևկյան, Շ. Հ. Սարգսյան: Էլեկտրական մեքենաների ուսուցչակայանին նանդուցների հոսայրույթներ, որպես ֆունկցիա սեփական օստատումներից	35
Ո. Ս. Ավդալյան, Յ. Ա. Կոմկյան, Է. Կ. Սարգսյան: Ընդ կարման երևույթի նետազոտման դեպքում սինխրոնիզացիաների ձեռագրումը և շեղումը	39
Ո. Ո. Սիրյուչյան, Ս. Ա. Հովհանյան: Մազալույցին հիդրոտիխանացումով ալտարեոնիչի սղզադեմ շարժման դեմմիկան	41
Է. Պ. Աշիլյան: Ընթացողուն ձեռման որոշումը անձաման միմանակ սղծպակայանի մղող իողումակաշարի սղզում	41

СОДЕРЖАНИЕ

Д. А. Агарян, К. М. Матака: Микрорезуляция при тангенциальном зубонарезании многоинтенсивными крутками	3
В. И. Саакян: Расчет токов и напряжений при двух одновременных коротких замыканиях на подстанциях с короткозамыкателями	8
Л. А. Уманян: Нечеткая оптимизация развития газотранспортных систем	13
Ю. А. Казарян: Вариационное определение пропускной способности магистральных газопроводов	17
С. Р. Натикян: Развитие методов исследования режимов работы теплофикационных турбин	21
А. С. Шахматия, И. А. Назарян, Г. Ч. Саркисян, Г. Д. Седракян: Расчет параметров дифференциального оператора функции преобразования датчика температуры	25
Ю. М. Вишняков: Параллельный порт сокращенных дизельных турбинных форм частично-определенных булевых функций	28
К. А. Давтян, В. С. Саркисян, А. Ж. Чичичян: Фильтрация суспензий через двухслойные радиальные фильтры	31
С. Г. Шекян, Г. О. Сирсаян: Надежность подшипниковых узлов электрических машин как функция от уровня собственных вибраций	36
С. С. Авдалян, Э. А. Гомкцян, Э. Г. Сиркисян: Фармакокинетика и смещение синхронизмуса при исследовании процесса прерывистого резания	39
С. С. Чийричян, Г. А. Овсакян: Динамика прерывистого движения выкопрузача с объемной гидрорезачей	41
Э. И. Ащиян: Определение минимального панора в начале магистрального трубопровода насосной станции при остановке насоса	41